

Diplomarbeit

Nr. KFSC/02/2014

Entwurf, Variantenbewertung und Grundkonstruktion eines neuen Einlasssystems für einen Zweitaktmotor

eingereicht in der
Fakultät Kraftfahrzeugtechnik der
Westsächsischen Hochschule Zwickau
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieurs (FH)

vorgelegt von: cand. ing.

Z h u , Q i l e

Geb. am: 28.11.1991

Studiengang Kraftfahrzeugtechnik
Studienschwerpunkt Kraftfahrzeugservice

Auftraggeber:	Westsächsische Hochschule Zwickau
Ausgegeben von:	Prof. Dr.-Ing. J. Mehnert
Betreuer des Auftraggebers:	Dipl.-Ing. E. Lenk

Sperrvermerk

Vorgabe der betreuenden Firma mit Stempel und Unterschrift von der Firma.

Nur mitbringen und bei der Abgabe vorlegen, da dies rot auf der ersten Seite vermerkt wird. **Nicht einbinden.**

Autorenreferat

Die Diplomarbeit umfasst den Entwicklungsablauf eines neuen Einlasssystems. Dabei wird zunächst der Technikstand Spülkonzepts bei Zweitaktmotor und Vor- und Nachteile Mehrventilmotors ausführlich aufgezeigt.

Die anschließende Lösung hat insgesamt drei Einlassventile. Ein Ventilteller davon ist von Doppelschlingemechanismus getrieben, während der andere von Elektromagnet getrieben ist.

Weiterhin ist Bestandteil der Diplomarbeit die Konstruktion eines parametrischen Modells. Wenn die Parameter verändert werden, werden alle Komponenten, die in direktem oder indirektem Zusammenhang mit Parametern stehen, automatisch gesteuert.

Selbständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig, ohne fremde Hilfe und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt habe. Weiterhin versichere ich, dass diese Diplomarbeit noch keiner anderen Prüfungskommission vorgelegen hat.

Zwickau im Feb 2015

Qile Zhu

Diplomaufgabe

Nr.: KTV/01/2011

z.B.

für Herrn cand. ing. ...

Studiengang Kraftfahrzeugtechnik / Studienschwerpunkt Verbrennungsmotoren

Tag der Ausgabe:

Abgabetermin:

Tag der Abgabe:

Ausgegeben durch:

Betreuer der WHZ:

Betreuer des Auftraggebers:

Muster

Die Diplomaufgabe wird von Frau Türschmann übergeben
und muss beim Binden als Seite 4 eingefügt werden.

Thema:

Teilaufgaben:

Inhalt

I.	Verzeichnis der Bilder.....	I
II.	Verzeichnis der Tabellen.....	II
III.	Verzeichnis der Anlagen.....	III
IV.	Kurzzeichenverzeichnis.....	IV
1	Einleitung.....	1
2	Hauptteil.....	2
2.1	Grundkonzept und Anforderungen neues Einlasssystems.....	2
2.2	Analyse Technikstands.....	4
2.2.1	Gaswechsel bei Zweitaktmotor.....	4
2.2.1.1	Umkehrspülung.....	4
2.2.1.2	Gleichstromspülung.....	5
2.2.1.3	Gleichstromspülung mit Gegenkolben.....	5
2.2.1.4	Kopfumkehrspülung.....	6
2.2.1.5	Zusammenfassung.....	7
2.2.2	Mehrventilmotor.....	8
2.3	Erarbeitung eines parametrischen Grundmodells.....	12
2.3.1	Rahmenbedingungen und Anforderungen des Modells.....	12
2.3.2	Vorbereitung der Konstruktion.....	13
2.3.3	Konstruktion des Modells.....	13
2.3.4	Hinweise zur Änderung des Modells.....	23
2.4	Variantenentwurf und Bewertung.....	24
2.4.1	Einzelnschwinghebel.....	24
2.4.1.1	Grundkonzept.....	24
2.4.1.2	Überprüfung der maximalen Drehzahl und Leistung.....	25
2.4.1.3	Überprüfung der Scherspannung Ventilschaft.....	27
2.4.1.4	Wahl des Werkstoffs.....	30
2.4.1.5	Vor- und Nachteile.....	30
2.4.2	Doppelschwinge.....	32
2.4.2.1	Grundkonzept.....	32
2.4.2.2	Überprüfung der maximalen Drehzahl und Leistung.....	33

2.4.2.3	Vor- und Nachteile.....	35
2.4.3	Magnetische Kippventilteller.....	35
2.4.3.1	Grundkonzept.....	35
2.4.3.2	Überprüfung der Einsatztemperatur und Leistung.....	36
2.4.3.3	Überprüfung der maximalen Drehzahl.....	43
2.4.3.4	Wahl des Werkstoffs.....	45
2.4.3.5	Vor- und Nachteile.....	46
2.4.4	Vergleich und Wahl der Endlösung.....	47
3	Zusammenfassung und Ausblick.....	49
	Literaturverzeichnis.....	51

I. Verzeichnis der Bilder

Bild	Titel	Seite
1	Einlassverhalten bei Zweitaktmotor	2
2	Fünfventil-Variante	3
3	Beziehungen zwischen Ventilquerschnitt und Anzahl Ventile	9
4	Querschnitt Kolbens	12
5	Foto Testzylinderblocks	13
6	Skizze Brennraums	14
7	Fläche Schließung Brennraums	14
8	Anordnung Skizzenebene Ventils	15
9	Skizze Haupteinlassventils	16
10	Extrudieren Haupteinlassventils	16
11	Querschnitt Extrudieren Haupteinlassventils	17
12	Skizze Grundfläche	18
13	Skizze kleines Einlassventils	18
14	Zusammenbearbeitung Zündkerze und Oberfläche Brennraums	19
15	Innenwand Einlasskanäle	19
16	Innen- und Außenwände der Kanäle	20
17	Grundkörper Zylinderkopfes	20
18	Fläche Schließung und Entfernung Brennraums	21
19	Grundkörper-Brennraum-Zündkerze+Kanäle	21
20	Extrudieren Ventilsitze	22
21	Zylinderkopf mit Ventilsitzringe	22
22	Schematische Darstellung Einzelschwinghebels	24
23	Bemessung MTMs vom Ventil mit Schwinghebel	25
24	Zyklus Zweitaktmotors	26
25	Vernetzung Ventils	28
26	Einspannung Ventils	28
27	Addierung Drehmoment	29
28	Spannungsverteilung am Ventil 1	29
29	Spannungsverteilung am Ventil 2	30
30	Zusammenbau Einzelschwinghebelgetriebes	31

31	Zusätzliche Raum für Antriebswelle	31
32	Schematische Darstellung Doppelschwinge	32
33	Schematische Darstellung magnetisches Ventiltellers	35
34	Elektronenspins bei unterschiedlicher Temperatur	37
35	Magnetisierungskennlinien	40
36	Darstellung Änderung der Form des Magnets	41
37	Bimetalventilführung	42
38	Bemassung MTMs magnetisches Ventiltellers	43
39	Optimierte Ventilteller	45
40	Zusammenbau magnetisches Ventiltellers	47

II. Verzeichnis der Tabellen

Tabelle	Titel	Seite
1	Vor- und Nachteile unterschiedlicher Spülkonzepte	7
2	Bewertung Motoren mit drei/vier/fünf Ventile	10
3	Inhalt Sub-strukturbäume	23
4	Gesamtleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen 1	27
5	Gesamtleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen 2	34
6	Curietemperatur einiger typischer Magnetwerkstoffe	37
7	Bewertung drei Varianten	47

III. Verzeichnis der Anlagen

Anlage	Titel
1	Parameterliste
2	Zusammenbau Vorzugslösung 1
3	Zusammenbau Vorzugslösung 2
4	Zusammenbau Vorzugslösung in Kollaboration mit anderem Mitarbeiter 1
5	Zusammenbau Vorzugslösung in Kollaboration mit anderem Mitarbeiter 2

IV. Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Einheit	Bedeutung
α	rad / s^2	Winkelbeschleunigung Ventiltellers
$\theta_{\max}$	rad	maximale Kippwinkel
ϑ_C	C°	Curietemperatur
μ	H / m	Permeabilität Kernwerkstoffs
μ_0	H / m	magnetische Feldkonstante, $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \frac{H}{m}$
ρ	$\Omega \cdot mm^2 / m$	spezifische Widerstand
a_T	m / s^2	Beschleunigung Ventiltellers
A	mm^2	Querschnittsfläche Leiters
B	T	magnetische Flussdichte am Eisenstück
$B_{\max}$	T	maximale magnetische Flussdichte
d_{Leiter}	mm	Durchmesser Leiters
F	N	Beschleunigungskraft Ventiltellers
F_m	N	magnetische Kraft
$F_{m_{\max}}$	N	maximale magnetische Kraft
I	A	Strom in der Wicklung
J	$N \cdot m$	Drehmoment am Ventilteller
J_{An}	$N \cdot m$	Drehmoment an der Antriebswelle
l	m	Länge Leiters
l_H	m	Länge Hebelarms
L_{Kern}	m	Länge Eisenkerns

L_{Spalt}	m	Länge Luftspalts
m_T	$kg \cdot m^2$	Masse Ventiltellers
M_{An}	$kg \cdot m^2$	MTM Antriebswelle
M_{Ab}	$kg \cdot m^2$	MTM Abtriebswelle
M_M	$kg \cdot m^2$	MTM Ventiltellers mit Eisenstück
M_T	$kg \cdot m^2$	MTM Ventiltellers
M_{Ventil}	$kg \cdot m^2$	MTM Ventils mit Antriebswelle
n	rpm	Drehzahl
N	–	Anzahl Windungen in der Wicklung
P	W	Gesamtleistung Ventils
P_0	W	Gesamtleistung Ventils unter Volllast
P_{Ab}	W	rotationale Leistung Abtriebswelle
P_{An}	W	rotationale Leistung Antriebswelle
$P_{\text{Öffnung}}$	W	Ventilöffnungsleistung
$P_{\text{Schließung}}$	W	Ventilschließungsleistung
P_{T1}	W	kinetische Leistung Ventiltellers
P_{T2}	W	rotationale Leistung Ventiltellers
r_m	m	Radius Eisenkerns/Magnets
R_{Wicklung}	Ω	elektrische Widerstand Wicklung
S	m^2	Querschnittsfläche Eisenkerns
S_T	m	Abstand zwischen den Ventiltellerschwerpunkt bei Defaultposition und den bei Öffnungsposition
t	s	Betätigungszeit Ventils
T	s	Taktzeit Ventils
$\bar{v}$	m / s	durchschnittliche Geschwindigkeit Ventiltellers

V. Abkürzungsverzeichnis

A	Auslassventil
AS	Auslasskanäle
AÖ	Auslass öffnet
CFD	computational fluid dynamics
DI	Direct Injection
DS	Doppelschwinge
E	Einlassventil
ES	Einlasskanäle/Einzelschwinghebel
EÖ	Einlass öffnet
FEM	finite-element-method
K _{Brennraum}	Körper Brennraums
K _{Grund}	Grundkörper Zylinderkopfes
K _{Kanaele}	Körper Kanäle
K _{Ventilsitze}	Körper Ventilsitze
K _{Zuendkerze}	Körper Zündkerze
K _{Zylinderkopf}	Körper Zylinderkopfes
MK	magnetische Kippventilteller
MTM	Massenträgheitsmoment
OT	obere Todpunkt
UT	untere Todpunkt

1 Einleitung

Bis 2014 gibt es auf der Welt schon über 1200 Millionen Fahrzeuge. Die Optimierung des Motors hat immer mehr an Bedeutung gewonnen. Aber wie? Mansches versuchen, den mechanischen Wirkungsgrad zu erhöhen, während die anderen versuchen, wie in diese Artikel geschrieben wird, den Leistungsverlust zu verringern. Beim Übergang zur Ventilsteuerung entsteht ein auffallendes Problem, dass die Ventilteller den eintretenden Spülstrom in alle Richtungen verteilt, sodass ein bedeutender Teil der Frischladung als Kurzschlussstrom in den Auslass gerät.

Um die Verluste zu vermeiden, werden unterschiedlichen Alternativen vom Ventiltrieb untersucht. Statt mit konventioneller linearen Bewegungen, wird der Ventilteller mit einer Drehbewegung geöffnet, wodurch der Einlassspülstrom direkt nach unten geleitet, dort umgekehrt und wieder nach oben zurückgeführt wird, während das Restgas gleichzeitig gedrängt wird.

Diese Kinematik ist zwar schön, erweist sich aber nicht einfach zu realisieren. Im Verlauf der Forschung wurde zunächst den Technikstand hinsichtlich der Ausführungsmöglichkeiten für die Umsetzung der Ventilbewegungen analysiert. Aufgrund der Analyse wurden dann mehreren Varianten vorgebracht und bewertet. Danach wurde ein parametrisches Modell von der ausgewählten Variante konstruiert, mit dem man die Details modifizieren und optimieren kann. Zum Schluss ist die Ergebnisdiskussion und Zusammenfassung.

2 Hauptteil

2.1 Grundkonzept und Anforderungen neues Einlasssystems

Aufgrund des ineffizienten Spülverfahrens und Luftverluste beim Ladungswechsel ist der Wirkungsgrad eines Zweitaktmotors immer kleiner als die von einem entsprechenden Viertaktmotor. Auf Basis ventilsteuerte Umkehrspülung wird erforscht, mit Hilfe geschwenktes Ventils/Ventiltellers/Ventilführung die Spülluft in die erwünschte Richtung zu lenken, dadurch wird weniger Frischluft bei Ventilüberschneidung verschwendet werden.

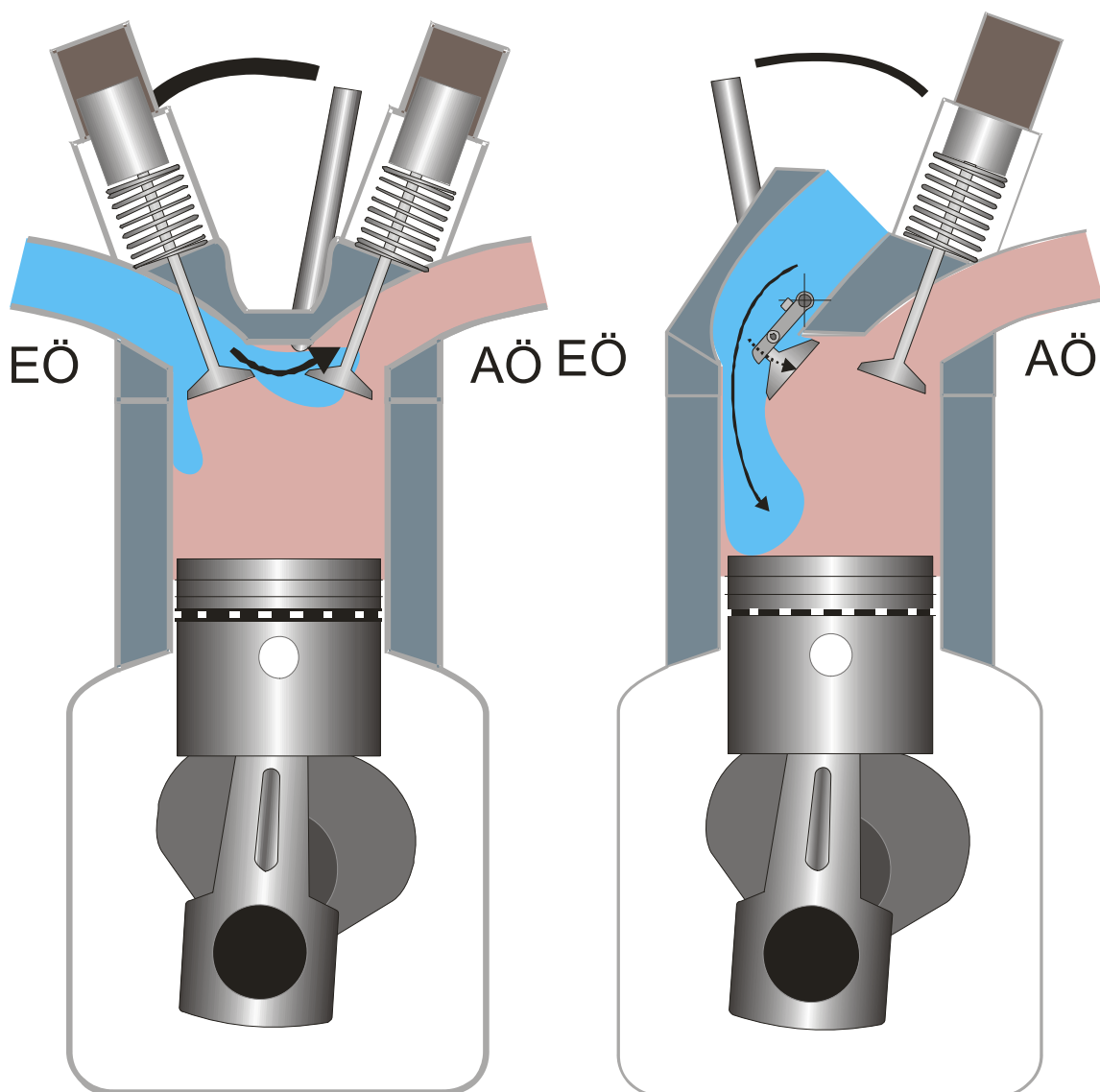


Bild 1: Einlassverhalten bei Zweitaktmotor [1]

Für die Anzahl und die Anordnungen der Einlassventile wären verschiedene Möglichkeiten denkbar, eine Fünfventil-Variante könnte z.B. so aussehen, wobei drei

unterschiedlich große Einlaß- (E), zwei Auslassventile (A) mit ihren Aktoren und eine Einspritzdüse (D) problemlos angeordnet werden könnten:

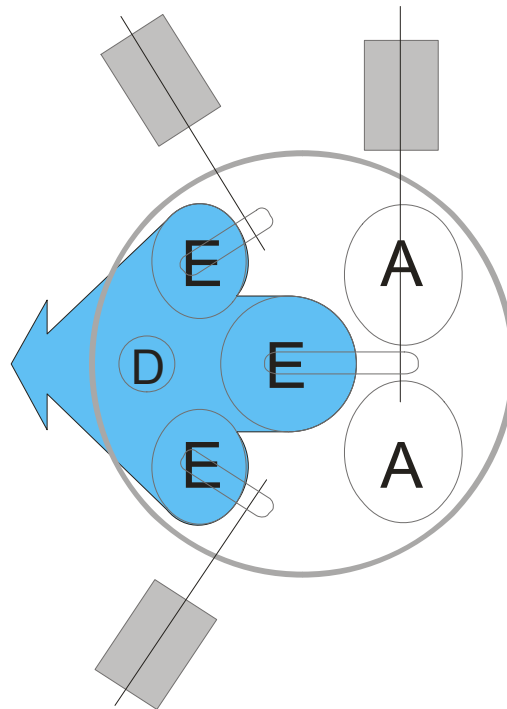


Bild 2: Fünfventil-Variante [1]

Die zwei äußeren Spülströme würden als Stützströme den Hauptspülstrom führen, die Einspritzdüse befindet sich an einer relativ kalten Stelle des Brennraums, die beste Geometrie wird durch Simulationsrechnung und natürlich im Experiment herausgefunden.[1]

2.2 Analyse Technikstands

2.2.1 Gaswechsel bei Zweitaktmotor

Das charakteristische Merkmal unterschiedlicher Bauarten von Zweitaktmotoren betrifft das jeweiligen Prinzip der Zylinderspülung und die hieran gekoppelte Art der Spülluftversorgung. Die Wahl des Spülkonzepts hat einen wesentlichen Einfluss auf den Bauaufwand, die Bauteilbelastung, das Betriebsverhalten, die Gemischbildungen, den Verbrauch und die Emissionen des Motors.

Bei der Spülung des Zylinders wird das verbrannte Gemisch durch das Frischgas, im idealen Grenzfall der reinen Verdrängungsspülung, ohne eine gegenseitige Vermischung aus dem Zylinder gedrängt. Davon abweichend findet bei der Spülung des Zylinders im realen Motor, je nach Güte des gewählten Spülverfahrens, neben der Verdrängung des Abgases auch eine Vermischung von Frisch- und Abgas statt,[2] die in dieser Forschung möglicherweise reduziert werden muss.

2.2.1.1 Umkehrspülung

Bei der Umkehrspülung tritt das Frischgas über im Allgemeinen zwei bis sechs spiegelsymmetrisch zur Mittelachse des Auslasskanals angeordnete und der Richtung des abströmenden Abgases entgegengerichtete Spülkanäle (Überströmkanäle) in den Zylinder ein. Die Spülströme richten sich aneinander auf und bilden an der dem Auslassschlitz entgegengesetzten Seite des Zylinders einen aufsteigenden Frischgasstrom, der im Bereich des Zylinderkopfes seine Richtung umkehrt und das Abgas aus dem Zylinder drängt. Dieses insbesondere bei Kleinmotoren verbreitete Spülverfahren ist für hohe Drehzahlen geeignet, ergibt eine einfache Bauart sowie kompakte Motorabmessungen. Als nachteilig erweisen sich eine asymmetrische thermische Belastung des Kolbens, eine Gefährdung der Kolbenringe durch Spül- und Auslassschlitze und die Tatsache, dass beim Einsatz einer Druckumlaufschmierung der Ölverbrauch nur schwer zu kontrollieren ist. Außerdem macht die Erzeugung eines für DI-Dieselmotoren üblichen Ladungsdralls und die Verwirklichung eines asymmetrischen Steuerdiagramms zusätzliche technische Maßnahmen erforderlich.[2]

2.2.1.2 Gleichstromspülung

Bei der Gleichstromspülung tritt das Frischgas durch über den Umfang des Zylinders angeordnete Einlassschlitze in den Zylinder ein und schiebt das Abgas über zumeist mehrere im Zylinderkopf angeordnete, mit Kurbelwellendrehfrequenz angesteuerte Auslassventile aus. Durch eine tangentielle Anordnung der Spülkanäle lässt sich verhältnismäßig einfach eine die Gemischbildung unterstützende Drallströmung generieren beziehungsweise beeinflussen. Dieser Drall bleibt im Allgemeinen über den gesamten Arbeitszyklus in abklingender Form erhalten und muss beim folgenden Spülvorgang nicht vollständig neu generiert werden. Die Vorteile der Gleichstromspülung liegen in verhältnismäßig guten Spülwirkungsgraden (niedriger Luftaufwand), der Option zur Realisierung eines asymmetrischen Steuerdiagramms ohne zusätzlichen Bauaufwand und der Möglichkeit, bewährte DI-Dieselmotoren von Viertaktmotoren weitgehend unverändert auf Zweitaktmotoren zu übertragen. Im Gegensatz zur Umkehrspülung lassen sich bei entsprechender Gestaltung der Spülschlitze die Pleuellager vergleichsweise einfacher freidrehend anordnen, was der Lebensdauer zugute kommt. Bei Berücksichtigung der Bauhöhe eines mit Ventilen versehenen Zylinderkopfes ergeben sich insbesondere bei überquadratischen Hub-/Bohrungsverhältnissen gegenüber vergleichbaren Viertaktmotoren größere Motorbauhöhen, da die Spülschlitze durch den Pleuellager abgedeckt und eine Kollision des Pleuels mit dem Pleuellager konstruktiv ausgeschlossen werden müssen. Außerdem werden an den Auslassventiltrieb wegen der doppelten Ventilbestätigungsfrequenz und der begrenzten Ventilöffnungswinkel bei gleichzeitiger Forderung nach großen Öffnungszeitquerschnitten erhebliche konstruktive Anforderungen gestellt.[2]

2.2.1.3 Gegenkolbengleichstromspülung

Bei der Gegenkolbengleichstromspülung bewegen sich zwei Pleuellager gegenläufig in einem Zylinder, die in ihrer inneren Endlage (OT-Stellung) den Brennraum einschließen. In ihrer äußeren Endlage (UT-Stellung) gibt einer der Pleuellager die Einlass- der andere Pleuellager die Auslassschlitze frei, sodass die Einströmungsrichtung in der Zylinderachse das Abgas aus dem Zylinder drängt. Als Vorteile können hohe Spülwirkungsgrade, eine Minimierung der in der Hochdruckphase aufgeheizten Brennraumoberfläche und eine einfache Realisierbarkeit eines asymmetrischen

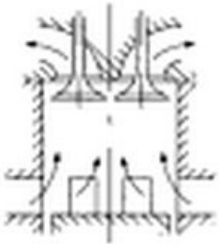
Steuerdiagramms gewertet werden. Gravierende Nachteile dieses Prinzips ergeben sich vor allem durch den hohen Bauaufwand, die sperrigen Motorabmessungen, die extreme thermische Belastung des auslassseitigen Kolbens und die beschränkte Übertragbarkeit von Brennverfahren moderner Viertaktmotoren.[2]

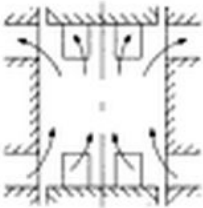
2.2.1.4 Kopfumkehrspülung

Bei der Kopfumkehrspülung strömt das Frischgas zumeist über zwei bis drei mit Kurbelwellendrehzahl betätigte Ventile im Bereich um den UT in den Zylinder und drängt, unterstützt durch eine Richtungsumkehr im Bereich des Kolbenbodens, das Abgas durch die gleichzeitig geöffneten Auslassventile aus dem Zylinder. Vorteil dieses Spülverfahrens ist ein Aufbau des Triebwerks, der weitgehend dem vergleichbarer Viertaktmotoren entspricht. Weiterhin verringert der Wegfall von Spül- und Auslassschlitzen die Gefährdung der Kolbenringen. Diesen Vorteilen steht der gravierende Nachteil gegenüber, dass auf der begrenzten Brennraumoberfläche des Zylinderkopfes sowohl Einlass- als auch Auslassventile angeordnet werden müssen. Gegenüber einem vergleichbaren Zweitaktmotor mit Längsspülung und zum Beispiel vier Auslassventilen kommt es daher in erster Näherung zu einer Halbierung der verfügbaren Öffnungszeitquerschnitte. Gleichzeitig muss zur Einbringung der gleichen Frischgasmenge in den Zylinder wegen der geringeren Spülwirkungsgrade (Vermischung von Frischgas und Abgas wegen Verwirbelung und großflächiger Berührung der Gasströme) bei der Kopfumkehrspülung die erforderliche Spülluftmenge wesentlich erhöht werden. Aus diesem Grunde bleibt die Höhe der erforderlichen Ladungswechselarbeit und die hieraus resultierenden spezifischen Kraftstoffverbräuche lediglich bei niedrigen Motordrehzahlen in einem akzeptablen Bereich. Diese Einschränkungen in der Höhe der Nenndrehzahlen beziehungsweise in den Verbräuchen stehen im Widerspruch zu den Anforderungen an zukünftige Pkw-Antriebskonzepte. Davon abgesehen können beispielsweise kurzhubig ausgelegte, kopfumkehrgespülte Zweitaktdieselmotoren und gegebenenfalls auch Zweitaktotomotoren als Flugantrieb mit geringeren Nenndrehzahlen (Verzicht auf Untersetzungsgetriebe, Nutzung guter Propellerwirkungsgrade) durchaus als erfolgversprechendes Konzept angesehen werden.[2]

2.2.1.5 Zusammenfassung

Tabelle 1: Vor- und Nachteile unterschiedlicher Spülkonzepte [1]

Spülkonzept	Vor- und Nachteile	
1. Umkehrspülung 	Vor-	● Kompakte Bauabmessung ● Hohe Drehzahlen möglich ● Brennraummulde kann gut gekühlt im Zylinderkopf angeordnet werden ● Bei Verzicht auf Schieber einfache Bauart
	Nach-	● Asymmetrisches Steuerdiagramm nur durch Zusatzeinrichtungen (Schieber) möglich ● Asymmetrische thermische Belastung des Kolbens ● Pleuellager durch Spül- und Auslassschlitze besonders gefährdet ● Ladungsdrall vergleichsweise schwierig zu erzeugen
2. Gleichstromspülung mit Auslassventilen 	Vor-	● Gute Spülwirkungsgrade ● Einfache Generierung und Beeinflussung des Brennraumdralls möglich ● Brennverfahren weitgehend von Viertaktmotoren übernehmbar ● Asymmetrisches Steuerdiagramm ohne Zusatzeinrichtungen möglich
	Nach-	● Im Vergleich zu 1 größere Bauhöhe ● Aufwändiger/optimierter Ventiltrieb erforderlich um große Zylindernutzhub und niedrige Verbräuche zu realisieren

3. Gleichstromspülung mit Gegenkolben 	Vor-	● Minimierung der in der Hochdruckphase aufgeheizten Brennraumoberflächen ● Asymmetrisches Steuerdiagramm allein durch Kolbenkantensteuerung möglich ● Gute Spülwirkungsgrade/niedriger Luftaufwand
	Nach-	● Großer Bauaufwand ● Große Bauhöhe (Baubreite) ● Extreme thermische Belastung des die Auslassschlitze steuernden Kolbens ● Wegen Anordnung von Düsenhalter/Zündkerze kein konventionelles Brennverfahren einsetzbar
4. Kopfumkehrspülung 	Vor-	● Triebwerksaufbau sehr ähnlich dem der Viertaktmotoren ● Keine Gefährdung der Kolbenringe durch Spül- und Auspuffschlitze
	Nach-	● Niedrige Spülwirkungsgrade/großer Luftaufwand ● Wegen begrenzten Öffnungszeitquerschnitten gravierender Anstieg der Ladungswechselarbeit und der Verbräuche bei höheren Drehzahlen

2.2.2 Mehrventilmotor

Die Frage nach der richtigen Ventilzahl stellt sich nicht erst heute. Bei Praxis-Versuchen auf dem Prüfstand brachten drei Einlassventile und zwei Auslassventile die besten Ergebnisse - womit wir von heutigen Erkenntnissen nicht weit entfernt wären, zumal Bauaufwand bei der Beurteilung keine Rolle spielte, es ging nur um optimale Füllung.

Kaum hatte sich die Vierventiltechnik bei den Motorrädern fast lückenlos durchgesetzt, gab es Ende 1984 bei Yamaha schon den ersten Fünfventilmotor.

Durch eine sehr geschickte Anordnung gelang es mit vertretbarem Mehraufwand drei Einlass- und zwei Auslassventile unterzubringen, wobei das mittlere Einlassventil gegenüber den beiden anderen etwas steiler steht und von einem dritten Nocken auf der Einlassnockenwelle betätigt wird, liegt der Schluss nahe, dieses Konzept auch auf der Auslassseite anzuwenden. Damit ist man schon beim Sechsentiler. Nun ist auch dem technisch nicht ganz so Versierten bald klar, dass bei einer größeren Ventilizahl als vier die Mitte der Ventile auf einem Kreis zu liegen kommen, der immer größer wird. In der Mitte des Brennraumes, also um die Zündkerze herum, wird die ungenützte Fläche immer größer. Durch einfache Steigerung der Ventilizahl über vier gelingt es zunächst einmal nicht, die durch den Brennraumdurchmesser vorgegebene Fläche für mehr freien Ventilquerschnitt zu nutzen.

Bei Audi stellte man in Versuchen fest, dass der Fünfventiler gegenüber dem hauseigenen Vierventiler deutliche Vorteile hinsichtlich der Querschnittsfläche bringt. Auf der Einlassseite wurden 13 Prozent mehr Querschnitt, auf der Auslassseite nur knapp sechs Prozent Querschnittszuwachs ermittelt. Der Audi-Fünfventiler wurde erfolgreich im Rennsport eingesetzt. Allerdings lässt er bereits die Grenzen erkennen: Speziell auf der Auslassseite, wo nur zwei Ventile vorgesehen sind, ist die Verbesserung des Ventilquerschnitts gering und womöglich auf andere Parameter als die Ventilizahl zurückzuführen - beispielsweise auf größeren Ventilhub, kleineren Ventilschaftdurchmesser oder günstigere Anordnung.[4]

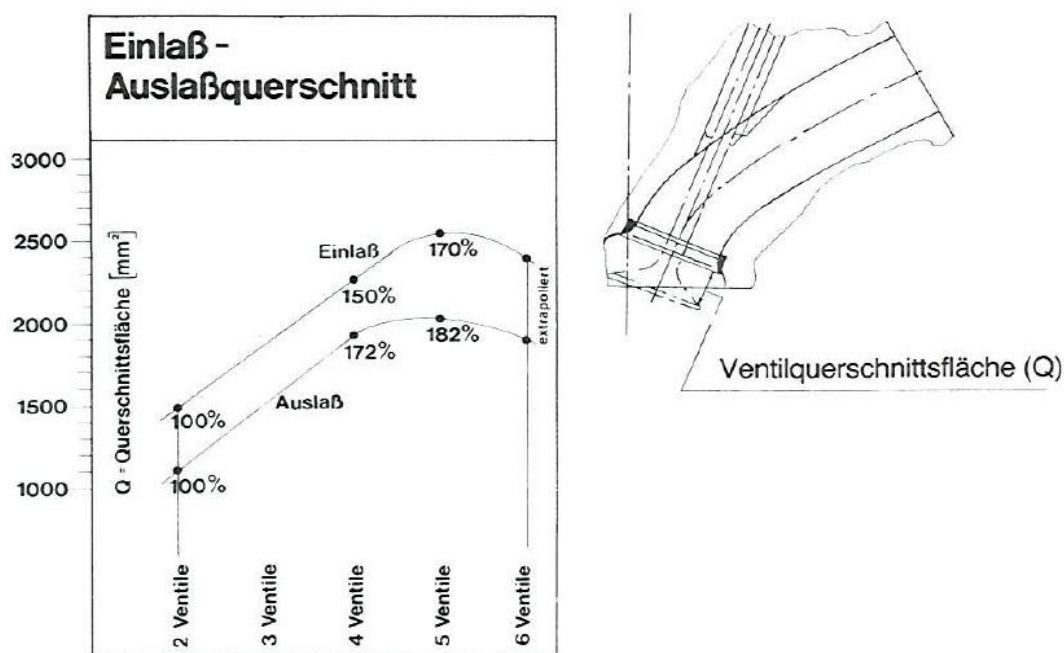


Bild 3: Beziehungen zwischen Ventilquerschnitt und Anzahl Ventile [4]

Wenn man Lösungen mit sechs Ventilen und mehr als exotische Außenseiter-Konstruktionen vernachlässigt, bleibt schlussendlich die Frage nach drei, vier oder fünf Ventilen pro Zylinder offen. Für eine nüchterne Bewertung müssen viele Gesichtspunkte herangezogen werden:

- Ventilquerschnitt
- Zündkerzenlage
- Quetschflächenanteil
- Anzahl der Nockenwellen
- Ventilbetätigung samt Reibung
- Variable steuerzeiten
- Kosten
- Bauraum

Nimmt man die Berechnung zur Hilfe, zeigt sich, dass bis ca. 4000 U/min Motoren mit zwei, drei, vier und fünf Ventilen sehr eng zusammenliegen. Der Zweiventiler hat leichte Drehmomentvorteile, erst ab ca. 4000/min zeigen sich deutliche Unterschiede. Je mehr Ventile - so sagt zumindest die Rechnung - um so höher das erreichbare Drehmoment bzw. Die Leistung bei hohen Drehzahlen.

Rückt man der Problemstellung durch ein Punktschema zu Leibe, wobei eins die Bestnote und drei die schlechteste Bewertung ist, kommt man zu einer groben, generellen Bewertung:

Tabelle 2: Bewertung Motoren mit drei/vier/fünf Ventile [4]

Anzahl der Ventile	drei	vier	fünf
Ventilquerschnitt/spez. Leistung	3	2	1
Kerzenlage	3	1	1
Quetschflächen-Anteil	1	2	3
Zahl der Nockenwellen	1	2	2
Ventilbetätigung/Steifigkeit	3	1	1
Anzahl der Bauteile	1	2	3
Mögl. variable Steuerzeiten	3	1	1
Mögl. variable Saugrohre	1	1	2
Abgasverhalten	1	1	1
Kosten	1	2	3
Summe	18	15	18

Man sieht, dass die Endresultat vier Ventile pro Zylinder der beste Kompromiss sind. Doch auch Dreiventiler gewinnen an Bedeutung. Für Dieselmotoren mit seitlicher Wirbelkammer sind sie die ideale Mehrventiltechnik und mit gutem Erfolg in Serie (Citroen/Peugeot). Bei Ottomotoren sind Dreiventiler dann eine geeignete Technik, wenn hohe Drehzahlen und hohe spezifische Werte nicht gefragt sind und der technische Aufwand in Grenzen gehalten werden soll. [4]

So lässt sich letztlich die Frage nach der richtigen Ventilzahl in Summe auch heute noch nicht eindeutig und endgültig beantworten. Je nach bevorzugten Kriterien können drei, vier, oder womöglich fünf Ventile die richtige Wahl sein.

2.3 Erarbeitung eines parametrischen Grundmodells

In diesem Kapitel wird den Erarbeitungsprozess dargestellt. Dieses Kapitel erklärt zunächst die Rahmenbedingungen und Anforderungen des Modells. Danach wird das Modell Schritt für Schritt konstruiert. Dies beinhaltet auch die Einführungen unterschiedlicher Parameter sowie einen Überblick über Zusammenarbeit und wichtigen Hinweisen bei Änderung des Modells.

2.3.1 Rahmenbedingungen und Anforderungen des Modells

Um ein neues Einlasssystem zu entwerfen, wird auf jeden Fall ein parametrisches variables Modell, auf dem eine CFD Analyse durchgeführt werden kann, benötigt.

- Durch Berechnungen unter Berücksichtigung der Kolbenmulde von $5,54 \text{ cm}^3$ und der Kopfdichtung von $0,5 \text{ mm}$ muss das Volumen des Brennraums $23,39 \text{ cm}^3$ sein, wobei das Verdichtungsverhältnis von exakt $13,05$ ist.
- Um eine Quetschkante zu implementieren, muss der Radius des Brennraums 3 mm kleiner als der vom Zylinder ($34,21 \text{ mm}$) sein. (Siehe Bild 4) Es geht darum, einerseits während der Spülung die Strömung zu führen und andererseits durch eine leichte Quetschkante am Ende der Kompression einen zusätzlichen Wirbel zu erreichen.

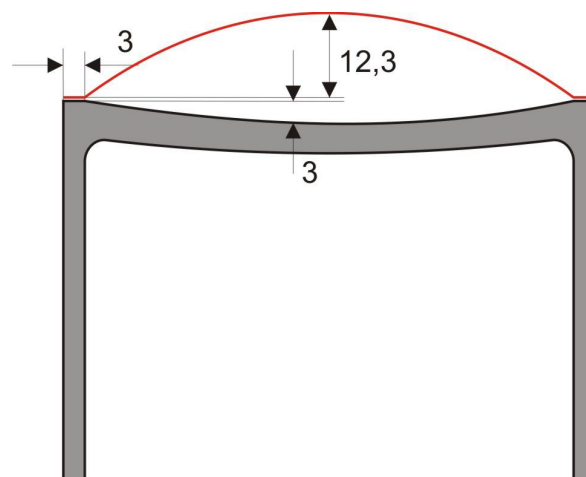


Bild 4: Querschnitt Kolbens

- Alle Ventile müssen radial angeordnet werden.
- Unter Berücksichtigung der Turbine müssen Ein- und Auslasskanäle in gleicher Richtung geleitet werden
- Kugelförmige Brennraum, damit thermodynamisch sehr effektiv
- 3 Einlassventile und 2 Auslassventile bevorzugt

2.3.2 Vorbereitung der Konstruktion

Bei der Forschung wird einen auf der Vorzugslösung basierten Zylinderkopf herstellt und auf der Oberfläche des Motorblocks geschraubt werden. Weil im Experiment nur ein Zylinder als Testzylinder benutzt wird, werden nur die Positionen von vier Bohrungen, die ein Quadrat mit Seitenlänge von 82mm formieren, bemaßt.

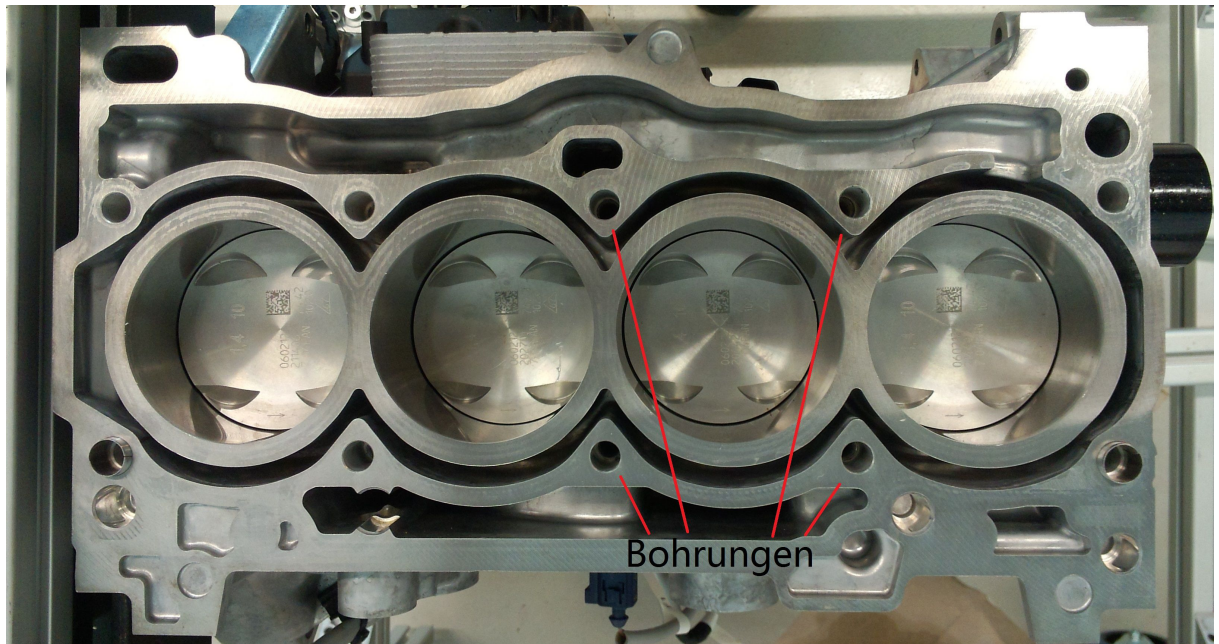


Bild 5: Foto Testzylinderblocks

2.3.3 Konstruktion des Modells

Der erste Schritt ist die Oberfläche des halbkugelförmigen Brennraums zu konstruieren.

Zwei Parametern sind bei der seitlichen Skizze benötigt:

- R0: Innere Durchmesser Zylinders
- h: Höhe Brennraums

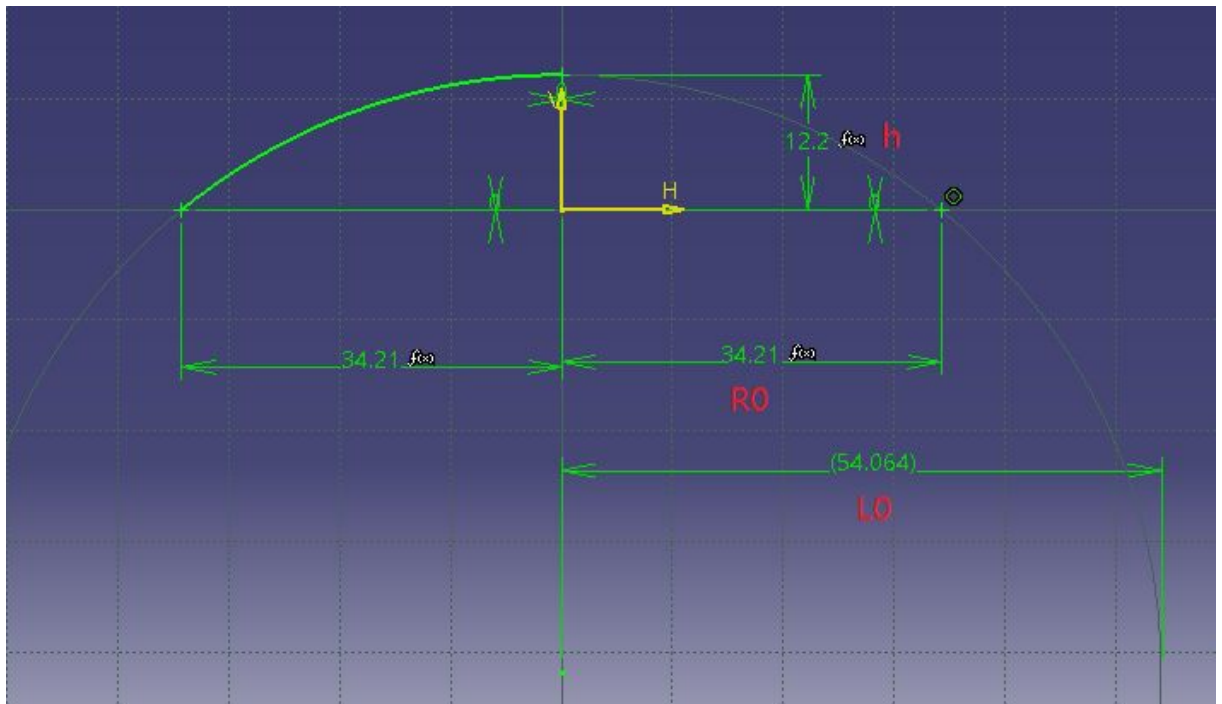


Bild 6: Skizze Brennraums

Davon kann der Radius der Halbkugel, das später als Parameter L_0 gekennzeichnet wird, bemaßt werden.

Dabei ergibt sich eine proportionale Beziehung zwischen das Volumen des Brennraums und die Höhe h . Nach Berechnungen soll h 12,2mm sein, um das Volumen auf 23,39 cm³ zu erreichen, wobei L_0 gleich 54,064 ist.

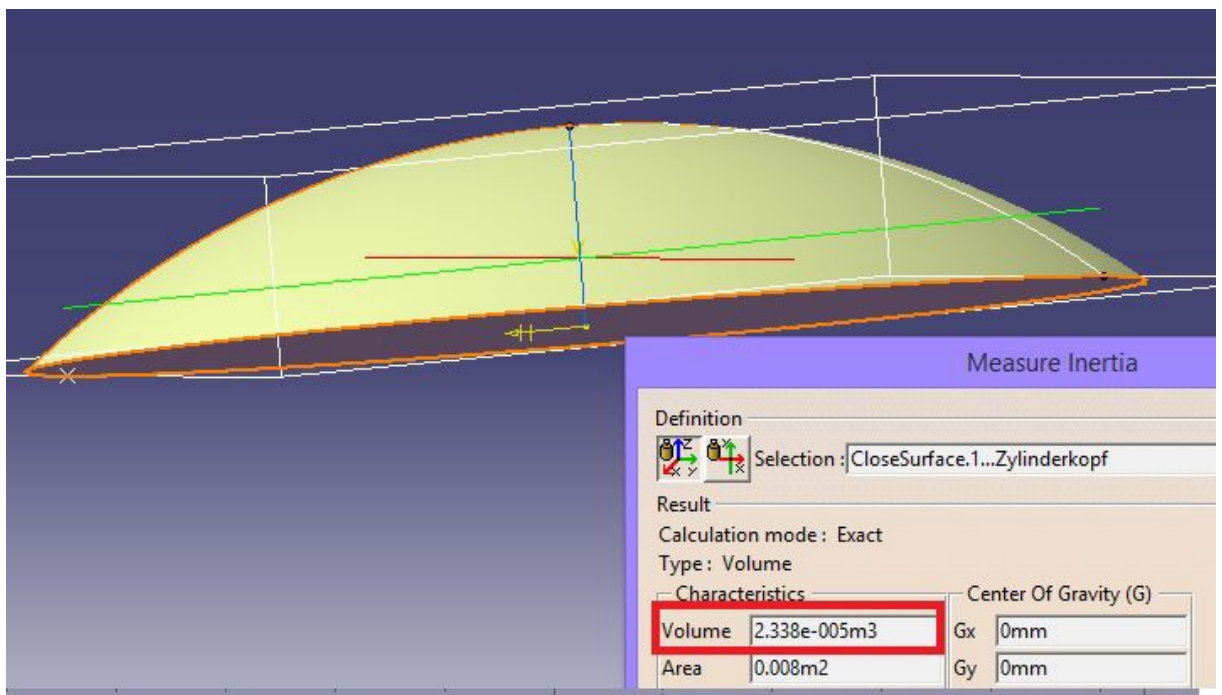


Bild 7: Fläche Schließung Brennraums

Das tatsächliche Volumen ist 23,38 cm³. Im Vergleich zum Sollwert 23,39 ist der relative Fehler kleiner als 0,05%, also in Ordnung.

Um die Position und die Form des Haupteinlassventilsitzes zu definieren, braucht man jeweils 3 unterschiedlichen Parametern.

Position:

- d: Die Radialkoordinate des Zentrums des Ventils
- Winkel Ein1: Der Winkel zwischen Skizzeebene (nach Ein1 umbenannt) und Grundebene
- Die Winkelkoordinate des Zentrums unter Polarkoordinatensystem ist zwar auch normalerweise benötigt, ist bei Haupteinlassventil immer null.

Form:

- Ae1: Die Länge der großen Halbachse des Ovals
- Be1: Die Länge der kleinen Halbachse des Ovals
- delta e1: Der Winkel zwischen die große Halbachse und den durch das Zentrum ausgehenden Strahl

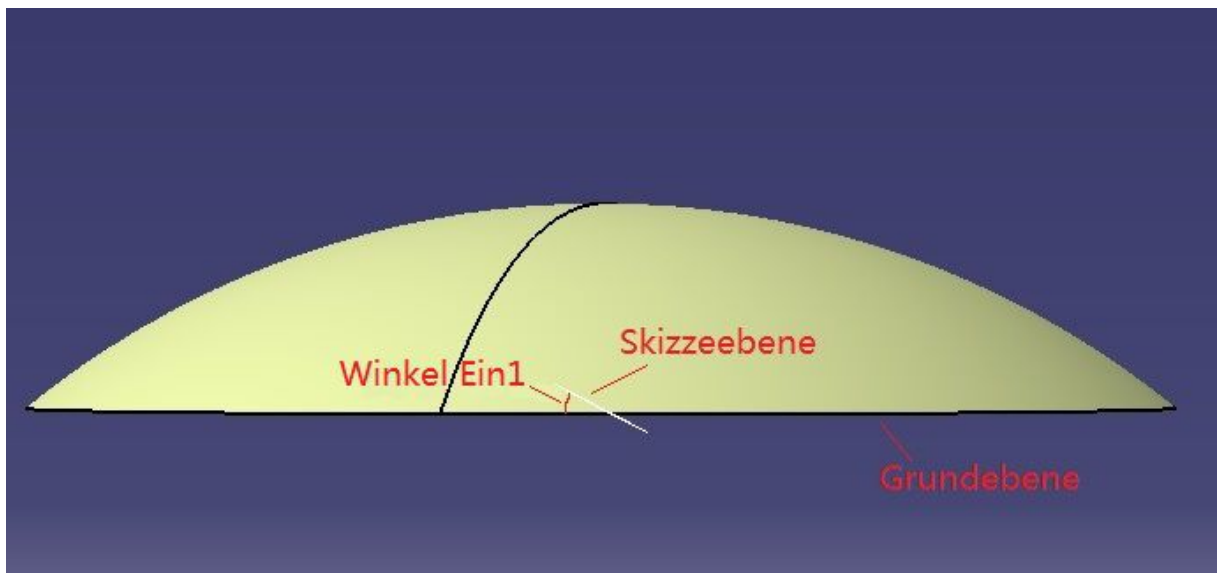


Bild 8: Anordnung Skizzeebene Ventils

Die Skizzeebene wird durch Drehung um Y-achse von XY-Ebene erschafft.

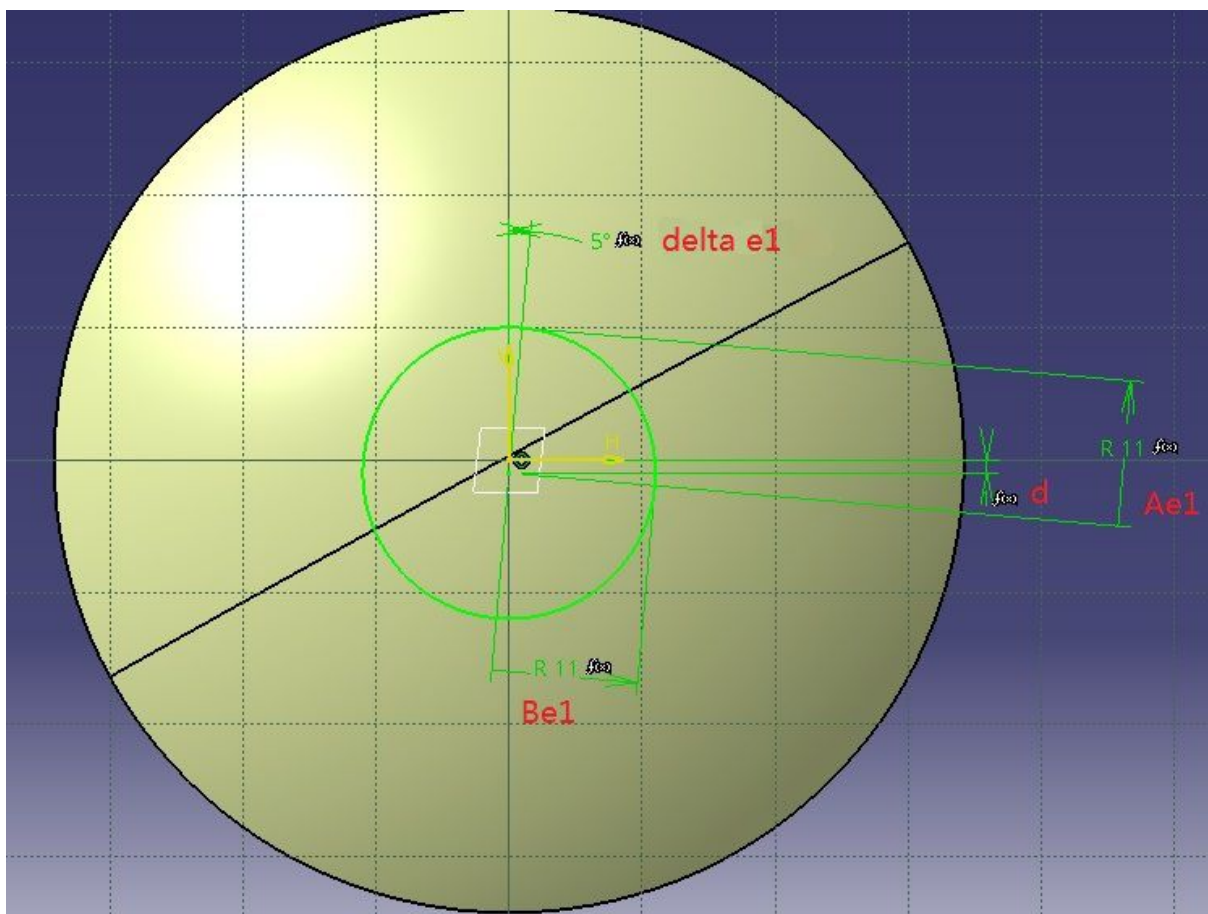


Bild 9: Skizze Haupteinlassventils

Danach wird die Skizze extrudiert. Die obere Kurve kann als Kontur der Innenwand des Einlasskanals gelten.

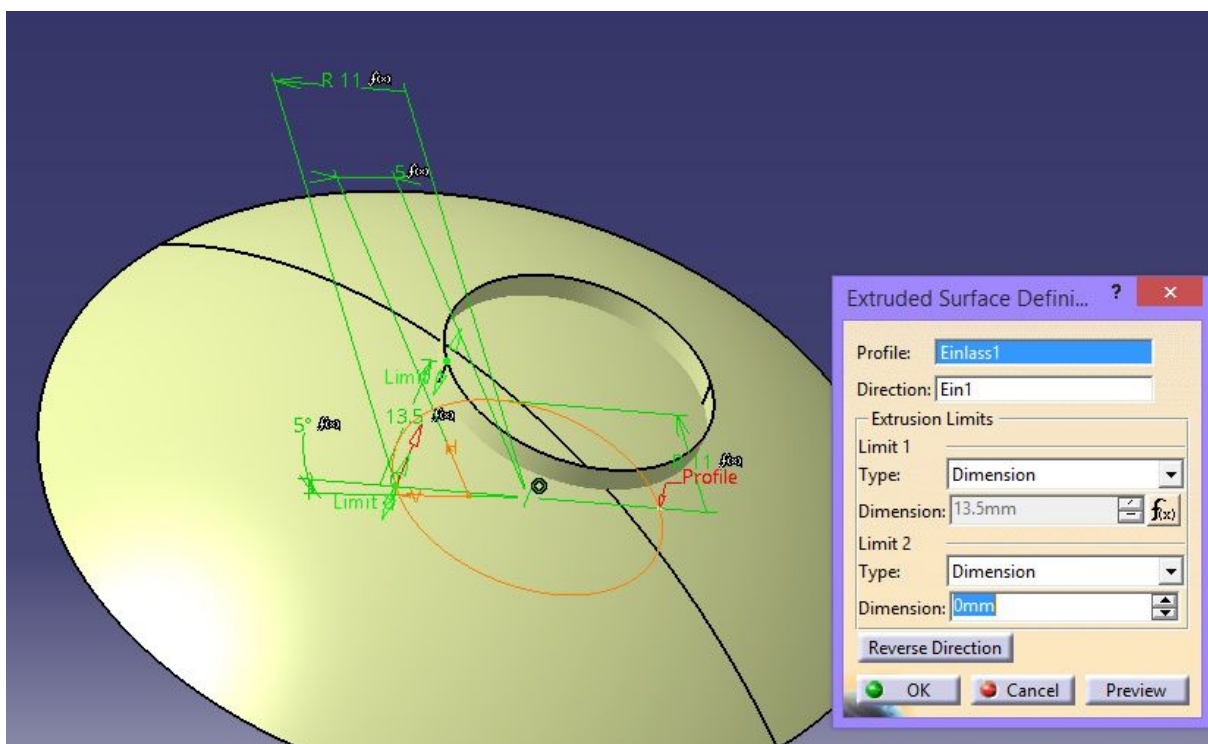


Bild 10: Extrudieren Haupteinlassventils

Dennoch müssen alle Ventile radial angeordnet werden, d.h., dass wenn d festgelegt wird, ergibt sich δe_1 auch eine feste Zahl.

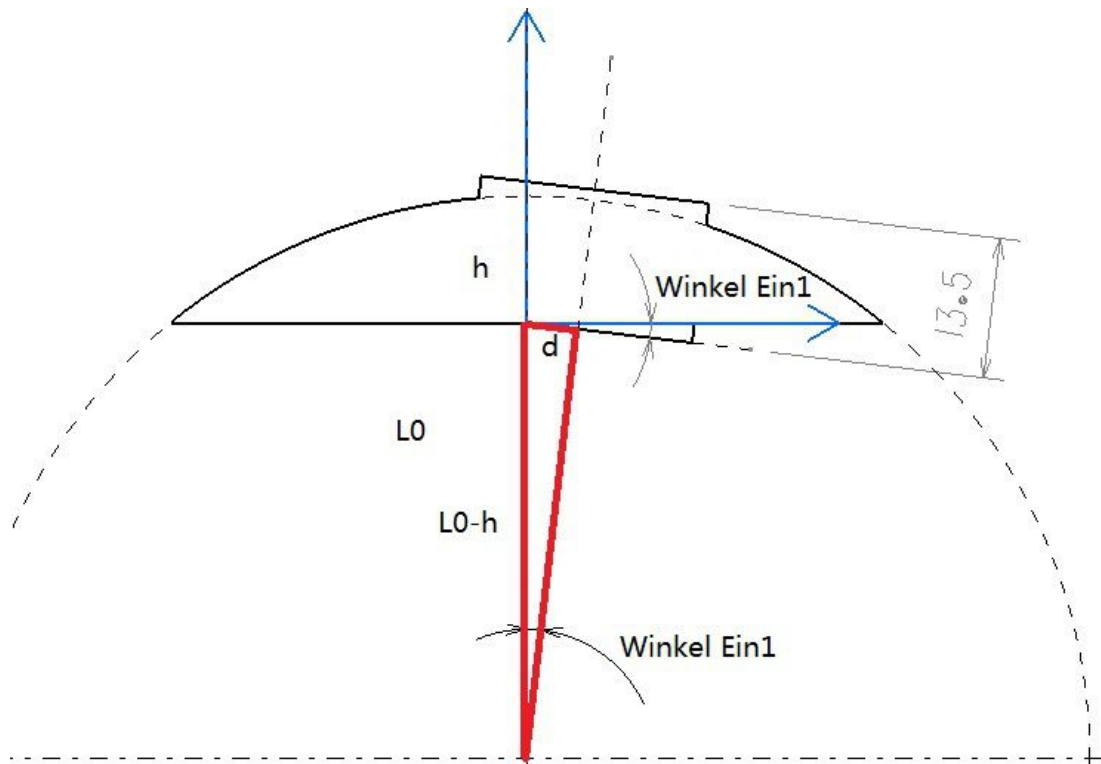


Bild 11: Querschnitt Extrudieren Haupteinlassventils

Im roten Dreieck sind die Länge der Kathete und Hypotenuse schon bekannt, die jeweils d und L_0-h beträgt. Der Winkel Ein1 ergibt sich:

$$\text{Winkel_Ein1} = \arcsin \frac{d}{L_0 - h}$$

Darüber hinaus um bei Änderung Parametern sicherzustellen, das Extrudieren immer höher als die Oberfläche des Brennraums ist, muss die Länge des Extrudierens auf Parametern basiert sein:

$$L_{\text{Extrude}} = L_0 - \frac{d}{\tan(\text{Winkel_Ein1})} + \text{const.}$$

Beim Haupteinlassventil ist die Konstante gleich 1mm.

Für die übrigen kleinen Einlassventile und Auslassventile ist die Positionierung komplizierter, weil die Winkelkoordinate des Zentrums nicht mehr 0 ist, sondern jeweils α (Auslassseite) und β (Einlassseite).

Auf der Grundebene wird eine Skizze erzeugt, die Winkelkoordinate definiert.

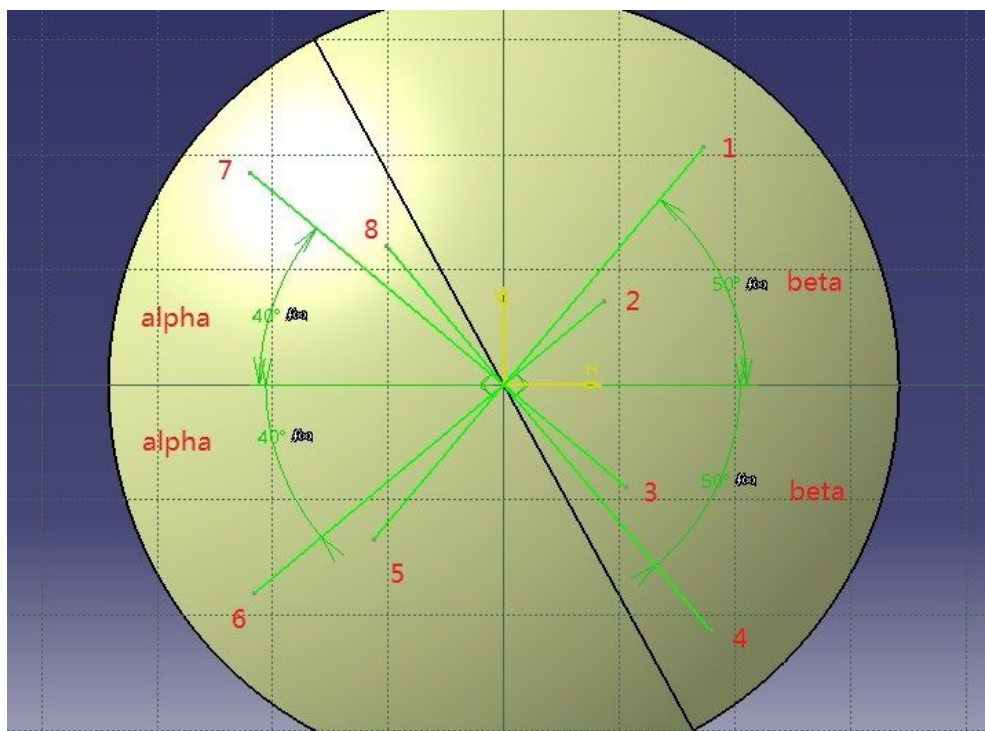


Bild 12: Skizze Grundfläche

Außer den Radien werden die jeweiligen senkrechten Linien konstruiert. Linie 2 ist senkrecht zu Linie 4, Linie 3 ist senkrecht zu Linie 1, usw. Wenn man die Skizze vom Ventilsitz in Richtung 1 erzeugen will, muss man zuerst die entsprechende Skizzenebene durch Drehung um senkrechte Linie 3 von XY-Ebene hervorbringen.

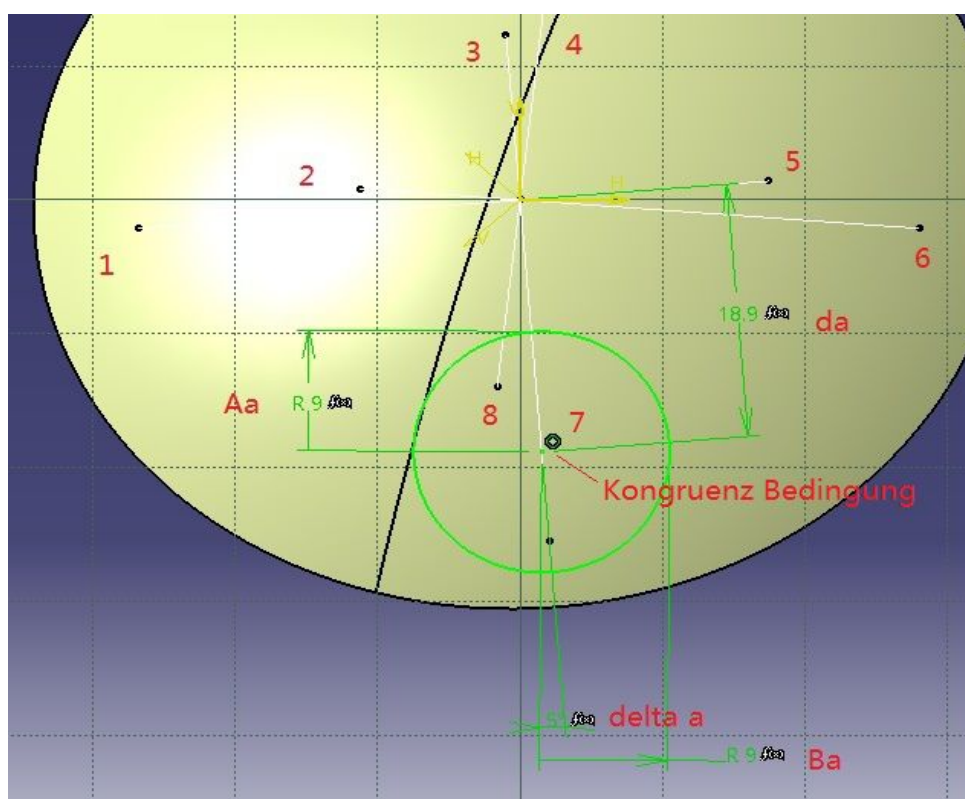


Bild 13: Skizze kleines Einlassventils

Von der Skizze auf die gekippten Ebene gesehen, soll das Zentrum des Ventilsitzes an dem entsprechenden Radius sitzen.

Die sonstigen Bedingungen sind gleich wie die vom Haupteinlassventilsitz.

Durch ähnliches Verfahren kann das Extrudieren von Zündkerzen generiert werden.

Mit angemessenem Trennen soll man eine solche Fläche bekommen:

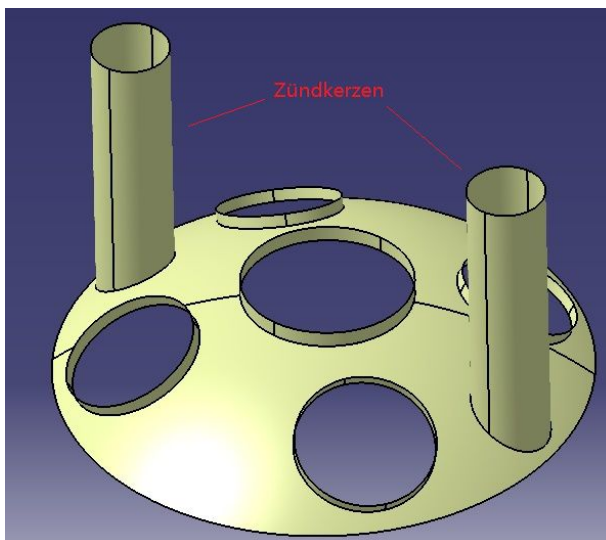


Bild 14: Zusammenbearbeitung Zündkerze und Oberfläche Brennraums

Darauf basiert können die Ein- und Auslasskanäle konstruiert werden.

Nach Anforderungen kann man auf XY-Ebene und YZ-Ebene den projizierten Spline als Skizze zeichnen und durch Kombinieren das echte Spline erschaffen.

Zur Profilflächenerzeugung nimmt man die obere Kontur des Extrudierens als Profil und das Spline als Führungskurve.

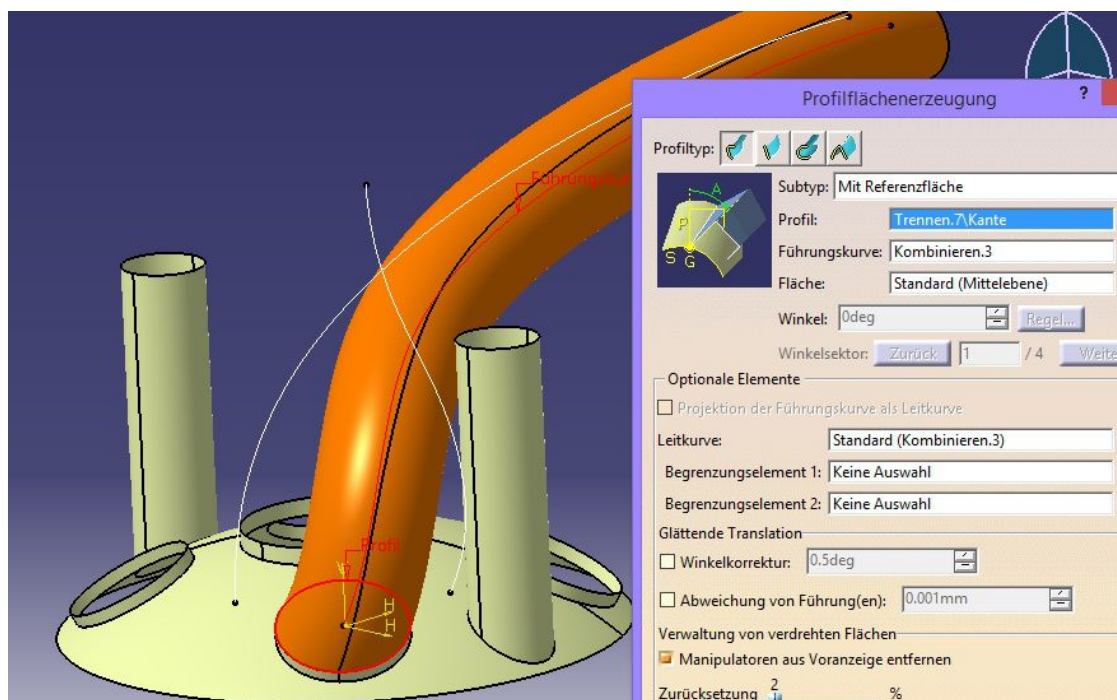


Bild 15: Innenwand Einlasskanäle

Durch identisches Verfahren können alle Innen- und Außenwände der Kanäle erzeugt werden.

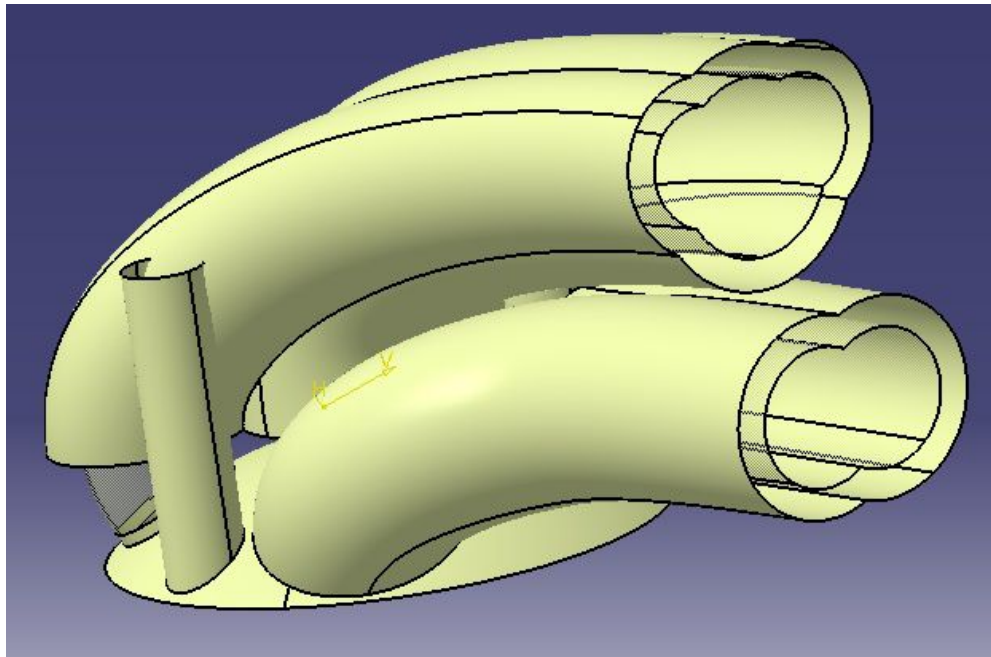


Bild 16: Innen- und Außenwände Kanäle

Bis jetzt sind alle wichtigen Flächen schon fertig. Zwar gibt es Kollision zwischen Einlasskanäle und Zündkerze, das ist momentan kein Problem, weil in folgender Forschung die Positionen der Zündkerze und die Splinelinie der Kanäle mehrmals variiert werden, um eine optimale Anordnung zu erreichen.

Anschließend konstruiert man den Hauptkörper des Models. Der Grundkörper basiert auf die Oberfläche. Die sonstigen Teile werden durch boolesche Operationen hinzugefügt oder entfernt. Die Beziehung ergibt sich:

$$K_{\text{Zylinderkopf}} = K_{\text{Grund}} - K_{\text{Brennraum}} - K_{\text{Zuendkerze}} + K_{\text{Kanaele}} - K_{\text{Ventilsitz}}$$

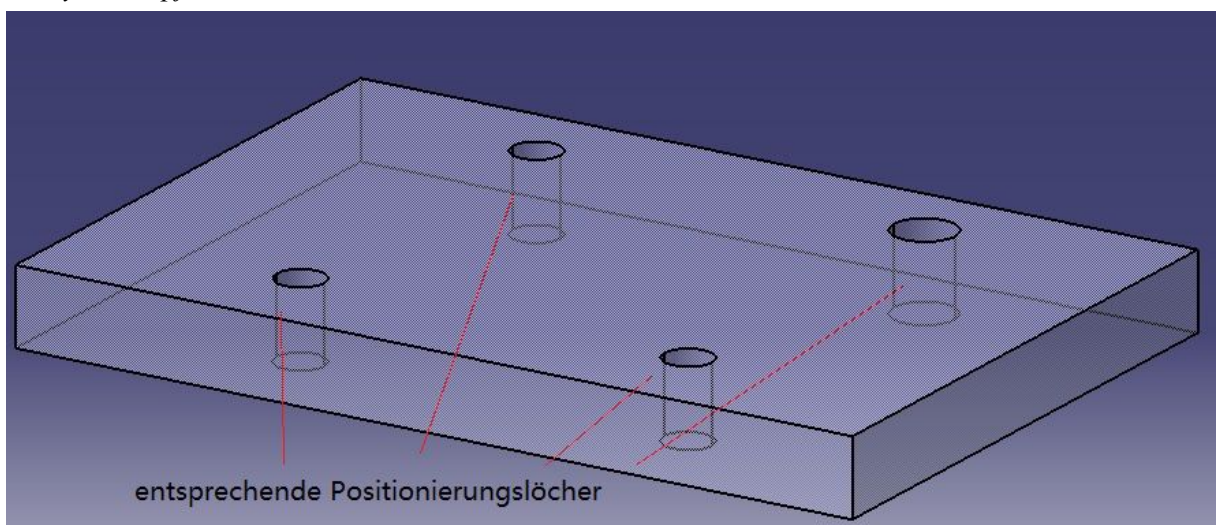


Bild 17: Grundkörper Zylinderkopfes

Danach wird die Oberfläche Brennraums geschlossen, in anderen Worten wird der Körper vom Brennraum generiert, und vom Hauptkörper entfernt:

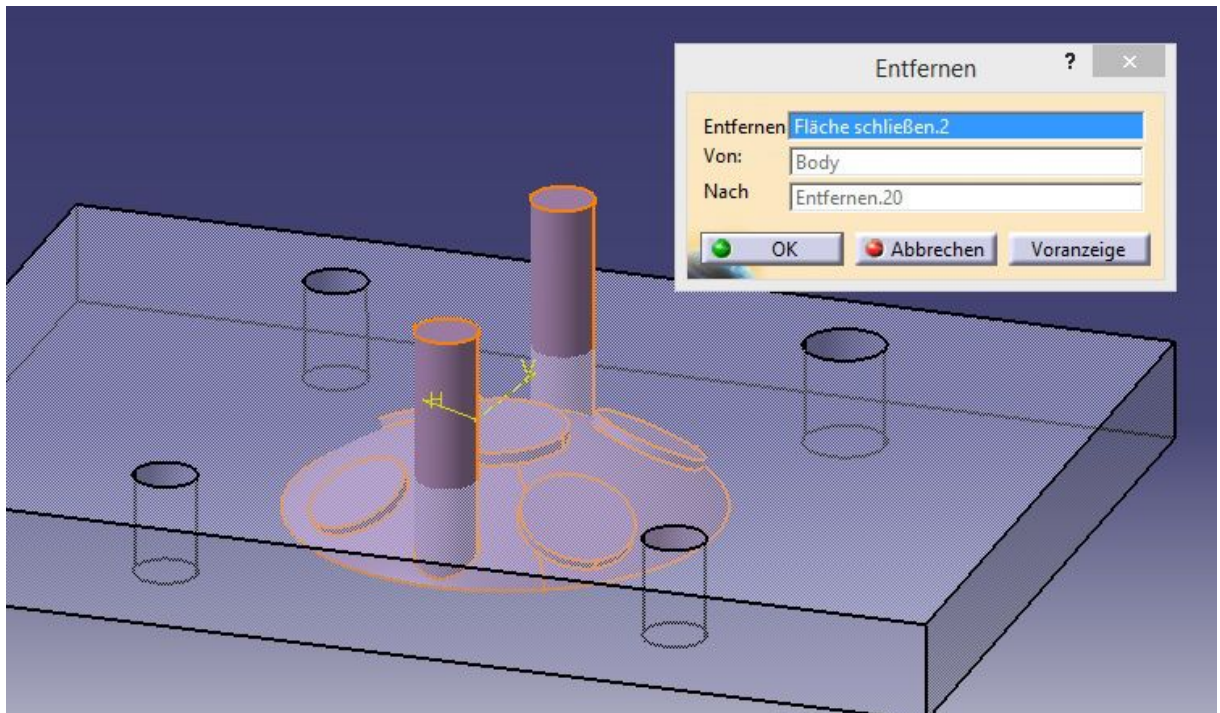


Bild 18: Fläche Schließung und Entfernung Brennraums

Genauso können alle Schritte in Gleichung (1) außer der Entfernung des Körpers von den Ventilsitzen ausgeführt werden.

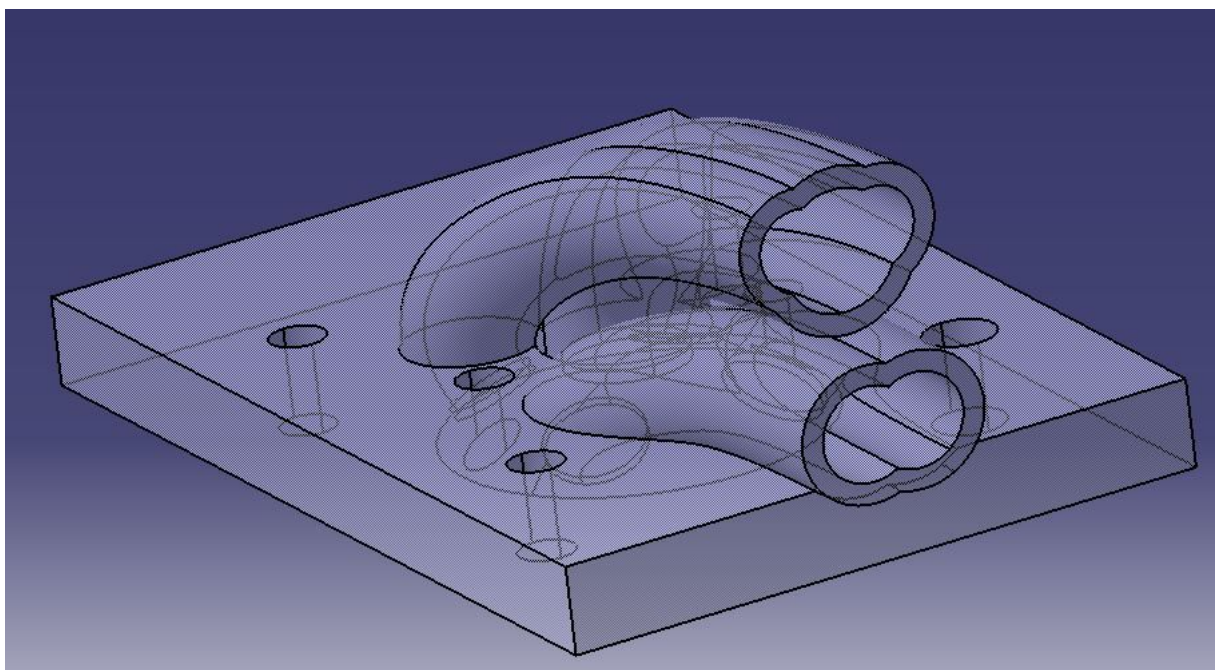


Bild 19: Grundkörper-Brennraum-Zündkerze+Kanäle

Weil der Brennraum kugelförmig ist, kann man keine Skizze darauf zu zeichnen. Deswegen um den Ventilsitzen zu verarbeiten, werden fünf Zylinder auf Basis der Grundfläche wie bei Konstruktion der Oberfläche Brennraums konstruiert.

Die Längen sind natürlich auch von parametrischen Funktionen geregelt:

$$L_{Extrude} = L0 - \frac{d}{\tan(Winkel_Ein1)} + const.$$

Also, außer den unterschiedlichen Konstanten, ist die Formel gleich wie vorher. Damit ist es sichergestellt, dass die Ventilsitze immer richtig auf der Oberfläche Brennraums sitzen.

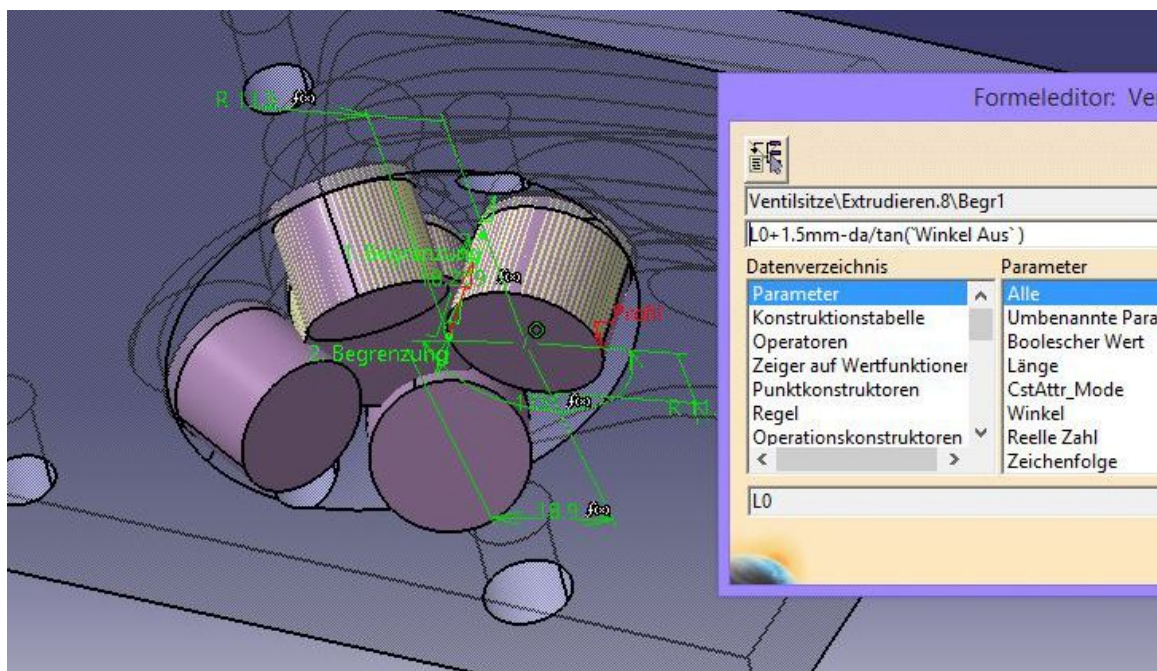


Bild 20: Extrudieren Ventilsitze

Zum Schluss werden diese Zylinder vom Zylinderkopf entfernt, und die verbleibenden Plätze werden dann von Ventilsitzringen besetzt.

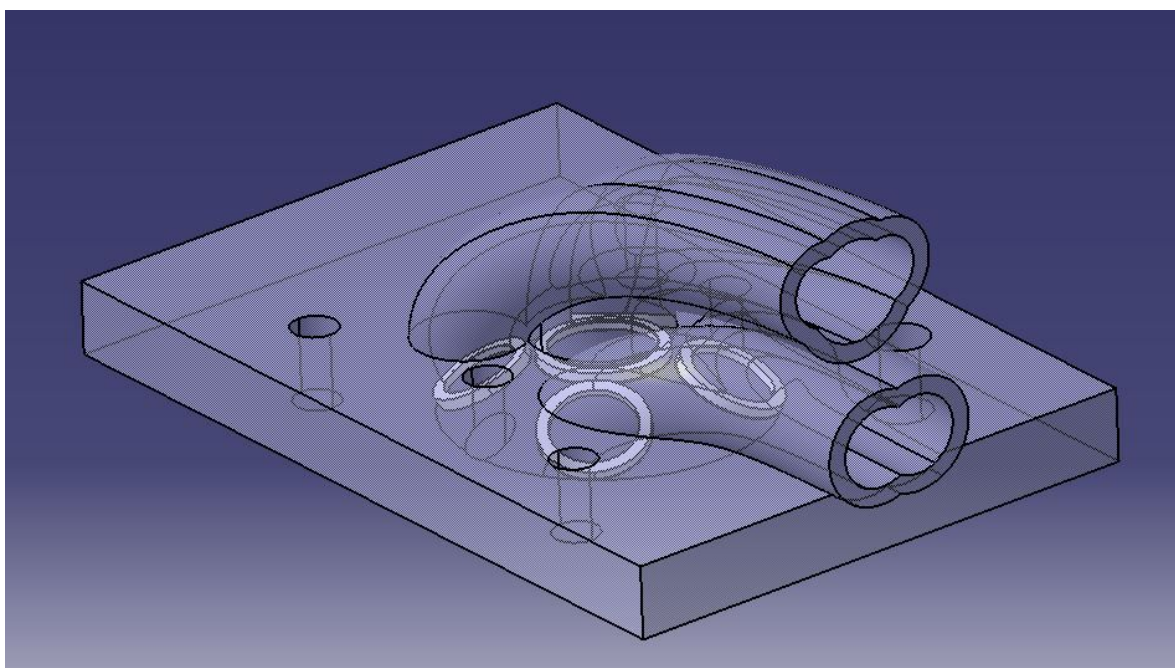


Bild 21: Zylinderkopf mit Ventilsitzringe

2.3.4 Hinweise zur Änderung des Modells

Fast alle Änderungen zum Modell, z.B. Positionen der Ventile, können durch Parameter gemacht werden. Für intensive Modifikation sind direkte Operationen an den Bauteilen benötigt.

Alle oben genannten Komponenten befinden sich unter zehn Sub-strukturbäume.

Nach folgender Tabelle kann man die Zielbauteile schnell ausfinden:

Tabelle 3: Inhalt Sub-strukturbäume

Sub-strukturbaum	Inhalt
Oberflaeche_Skizze	Skizze Oberfläche Zylinderblocks
Brennraum_Oberflaeche	Skizze Grundfläche, Extrudieren Ein-/Auslasskanäle, und Trennbearbeitung
Auslasskanaele	Spline und Innenwand Auslasskanäle
Auslasskanaelebody	Rohr Auslasskanäle
Einlasskanaele	Spline und Innenwand Einlasskanäle
Einlasskanaelebody	Rohr Einlasskanäle
Zuendkerze	Skizze und Extrudieren Zündkerze
Ventilsitze	Extrudieren und Körper Ventilesitze
ZB	Zusammenbearbeitung Brennraum und Kanäle, inkl. Verbindung, Trennen, und Fläche Schließung
Body	Grundkörper und boolesche Operationen

Bei Änderung der Spline-Kurve (Oder Parametern. Weil der Endpunkt des Splines auch parametrisch definiert ist.) tritt manchmal wegen ungünstiger Gestaltung Problem auf. Man muss darauf achten, dass die Gestaltung Splines immer die Anforderungen von Trennen erfüllt.

2.4 Variantenentwurf und Bewertung

2.4.1 Einzelschwinghebelgetriebe

2.4.1.1 Grundkonzept

Die Einzelschwinghebelgetriebe ist die intuitivste Variante. Anstelle einer senkrechten Ventilfehrung wird der Ventilteller mit Klemmverbindung zu einem parallelen Schwinghebel festgebunden, damit der Ventilteller auf einer bogenförmigen Bahn gefügt werden kann.[1]

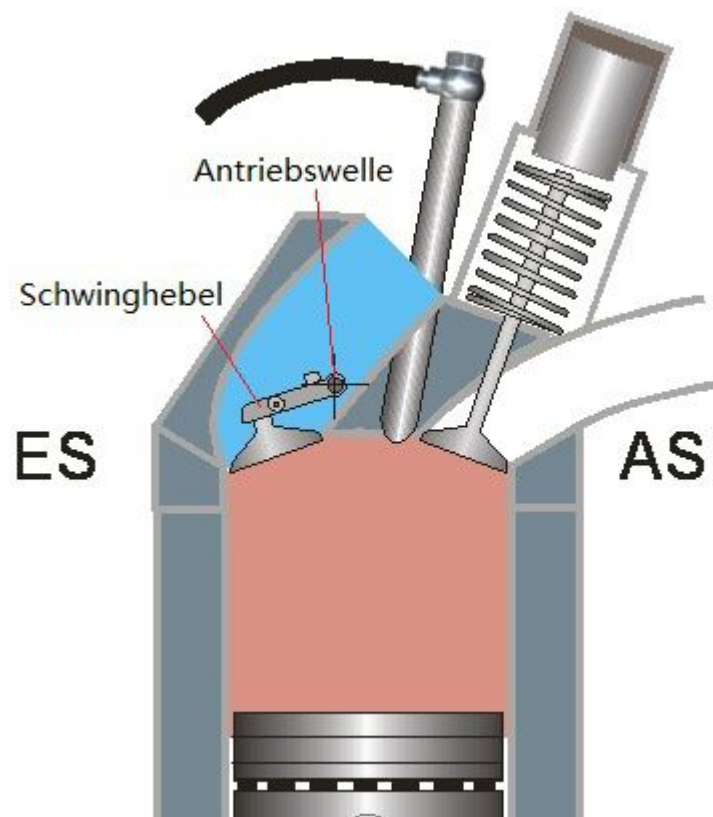


Bild 22: Schematische Darstellung Einzelschwinghebels [1]

Dazu wäre auch eine andere Gestaltung des Spülkanals erforderlich, um die Antriebswelle des Schwinghebels ohne Abdichtungsprobleme zum Aktor führen zu können.

Die Schwinghebel selbst müssten einen aerodynamisch günstigen Querschnitt aufweisen, damit der Spülstrom möglichst wenig verwirbelt wird. Die Verbindungen der Einzelteile sind mit Klemmverbindungen realisierbar, deren Zugänglichkeit ggf. durch seitliche Öffnungen im Einlasskanal gewährleistet werden muss, die dann durch Blindverschlüsse abgedichtet werden. Das Einlappen des Ventils (sofern erforderlich) erfolgt in herkömmlicher Weise bei gelöster Klemmverbindung.

Ein weiterer Vorteil einer solchen Ventilanordnung besteht darin, dass die Aktoren für die Einlassventile ziemlich weit vom Schwinghebel angeordnet werden können, da die Schwingwellen nur sehr geringe Trägheitsmomente aufweisen. Daher würden sich auch unter dem Gesichtspunkt der nur geringen Betätigungskräfte (EÖ und ES findet bei relativ kleinen Druckunterschieden zwischen Brennraum und Einlass statt) elektromagnetische Aktoren eignen, die nach dem Prinzip des Schrittmotors arbeiten und einen sehr guten Wirkungsgrad besitzen. Zur vollen Öffnung des Ventils wäre ein Schwenkwinkel von ca. 35° ausreichend, technisch kein Problem. Zur Dämpfung der Ventilbewegung an den Endpunkten wären hydraulische Anschläge denkbar.[1]

2.4.1.2 Überprüfung der maximalen Drehzahl und Leistung

Bei Drehbewegung gilt es zwischen maximale Drehzahl und das Trägheitsmoment des Ventils um Antriebswelle eine inverse Beziehung.

Von dem Modell in Catia lässt sich das MTM zu berechnen:

$$M_{Ventil} = 8,99 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

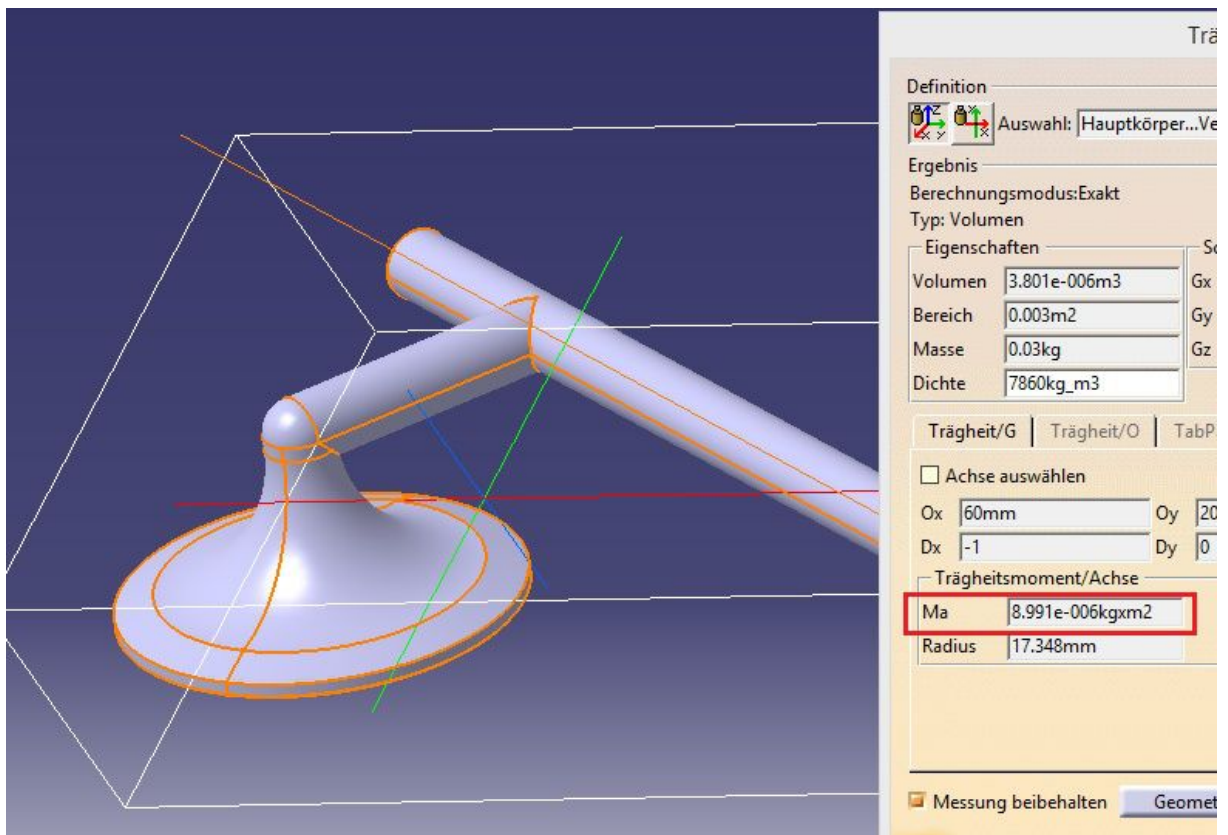
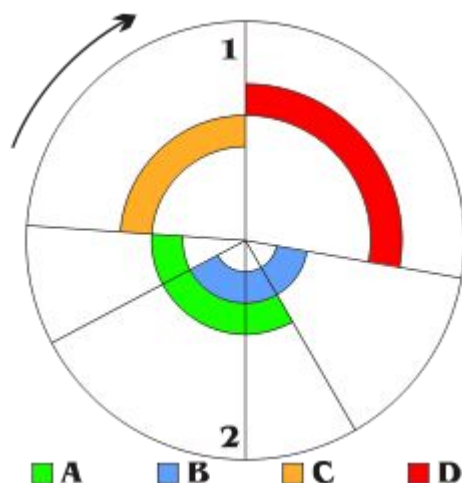


Bild 23: Bemassung MTMs vom Ventil mit Schwinghebel

Bei Drehzahl von 2000 rpm gilt es für die Taktzeit:

$$T = \frac{60s}{n \times 1 \text{ min}} = 0,03s \quad (1)$$

Die tatsächliche Zeit, in der das Ventil von Schließposition zu maximalem Öffnungswinkel dreht, bzw. Betätigungszeit Einlassventils, ist noch kleiner als Taktzeit. Im Bild xx ist der Zyklus des Zweitaktmotors, wobei der Öffnungswinkel des Einlassventils 120° beträgt.



1=OT

2=UT

A: Einlass/Ausräumung

B: Auslass

C: Kompression

D: Verbrennung

Bild 24: Zyklus Zweitaktmotors

Die Betätigungszeit des Ventils ergibt sich:

$$t = T \times \frac{120^\circ}{360^\circ} \div 2 = 0,005s \quad (2)$$

Bei maximalem Öffnungswinkel von 35 grad ($0,61\text{rad}$) gilt für die Winkelbeschleunigung:

$$\alpha = \frac{2\theta_{\max}}{t^2} = 48800 \text{ rad} / s^2 \quad (3)$$

Damit erfolgt die Kalkulierung für Drehmoment:

$$J = M_{\text{Ventil}} \cdot \alpha = 0,44 \text{ N} \cdot m \quad (4)$$

Für die Ventilöffnungsleistung:

$$P_{\text{Öffnung}} = J \times n \div 9550 \times \frac{120^\circ}{360^\circ} \div 2 = 0,015 \text{ kW} = 15 \text{ W} \quad (5)$$

Die Gesamtleistung ist:

$$P = P_{\text{Oeffnung}} + P_{\text{Schliessung}} = 2P_{\text{Oeffnung}} = 30W$$

Laut Beziehungen (1)(2)(3)(4)(5) kann die Gesamtleistung durch:

$$P = 1,92 \times 10^{-12} \times n^3 W$$

ersetzt werden.

Die folgende Tabelle stellt die Bestätigungszeit des Ventils, das erforderliche Drehmoment und die Gesamtleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen dar:

Tabelle 4: Gesamtleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen 1

Drehzahl (rpm)	Bestätigungszeit (s)	Drehmoment (Nm)	Ventilöffnungs- leistung (W)	Gesamtleistung (W)
1000	0,0100	0,11	1,9	3,8
2000	0,0050	0,44	15	30
3000	0,0033	0,99	52	104
4000	0,0025	1,75	123	246
5000	0,0020	2,74	240	480
6000	0,0017	3,95	414	828

Im Vergleich zu konventionellem Ventiltrieb ist die Gesamtleistung bei niedriger Drehzahl relativ niedrig während bei höherer Drehzahl relativ hoch, weil die Leistung proportional zur Kubikzahl der Drehzahl ist.

Auffallend ist, dass alle oberen Ergebnisse auf idealer Situation basiert sind, bzw. das Ventil bei dem größten Öffnungswinkel mithilfe der Dämpfung und anderer Bedingungen sofort gestoppt werden kann. Sonst muss die Winkelbeschleunigung und Leistung gedoppelt werden.

2.4.1.3 Überprüfung der Scherspannung Ventilschaft

In Catia kann man eine FEM Analyse durchführen, mit der die detaillierte Scherspannungsverteilung visualisiert wird.



Bild 25: Vernetzung Ventils

Die Größe des Basiselements, bzw. Tetraedernetz, ist 0,5mm mit absolutem Durchhang von 0,2mm. Je kleiner das Netz ist, desto präziser das Ergebnis ist.

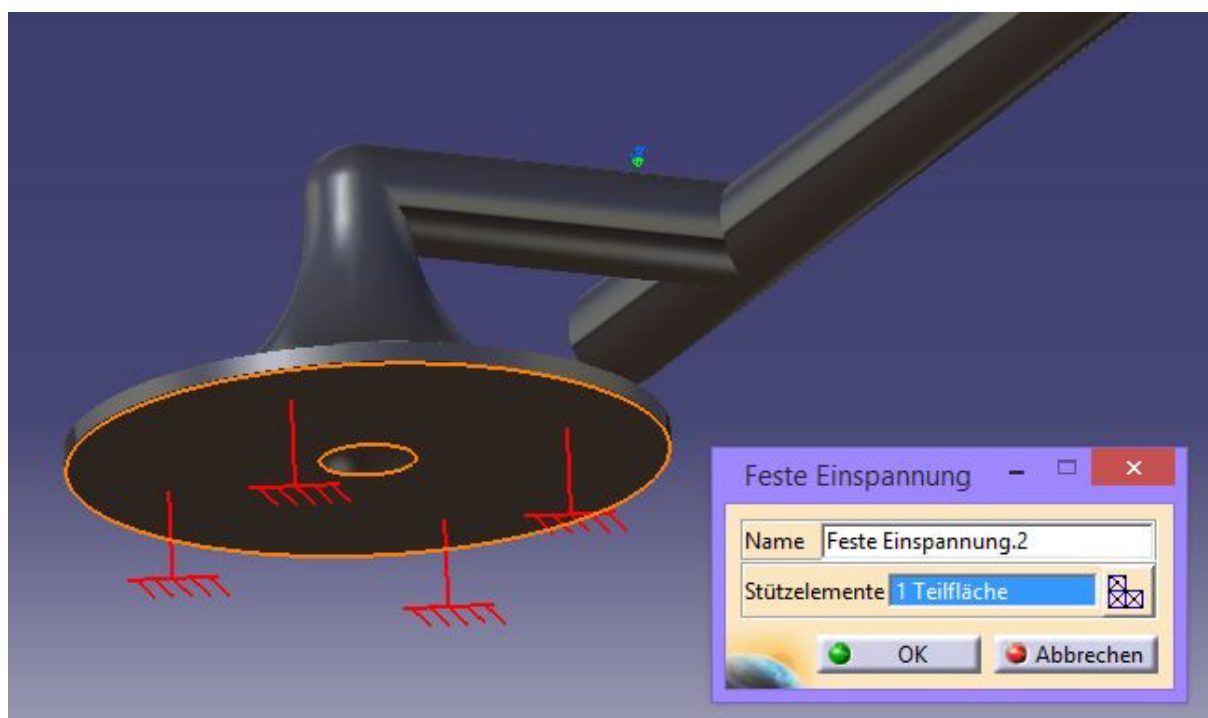


Bild 26: Feste Einspannung Ventils

Die Unterfläche des Ventiltellers gilt als feste Einspannung.

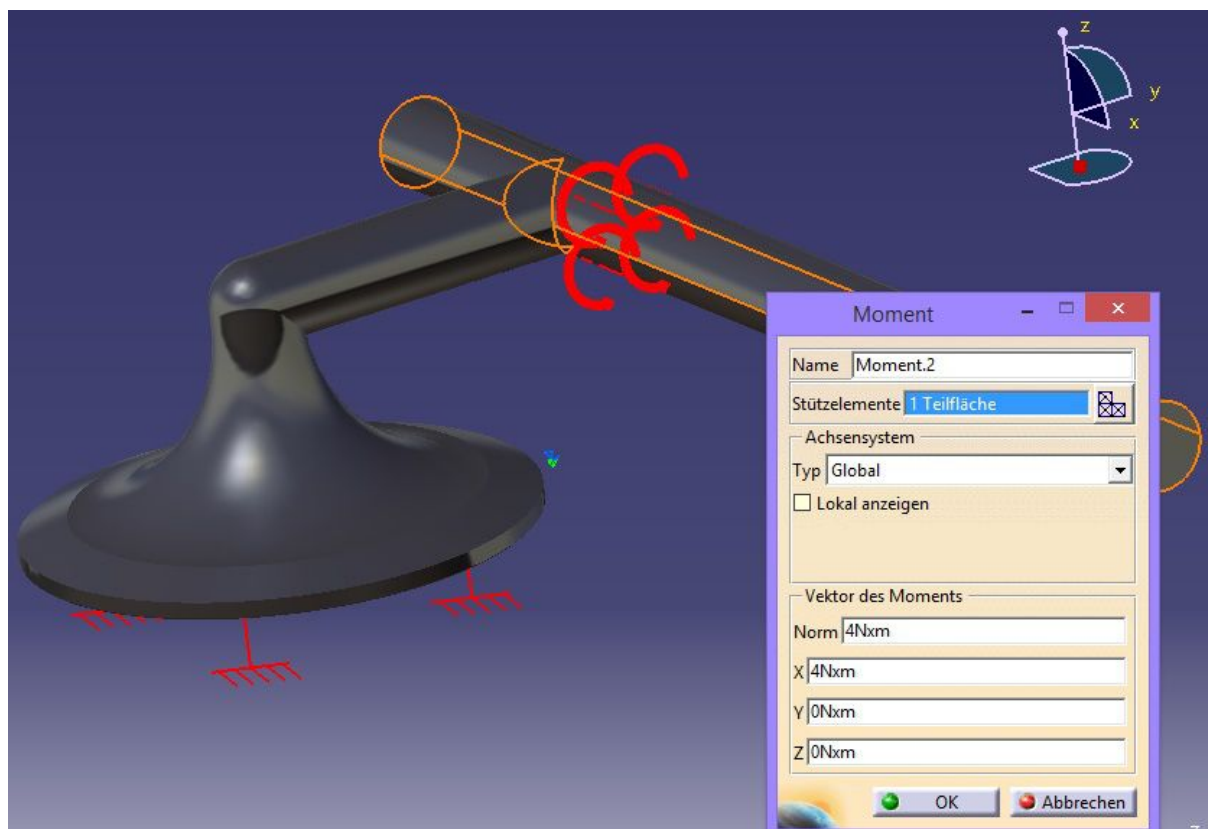


Bild 27: Addierung Drehmoment

An der Antriebswelle wird ein Drehmoment von 4Nm (bei 4000rpm) addiert.

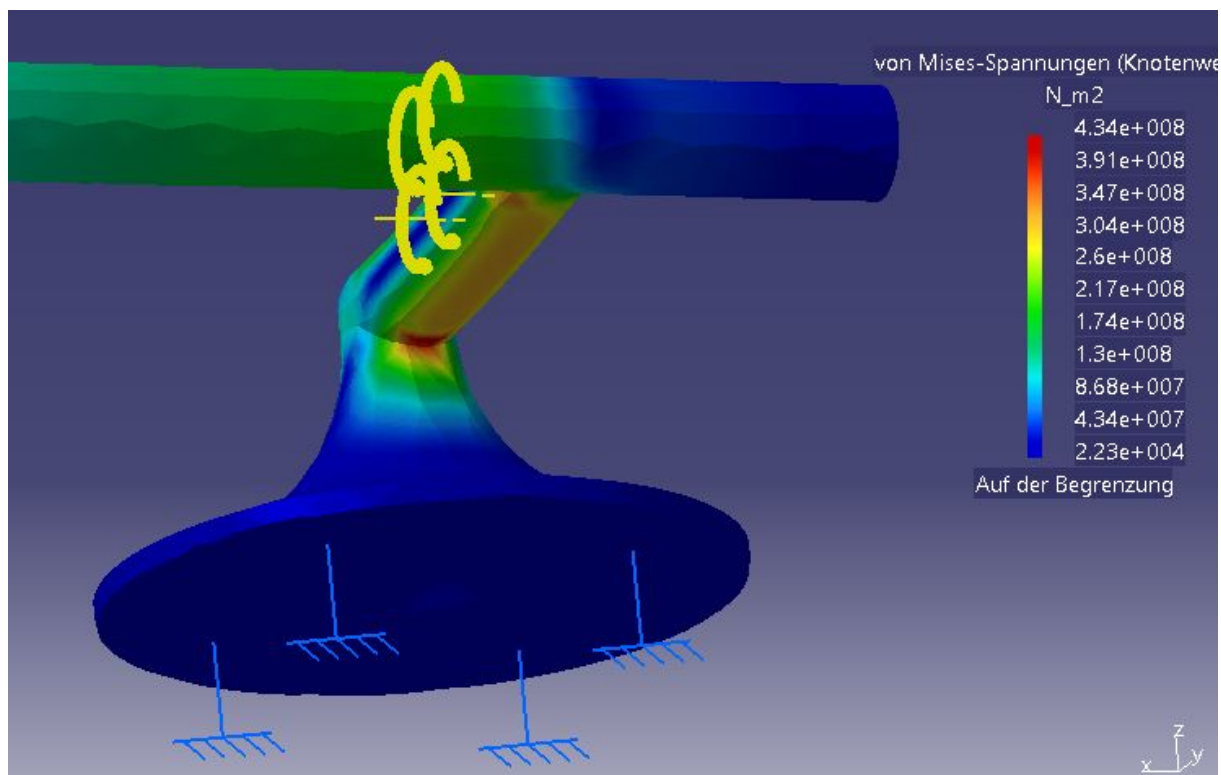


Bild 28: Spannungsverteilung am Ventil 1

Die höchste Spannung erscheint an der Kante zwischen den Ventilteller und den Hebel. Aber das kann durch Optimierung der Form einfach gelöscht werden.

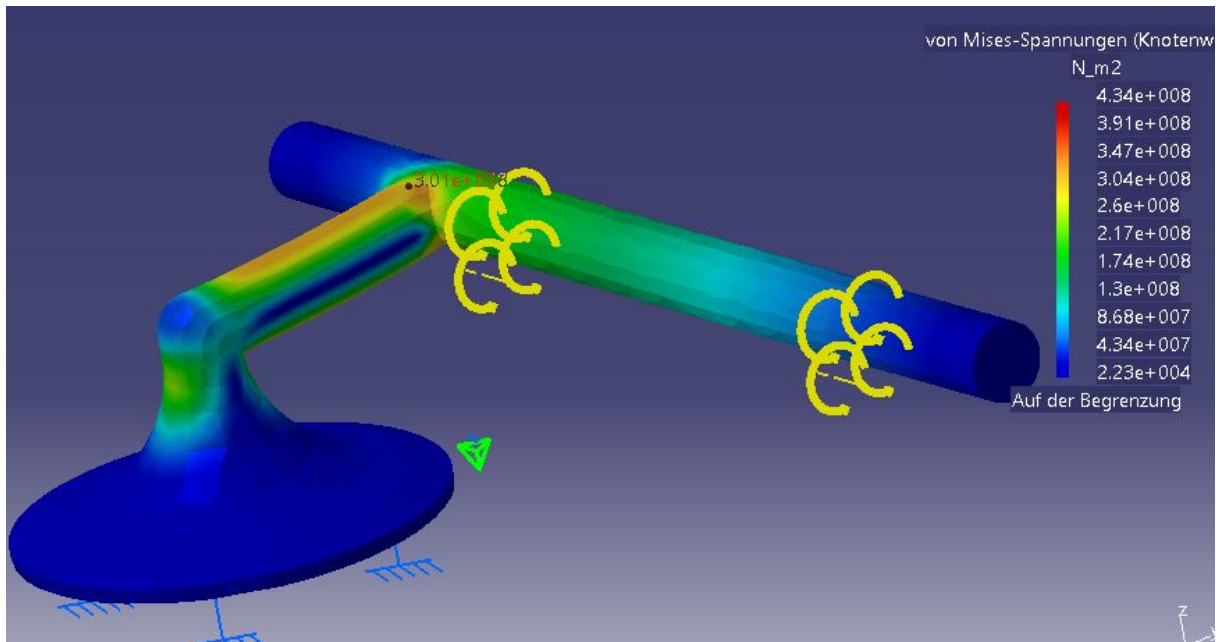


Bild 29: Spannungsverteilung am Ventil 2

Die sub-höchste Spannung, die 300 MPa beträgt, erscheint an dem Verbindungspunkt zwischen der Antriebswelle und dem Hebel. Zwar die Spannung kleiner als 1% des Schubmoduls von Stahl (79,3 GPa), ist die Verformung schon mit bloßem Auge sichtbar. Darüber hinaus ist der Gefahr vor Materialermüdung nicht vernachlässigbar.

2.4.1.4 Wahl des Werkstoffs

Die Schwinghebel müssen einerseits möglichst leicht sein, dürfen andererseits aber keine größere Wärmeausdehnung aufweisen, weil das im Betrieb zwangsläufig zu Undichtigkeiten führen würde. Bevorzugte Materialien wären Titan TC4 (Ti-6Al-4V) oder (Invar Fe-33Ni-4.5Co). Titan hat bei einer Festigkeit von >600 MPa nur die halbe Masse, allerdings einen linearen Ausdehnungskoeffizienten von $8,6 \cdot 10^{-6}/K$, Invar bei etwas geringerer Festigkeit fast keine Wärmeausdehnung ($0,55 \cdot 10^{-6}/K$). Die Wärmebelastung ist im Einlass jedoch nicht groß, auch ist das Verhalten des Zylinderkopfes diesbezüglich völlig unbekannt (auch der dehnt sich im Betrieb aus), sodass hier noch einige Modellrechnungen und natürlich Experimente nötig sind.[1]

2.4.1.5 Vor- und Nachteile

Mit solchem Schwinghebelgetriebe kann die erwünschte Luftspülung theoretisch einfach realisiert werden. Aber an einem so kompakten Zylinderkopf gibt es kaum frei Raum für den Mechanismus.

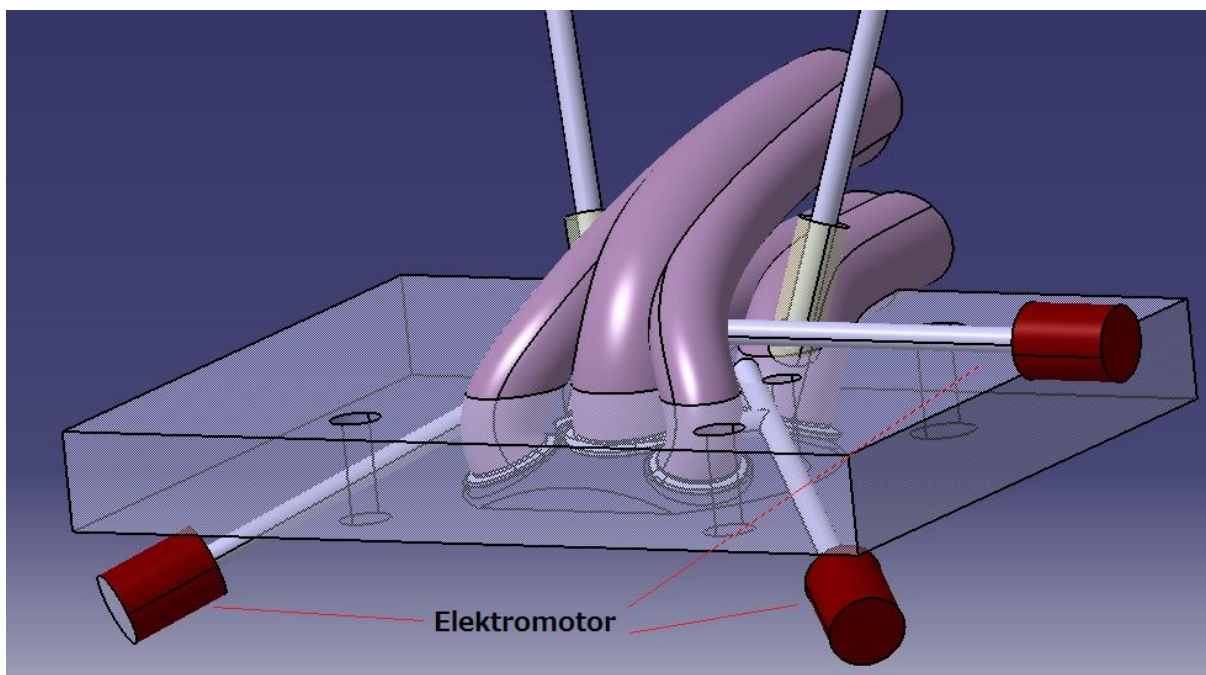


Bild 30: Zusammenbau Einzelschwinghebelgetriebes

Wenn alle drei Ventile in vorgeplanten Richtungen angeordnet werden, sieht das Modell so aus, dass beide Elektromotoren für kleine Ventile unter der Grundebene liegen. Wegen des unlösbaren räumlichen Problems ist Einzelschwinghebelgetriebe nur für Haupteinlassventil geeignet.

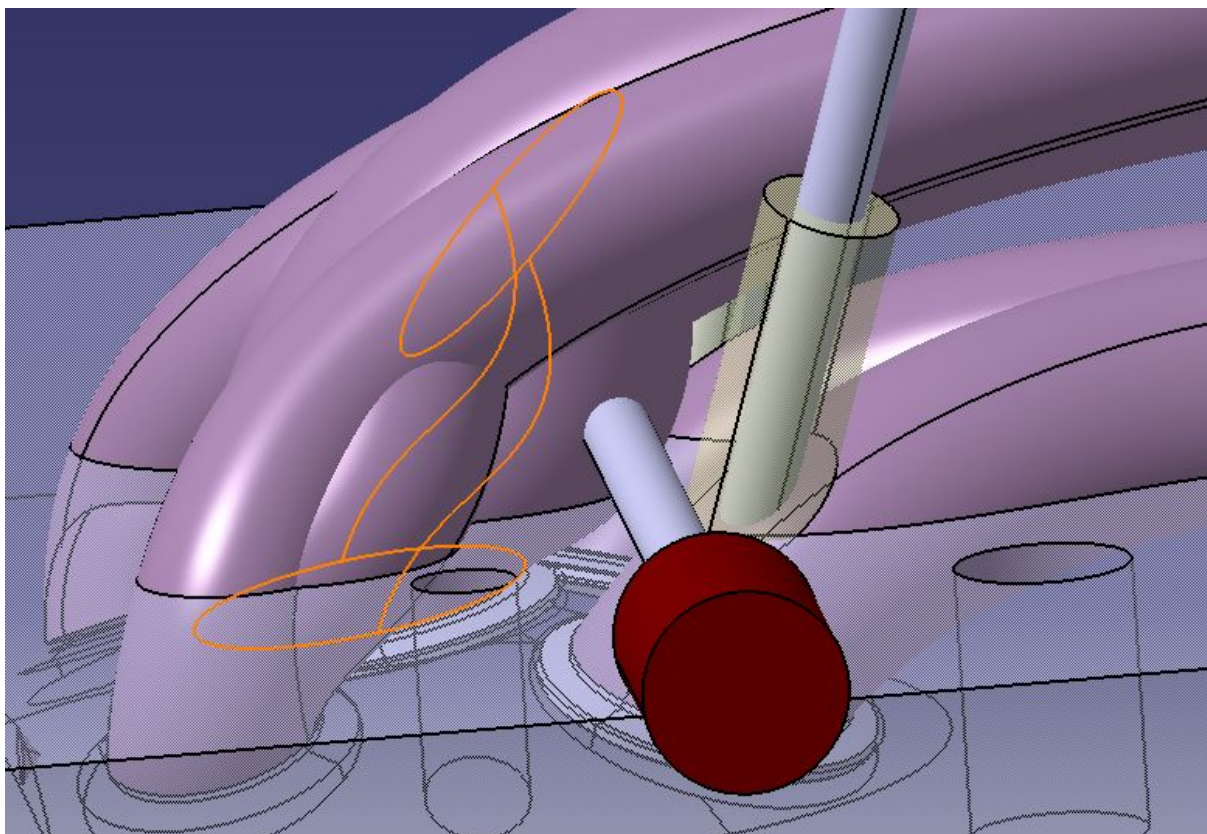


Bild 31: Zusätzliche Raum für Antriebswelle

Dennoch muss der Hebel sowie die Antriebswelle vollständig in die Kanäle umfasst werden, bzw. eine andere Gestaltung der Einlasskanäle dazu erforderlich ist. Damit wäre es fast unvermeidbar, dass der Ventilquerschnitt nicht konstant bleiben kann.

Darüber hinaus ist die Dichtheit bei Schwinghebelgetriebe nicht so fest schließen wie bei konventionellem Nockenwellegetriebe. Weil bei Schließung das Ventil nicht gegen den Ventilsitzring gedrückt wird, konnte es sein, dass das Gemisch während des Arbeitstaktes vom Zylinder aufläuft.

2.4.3 Doppelschwinge

2.4.3.1 Grundkonzept

Die Doppelschwingegetriebe ist eine Optimierung von Einzelschwinghebelgetriebe. Auf dem Ventilteller werden zwei Gelenke angeordnet, eine davon im Zentrum des Ventiltellers liegt und dadurch als die Zentrierung des Einlappens gilt. Mit dem zusätzlichen Hebel kann die gesamten Massenträgheitsmomente verringert werden und das kinematische Verhältnis verbessert werden. Weil der Ventilteller sich nicht mehr um die Antriebswelle dreht, sondern macht eine ideale Kippbewegung in der Richtung von Einlassseite.

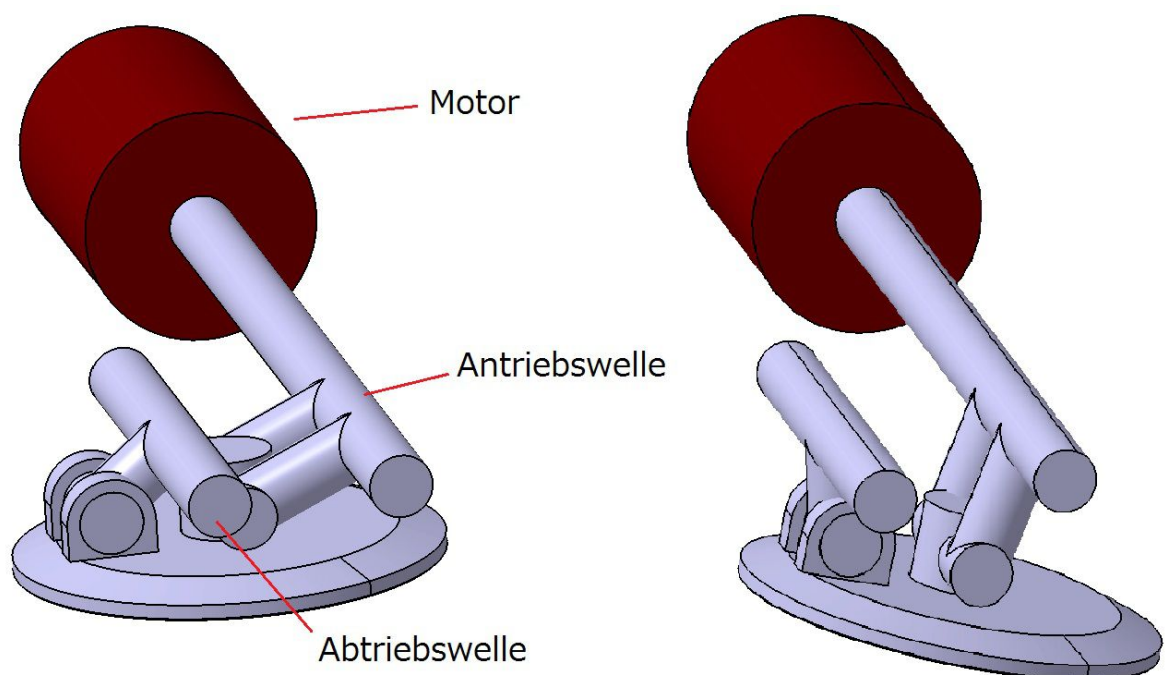


Bild 32: Schematische Darstellung Doppelschwinge

2.4.3.2 Überprüfung der maximalen Drehzahl und Leistung

Die Leistung des Getriebes bei Ventilöffnung besteht aus vier Teilen:

1. Die kinetische Leistung des Ventiltellers P_{T1}
2. Die rotationale Leistung des Ventiltellers P_{T2}
3. Die rotationale Leistung der Antriebswelle P_{An}
4. Die rotationale Leistung der Abtriebswelle P_{Ab}

Die Massenträgheitsmomente und Masse betragen jeweils:

$$m_T = 0,009 \text{ kg}$$

$$M_T = 4,634 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_{An} = 1,373 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_{Ab} = 3,506 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Bei Drehzahl von 2000rpm gilt es für die Taktzeit:

$$T = \frac{60s}{n \times 1 \text{ min}} = 0,03s$$

Die Ventilbetätigungszeit ergibt sich:

$$t = T \times \frac{120^\circ}{360^\circ} \div 2 = 0,005s$$

Nach Bemaßung des Models ergibt sich der maximale Öffnungswinkel von Antriebswelle 40 grad, (0,70rad) dabei gilt für die Winkelbeschleunigung:

$$\alpha = \frac{2\theta_{\max}}{t^2} = 56000 \text{ rad} / \text{s}^2$$

Damit erfolgt die Kalkulierung für Drehmoment an der Antriebswelle:

$$J_{An} = M_{An} \cdot \alpha_{An} = 7,69 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Für die Ventilöffnungsleistung der Antriebswelle:

$$P_{An} = J_{An} \times n \div 9550 \times \frac{120^\circ}{360^\circ} \div 2 = 2,68 \times 10^{-4} \text{ kW} = 0,268 \text{ W}$$

Durch ähnliche Gleichungen können anderen Leistungen berechnet werden:

$$P_{Ab} = 0,068 \text{ W}$$

$$P_{T2} = 0,904 \text{ W}$$

Der Abstand zwischen den Ventiltellerschwerpunkt bei Defaultposition und den bei Öffnungsposition ist 5mm, dabei gilt für die Beschleunigung:

$$a_T = \frac{2S_T}{t^2} = 400m/s^2$$

Dabei ist der Beschleunigungskraft:

$$F = m_T a = 3,6N$$

Und die durchschnittliche Geschwindigkeit:

$$\bar{v} = a_T \times \frac{t}{2} = 1m/s$$

Die kinetische Leistung des Ventiltellers ergibt sich:

$$P_{T1} = F \bar{v} = 3,6W$$

Zusammengerechnet ist die gesamte Leistung:

$$\sum P = P_{T1} + P_{T2} + P_{An} + P_{Ab} = 4,84W$$

Durch weitere Berechnungen bekommt man die folgende Tabelle über die Gesamtleistungen und Drehzahlen.

Tabelle 5: Gesamtleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen 2

Drehzahl (rpm)	Bestätigungszeit (s)	Gesamtleistung (W)
1000	0,0100	0,605
2000	0,0050	4,84
3000	0,0033	16.335
4000	0,0025	38.72
5000	0,0020	75.625
6000	0,0017	130.68

Ähnlich wie Einzelschwinghebelgetriebe sind die Gesamtleistungen auch exponential zur Drehzahl, aber wesentlich kleiner als die von Einzelschwinghebelgetriebe.

2.4.3.2 Vor- und Nachteile

Im Vergleich zum Einzelschwinghebel ist das kinematische Verhältnis bei Doppelschwinge wesentlich verbessert worden. Weil der Ventilteller in Richtung der Einlassseite geöffnet ist, gibt es keine Kollisionsgefahr mit Auslassventilen mehr. Aber die Nachteile sind auch offenbar. Die Positionierung der Antriebswellen und die Länge des Hebels müssen sehr präzise sein, sonst kann der Ventilteller nicht richtig geschlossen werden. Darüber hinaus ist die Umgebungstemperatur auch eine große Herausforderung für den Mechanismus. Ob die Ausdehnung Ventilhebels deutliche Auswirkung auf das Getriebe hat, muss durch Experiment geprüft werden. Außerdem konnte der Aufwand von Komponenten und Montage wegen erhöhter Komplexität sehr beträchtlich sein. Ein anderes Problem ist, dass solches Mechanismus nur für Ventile mit Durchmesser größer als 20mm, bzw. das Haupteinlassventil, geeignet ist.

2.4.3 Magnetische Kippventilteller

2.4.3.1 Grundkonzept

Wegen der beschränkten Raumrahmenbedingungen werden sich lineal bewegende Ventile bevorzugt. Es wäre ideal, wenn die Ventilteller bei Öffnungen der Ventile, die vom hydraulischen Mechanismus, wie das auf der Auslassseite getrieben werden, automatisch in die erwünschte Richtung neigen, damit kann die Luft geleitet werden, und bei der Schließung wieder zur Standardposition zurückgesetzt werden.

Eine mögliche Lösung ist, den Ventilteller durch einen Elektromagnet zu kontrollieren und das Gelenk an der Ventilführung anzuordnen.

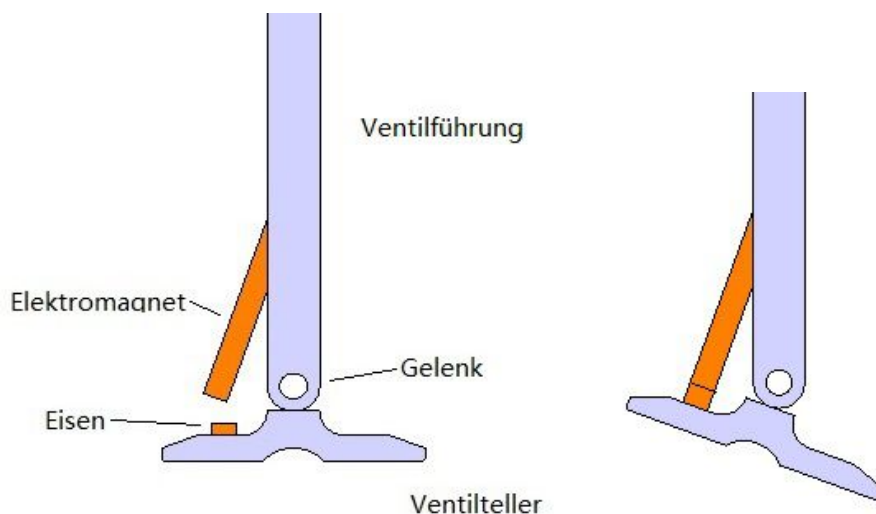


Bild 33: Schematische Darstellung magnetisches Ventiltellers

Der Magnet ist zur Ventilfehrung wie ein Zweig geschweißt, während am Ventilteller ein entsprechendes Eisenstück eingestellt wird. Wenn der Magnet aktiviert wird, wird das Eisenstück zum Magnet angezogen, dadurch kann der Ventilteller um das Gelenk gedreht werden.

Bei Rückwärtsbewegungen wird der Elektromagnet deaktiviert. Ohne die magnetische Kraft kann der Ventilteller reibungslos in den Ventilsitzring herreinrutschen.

Um die Öffnungsrichtung sicherzustellen, bzw. das Ventil radial zu positionieren, kann man den Ventilteller oval machen.

Bevor man den oben genannten Mechanismus realisieren kann, müssen noch zwei Probleme gelöst werden:

1. Kann Elektromagnet bei der Temperatur in die Einlasskanäle auch arbeiten?
2. Welches Material, also Werkstoff, ist für das Ventil geeignet?

2.4.3.2 Überprüfung der Einsatztemperatur und Leistung

Ein Elektromagnet besteht aus einer Spule, in der sich bei Stromdurchfluss ein magnetisches Feld bildet. In der Spule befindet sich meist ein offener Eisenkern, der das Magnetfeld führt und verstärkt. Ein stromdurchflossener Leiter verursacht ein Magnetfeld in seiner Umgebung. Die Magnetfeldlinien konzentrieren sich im Inneren der Spule. Die magnetische Flussdichte ist im Zentrum der Spule am höchsten. Soll Arbeit verrichtet werden, muss der Magnetfeldkreis ferromagnetisch und inhomogen sein. [5]

Eisen ist bei Raumtemperatur ein ideales ferromagnetisches Material, d.h., dass Eisen Elementarmagnete erhält, die parallel zueinander ausgerichtet sein können, wenn es einem äußeren Magnetfeld ausgesetzt wird.

Diese Ausrichtung ist in Ferromagneten aufgrund der Austauschwechselwirkung zwischen den Elektronenspins sehr stabil. Die Austauschwechselwirkung verhindert, dass die Ausrichtung der Spins durch die Wärmebewegung bei Raumtemperatur wieder verloren geht.[6,7]

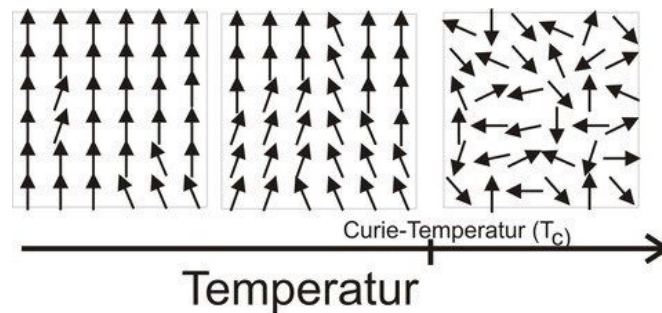


Bild 34: Elektronenspins bei unterschiedlicher Temperatur

Im Verlauf der Steigerung der Temperatur nimmt jedoch die Bewegung der Elektronenspins zu. Oberhalb einer charakteristischen Temperatur, der Curietemperatur, übersteigt dann die Bewegungsenergie der Elektronenspins die Energie der Austauschwechselwirkung, sodass das Material seine ferromagnetischen Eigenschaften vollständig verliert. Nie kann ein Elektromagnet oberhalb der Curietemperatur arbeiten.

Die Curietemperatur einiger typischer Magnetwerkstoffe ist:

Tabelle 6: Curietemperatur einiger typischer Magnetwerkstoffe

Magnetwerkstoff	ϑ_C
Cobalt	1121 °C
Eisen	768 °C
Nickel	360 °C
Gadolinium	19,3 °C
Ferrite (je nach Zusammensetzung)	100...460 ° C

Typische Maximaltemperaturen im Nennlastbetrieb betragen auf der Einlassseite bis zu 550, auf der Auslassseite bis zu 850 °C. [8] Falls der Kern des Elektromagnets Eisen ist, gibt es zu mindesten ein Spielraum von 218K.

Darüber hinaus erzeugt der Elektromagnet auch Wärme während des Betriebs. Ob die Menge der Wärme groß genug ist, die Temperatur über der Curietemperatur zu erreichen, muss man durch Berechnungen überprüfen.

Es ist vorgenommen, dass die Anziehungskraft des Elektromagnets am Eisenstück gleich 5 Newton ist.

Nach geometrischen Berechnungen ist der Abstand zwischen Magnet und Eisen (Luftspalt) 1,7 mm.

Für die magnetische Kraft gilt (Näherungsformel):

$$F_m = \frac{1}{2\mu_0} B^2 S \quad (5)$$

Darin ist μ_0 die magnetische Feldkonstante:

$$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \frac{H}{m}$$

S ist die Querschnittsfläche des Eisenkerns:

$$S = \pi r_m^2$$

Für $r_m=1\text{mm}$ ergibt sich:

$$S = \pi \times (1 \times 10^{-3})^2 = \pi \times 10^{-6} m^2$$

B ist die magnetische Flussdichte {Maßeinheit: T (Tesla)} am Eisenstück.

In der Nähe vom Elektromagnet gilt für B:

$$NI = B \left(\frac{L_{Kern}}{\mu} + \frac{L_{Spalt}}{\mu_0} \right) \quad (6)$$

N ist die Anzahl der Windungen in der Wicklung.

I ist der Strom in der Wicklung {Maßeinheit: A (Ampere)}

L_{kern} ist die Länge des Eisenkerns, während L_{Spalt} die Länge des Luftspalts ist, die 1,7mm gleicht.

μ ist die Permeabilität des Kernwerkstoffs (Eisen).

Für die meisten Materialien ist μ viel größer als μ_0 . Die Permeabilität Eisens ist

$$\mu = 6,3 \times 10^{-3} \frac{H}{m}$$

, also 5000 mal größer als μ_0 . Deswegen ist der erste Term in Formel (6) im Vergleich zum letzten Term vernachlässigbar.[8]

Damit erfolgt die Kalkulierung für B in Formel (6):

$$NI = B \frac{L_{Spalt}}{\mu_0}$$

Die magnetische Flussdichte B berechnet sich zu:

$$B = \frac{NI\mu_0}{L_{Spalt}} \quad (7)$$

Gleichung 7 in Gleichung 5 eingesetzt:

$$F_m = \frac{S}{2\mu_0} \left(\frac{NI\mu_0}{L_{Spalt}} \right)^2 \quad (8)$$

NI gilt hier als die unabhängige Variable.

Gleichung 8 nach NI umgestellt:

$$NI = \sqrt{\frac{2L_{Spalt}^2 F_m}{S\mu_0}}$$

Durch Berechnungen:

$$NI = 2,71 \times 10^3 A$$

Dabei ist B gleich 2 T.

Jedoch variiert die magnetische Flussdichte nicht proportional zur Stärke der magnetischen Feldstärke. Das Verhältnis der magnetischen Flussdichte zur magnetischen Feldstärke wird mit Magnetisierungskennlinien (Bild 35) dargestellt, wobei der Effekt der Sättigung besonders zu beachten ist. Im Elektroblech beträgt die maximale magnetische Flussdichte 1.6 T (Tesla), bei Spezialblechen 2.2 T.[9]

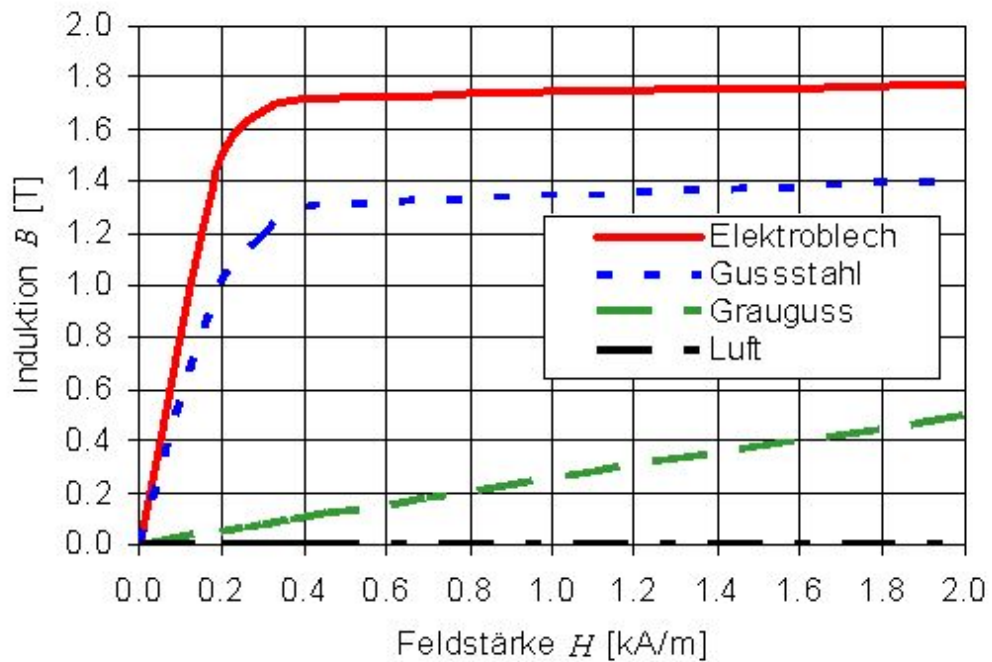


Bild 35: Magnetisierungskennlinien

D.h., dass der Elektromagnet mit der vorgegebenen Querschnittsfläche S die erwünschte Anziehungskraft nicht erreichen kann:

$$F_{m_{\max}} = \frac{1}{2\mu_0} B_{\max}^2 S = 2N < 5N$$

Weil μ_0 konstant ist, kann man nur S ändern.

Bei $r_m = 1,6mm$ gilt für S :

$$S = \pi \times (1,6 \times 10^{-3})^2 = 2,56\pi \times 10^{-6} m^2$$

Für F_m :

$$F_m = 5,12N > 5N$$

Reicht.

Jedoch ist NI jetzt:

$$NI = \frac{B_{\max} L_{Spalt}}{\mu_0} = 2,16 \times 10^3 A$$

Offenbar ist die Zahl viel zu groß. Bei 2000 Windungen, die schon unmöglich am Magnetzweig sind, ergibt sich der Strom 1.08A.

Da $B_{\max}$ und μ_0 unvariabel sind, gibt es nur eine einzelne Möglichkeit, L_{Spalt} zu verkleinern.

Durch Änderung der Form des Magnets kann das Problem gelöst werden.

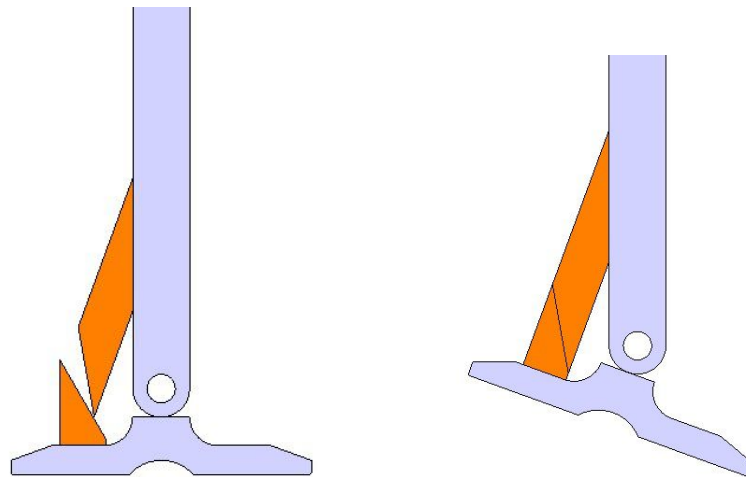


Bild 36: Darstellung Änderung der Form des Magnets

Der Kippwinkel des Ventiltellers bleibt unverändert, während das Eisenstück und der Magnetzweig nicht mehr zylinderförmig sind, sondern teilweise keilförmig.

Damit kann man die Länge des Luftspalts auf 0,1 mm reduzieren, dabei gilt für NI:

$$NI = \frac{B_{\max} L_{\text{Spalt}_k}}{\mu_0} = 127 A$$

Bei 1500 Windungen ist der Strom nur 0,08A.

Aber der Magnetzweig ist immer zu klein, um die Wicklungen zu tragen. Darüber hinaus ist die Temperatur in der Nähe vom Ventilteller zu hoch für einen Draht. Deshalb wird versucht, den oberen Teil der Ventilfehrung und den Magnetzweig aus ferromagnetischem Werkstoff zu fertigen. Die Wicklungen werden an dem oberen Teil der Ventilfehrung angeordnet und davon erzeugtes magnetisches Feld kann von der magnetischen Ventilfehrung zur Spitze des Magnetzweigs geleitet werden.

Auf der anderen Seite muss der Ventilteller und der untere Teil der Ventilfehrung aus paramagnetischem Werkstoff gefertigt werden. Sonst wird der Mechanismus nicht funktionieren. Bei Bimetalventilfehrungen werden zwei Teile per Reibschweiß gebunden.[3](siehe Bild 37)

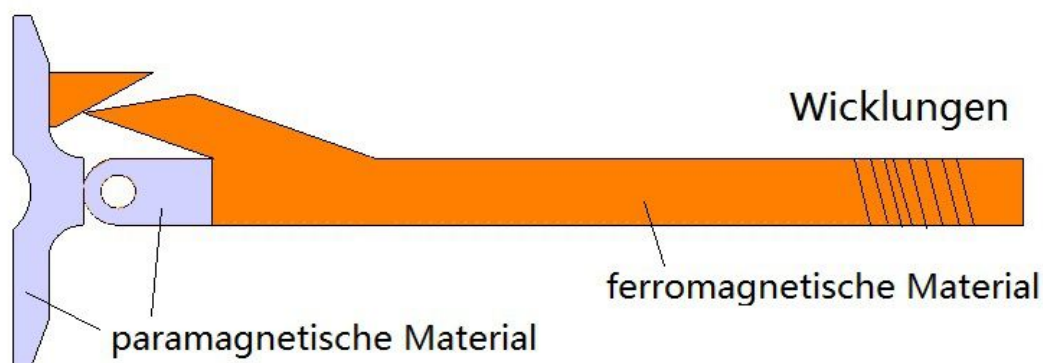


Bild 37: Bimetalventilführung

Nun kann man die Leistung des Mechanismus berechnen.

Bei einem Kupferleiter mit Durchmesser von 0,25mm beträgt der elektrische Widerstand $R_{Wicklung}$:

$$R_{Wicklung} = \rho \frac{l}{A}$$

Wobei ρ der spezifische Widerstand, l die Länge und A die Querschnittsfläche des Leiters ist.

Die Querschnittsfläche A eines runden Leiters (zum Beispiel einem Draht) errechnet sich aus dem Durchmesser d zu:

$$A = \pi \frac{d_{Leiter}^2}{4} = 0,049 mm^2$$

Bei Raumtemperatur ist der spezifische Widerstand Kupfers:

$$\rho = 1,68 \times 10^{-2} \Omega \cdot mm^2 / m \quad (9)$$

Weil die Temperatur am Ventilfuß nicht zu hoch ist und der Temperatur-Koeffizient von Kupfer (0,003862) sehr klein ist, kann man den Einfluss der Temperatur vernachlässigen.

Der Durchmesser der Ventilführung ist 4mm, dabei gilt für die Länge des Leiters:

$$l = \pi d_{Ventilfuehrung} N = 18,85 m$$

Damit erfolgt die Kalkulierung für $R_{Wicklung}$ in Formel (9):

$$R_{Wicklung} = 1,68 \times 10^{-2} \frac{18,85 m}{0,049 mm^2} = 6,46 \Omega$$

Beim erfordernten Strom $I=0,08A$ ist die Leistung P_0 :

$$P_0 = I^2 R = 0,0384W$$

Auffallend ist, dass der Elektromagnet nicht in Vollast ist. (siehe Bild 24) Die aktuelle Leistung P ergibt sich:

$$P = P_0 \times \frac{120^\circ}{360^\circ} \div 2 = 0,0064W$$

Die Leistung ist ziemlich klein und sehr praktisch. D.h. auch, dass die vom Elektromagnet erzeugte Wärme vernachlässigt werden konnte.

2.4.3.3 Überprüfung der maximalen Drehzahl

Die Drehzahlgrenze fast aller modernen Motoren ist durch die Grenzbeschleunigung der Ventile, besonders des Einlassventils, definiert. [3] Bei Motoren mit Kippventilen muss man auch die Winkelbeschleunigung des Ventiltellers berücksichtigen.

Um die maximale Drehzahl zu berechnen, braucht man das Massenträgheitsmoment des Bauteils.

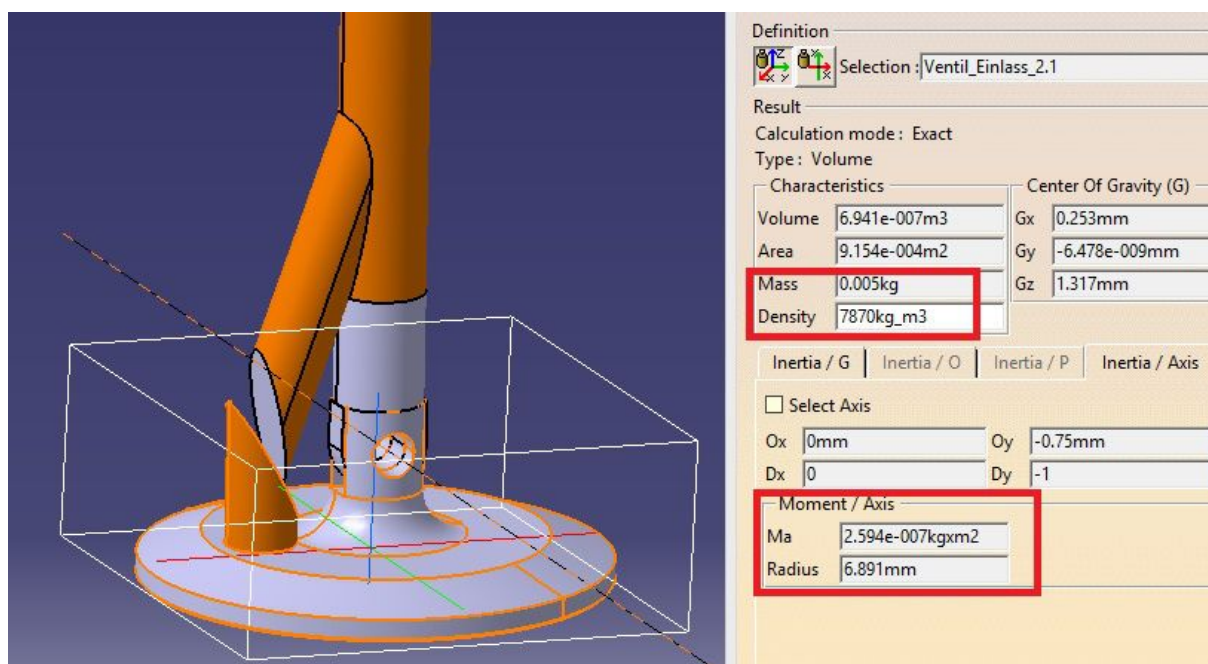


Bild 38: Bemassung MTMs magnetisches Ventiltellers

Nach automatischer Bemaßung in Catia ist die Masse des Ventiltellers $0,005kg$, und das MTM um den Gelenk ist $M_M = 2,594 \times 10^{-7} kg \cdot m^2$.

Der maximale Kippwinkel im oberen Model ist:

$$\theta_{\max} = 20^\circ = 0,35rad$$

Und der Abstand zwischen der Drehachse und der Richtung der Anziehungskraft, also Hebelarm, ist:

$$l_H = 5,5\text{mm} = 5,5 \times 10^{-3}\text{m}$$

Damit gilt es bei $F_M=5\text{N}$ für Drehmoment J :

$$J = F_M \times l_H = 2,75 \times 10^{-2}\text{N} \cdot \text{m}$$

Für Winkelbeschleunigung:

$$\alpha = \frac{J}{M_M} = 1,06 \times 10^5 \text{rad} / \text{s}^2$$

Es erscheint zwar sehr groß, ist aber nicht wirklich so.

Die Zeit, in der der Ventilteller zum maximalen Winkel dreht, lässt sich nach folgender Gleichung berechnen:

$$t = \sqrt{\frac{2\theta_{\max}}{\alpha}} = 2,56 \times 10^{-3}\text{s}$$

Umgerechnet verbringt es:

$$T = t \times 2 \times \frac{360^\circ}{120^\circ} = 1,542 \times 10^{-2}\text{s}$$

pro Kurbelwellezyklus.

Die Drehzahl ist:

$$n = \frac{60\text{s}}{T} \times 1\text{min} = 3891\text{rpm}$$

Mögliche Optimierungen befinden sich in Form und Material des Ventiltellers.

- Das Gelenk kann näher zum Ventilteller angeordnet werden. Je näher der Abstand ist, desto kleiner ist das MTM.
- Ein unbedeutender Teil des Eisenstücks kann einfach weggelassen werden, ohne großen Einfluss auf die Anziehungskraft zu haben.
- Wenn der Ventilteller aus leichterem Material, z.B. Keramik, gefertigt werden kann, sinkt MTM auch proportional.

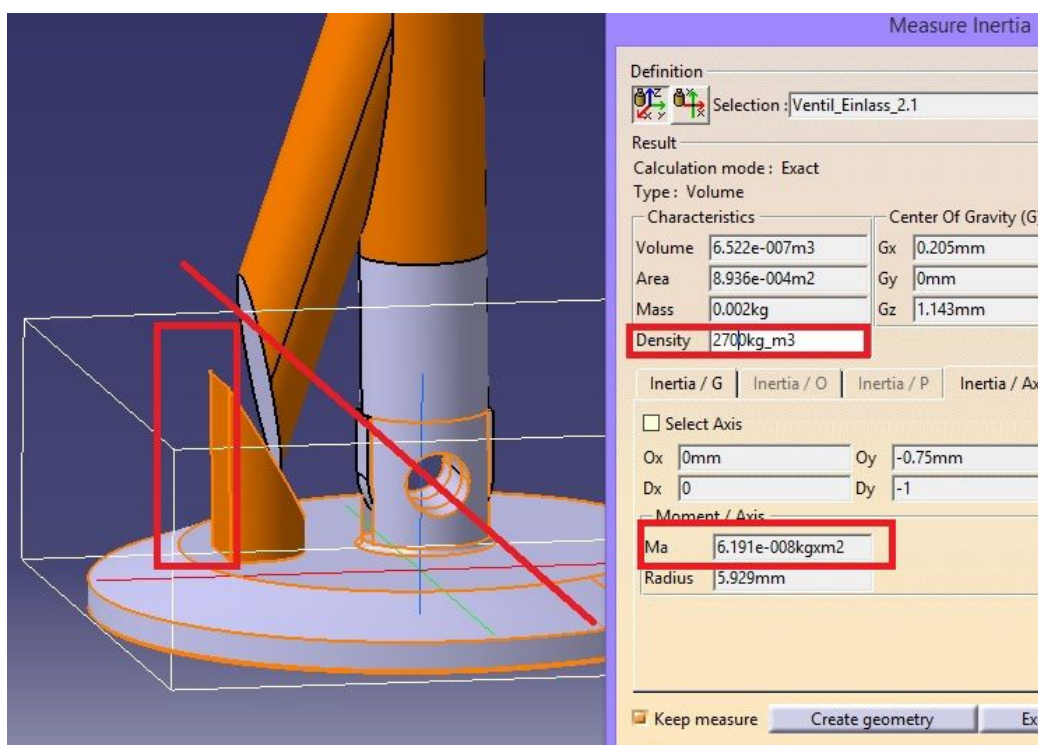


Bild 39: Optimierte Ventilteller

Damit kann man das MTM des Ventiltellers auf $6,191 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, bzw. 25% des originalen Wertes reduzieren. Umgerechnet konnte die Drehzahl auf 7800rpm erhöht werden.

2.4.3.4 Wahl des Werkstoffs

Im Laufe der Entwicklung hat sich eine überschaubare Zahl von Ventilwerkstoffen etabliert. Als Werkstoff für Einlassventile hat sich X45CrSi9-3 (Werkstoff Nr.1.4718) auf breiter Front durchgesetzt. Dieses martensitische Material ist den Anforderungen der meisten Motoren gewachsen. Bei ihm kann beispielsweise der Ventilsitz gehärtet und damit verschleißfester gemacht werden. Der Ventilfuß des Einlassventils wird grundsätzlich gehärtet. Das Einsatzgebiet des Werkstoffs schränkt seine begrenzte Korrosionsbeständigkeit in bestimmten Anwendungen sowie hohe thermisch-mechanische Beanspruchungen ein.[10] Martensite haben sehr hohe Permeabilität, d.h., dass sie ideal für den Kern des Elektromagnets sind.

Der ebenfalls martensitische Werkstoff X85CrMoV18-2 (Werkstoff Nr.1.4748) ist eine Alternative mit höherer Anlassbeständigkeit. Bei entsprechender Wärmebehandlung ist er auch gegen Korrosion sehr resistent.

Beide Legierungen sind für die obere Ventileführung geeignet.

Für den übrigen Teil der Ventileführung und des Ventiltellers steht die Legierung

X50CrMnNiNbN21-9 (Werkstoff Nr.1.4882) zur Verfügung. Diese ist ein überwiegender Werkstoff bei Auslassventilen, wegen ihrer Temperaturbeständigkeit und korrosiver Belastungswiderstandskraft, [3] und ist auch ein Austenit, eine paramagnetische Phase des Eisens. Noch eine Möglichkeit ist Keramik, wie das Obengenannte.

2.4.3.5 Vor- und Nachteile

Der größte Vorteil des oben genannten Mechanismus ist seine Einfachheit und Energieeffizienz. Ohne große Modifikation an der Struktur eines konventionellen Zylinderkopfes kann ein solches Ventil schon zur Verfügung stehen, und der zusätzliche Energieverbrauch ist vernachlässigbar. Darüber hinaus ist die Kollisionsgefahr ziemlich klein, weil bei Drehung des Ventiltellers besetzt das Ventil sogar weniger Raum als ein konventionelles Gegenstück.

Auf der anderen Seite ist die Ansaugmenge frischer Luft relativ klein. Geometrisch gesehen wird der durchschnittliche Luftspalt zwischen dem Eisenstück und dem Magnetzweig, der eine inverse Beziehung mit der Anziehungskraft hat, größer sein, wenn der Kippwinkel zunimmt. Deswegen kann der Kippwinkel nicht größer als 30 Grad sein.

Noch ein Problem ist die Schmierung an dem Gelenk. Wenn das Gelenk geschmiert wird, ist es unvermeidbar, dass das Schmieröl vom Luftstrom im Brennraum gelangen kann und dann verbrennt werden kann.

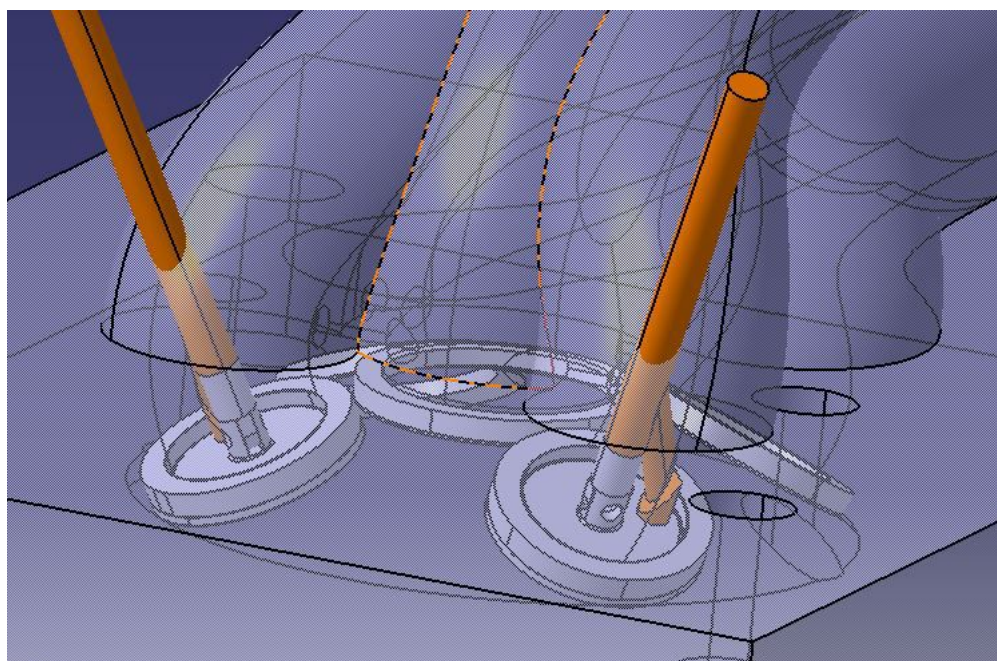


Bild 40: Zusammenbau magnetisches Ventiltellers

2.4.4 Vergleich und Wahl der Endlösung

Drei Varianten werden nach unterschiedlichen Kriterien bewertet, wobei eins die Bestnote und drei die schlechteste Bewertung ist:

Tabelle 7: Bewertung drei Varianten

Getriebesmethode	Einzel- schwinghebel (ES)	Doppel- schwinge (DS)	Magnetische Kippventilteller (MK)
Ventilquerschnitt/Kippwinkel	1	1	2
Höchste Drehzahl	3	1	2
Luftspülungsverhalten	1	2	2
Kollisionsgefahr	3	1	1
Räumliche Anforderung	3	3	1
Energieverbrauch	3	1	2
Anzahl der Bauteile	1	3	1
Montageleichtigkeit	2	3	1
Kosten	2	3	1
Summe	19	18	13

- Ventilquerschnitt: Das ist ein entscheidender Faktor der Menge der Frischluft. Bei ES kann der Ventilteller reibungslos bis zu 35 Grad öffnen, wenn richtig angeordnet wird. Der Ventilteller bei DS kann zwar auch so groß öffnen, ist der Ventilquerschnitt von der zusätzlichen Abtriebswelle und Hebel verringert. Bei MK ist der maximale Kippwinkel geometrisch beschränkt und kann nicht größer als 30 Grad sein. Durch Regelung des Ventilhubes kann der Ventilquerschnitt auf Kosten schlechtes Luftspülungsverhaltens größer werden.
- Höchste Drehzahl: Theoretisch ist die Drehzahl von ES und DS nicht fest begrenzt, wenn der Elektromotor genügend Leistung hat. Die Hauptbegrenzung liegt nur in Materialsteifigkeit des Hebels. Bei 4000rpm ist die Deformierung vom ES schon mit bloßem Auge beträchtlich, weil der Hebel relativ lang ist. Mit einem kürzeren Hebel kann DS eine höhere Drehzahl haben. Bei MK ist die Situation ganz anders, die höchste Drehzahl ist von der magnetischen Anziehungskraft abhängig. Nach Berechnungen kann die Drehzahl bis 7800rpm erreichen.
- Luftspülungsverhalten: Alle drei Varianten können die Luftspülungsanforderung erfüllen. Aber bei DS ist die Luftspülung vom Hebel etwa verhindert.

- Kollisionsgefahr: Bei ES bewegt der Ventilteller bei Öffnung rückwärts, d.h., dass der Ventilteller bei Ventilüberschneidung eine Kollision mit Auslassventilen haben kann. Bei DS ist es umgekehrt, dass der Ventilteller vorwärts bewegt. Durch Regelung des Betätigungszeitpunktes in Berücksichtigung kleiner Einlassventile kann Kollision total avoided werden. Bei MK macht das Ventil nur Auf- und Abwärtsbewegung, die gar keine Kollision gegeneinander verursachen kann.
- Räumliche Anforderung: Die Welle und Elektromotor bei ES und DS werden viel Raum im Zylinderkopf besetzen. Im Vergleich dazu braucht MK nur so viel Platz wie konventionelles Ventil.
- Energieverbrauch: Obwohl der Energieverbrauch von MK vernachlässig ist, ist der vom hydraulischen Aktor, der das ganze Ventil betätigt, mit konventionellem Nockenwellegetriebe vergleichbar. DS, auf der anderen Seite, braucht viel weniger Energie. Bei ES ist der Energieverbrauch wegen erhöhtes MTMs um die Antriebsachse wieder hoch geworden.
- Anzahl der Bauteile: ES: eine Klemmverbindung
DS: zwei Gelenke
MK: ein Gelenk
- Montageleichtigkeit: Deutlich, dass Montageleichtigkeit eine positive Beziehung mit Anzahl der Bauteile hat. Der Zusammenbau von ES und DS muss durch seitliche Öffnungen in Einlasskanäle gewährleistet werden. Bei MK wird kein Kompromiss in Struktur des Zylinderkopfes benötigt. Nachdem die Ventilfehrung und Ventilteller vom Gelenk gebunden werden, sind alle sonstige Montageprozesse fast genau wie die vom normalen Ventil.
- Kosten: Der Elektromotor bei ES und DS kostet viel mehr als die Wicklungen bei MK. Darüber hinaus ist der Montageaufwand bei ES und DS auch teurer.

Kein Zweifel, dass der magnetische Kippventilteller die beste Variante ist. Die erhöhte Komplexität bei ES und DS hat mehr Nachteile als Vorteile mitgebracht.

Um zukünftige Forschungen vorzubereiten, wird DS trotzdem als Haupteinlassventil gewählt.(siehe Anlage)

3 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden die wesentlichen Entwicklungsschritte von einem neuen Einlasssystem für Zweitaktmotoren sowie Konstruktion eines parametrischen Modells dargestellt.

Das Modell basiert völlig auf Parametern und parametrischen Funktionen. Das bedeutet, dass alle Komponenten, die in direktem oder indirektem Zusammenhang mit Parametern stehen, automatisch gesteuert werden, wenn die Parameter verändert werden.

Um den Wirkungsgrad von modernen Zweitakt-Ottomotoren weiter zu steigern, bietet sich die Möglichkeit des Kippventils an. Mit dem Einsatz des Kippventils werden die Spülverluste bei der Ventilüberschneidung minimiert und der verbleibende Restgasanteil wird idealerweise ausgeräumt. Damit soll der Einlassluftstrom in der gewünschten Richtung ohne Wirbel gelenkt werden.

In dieser Diplomarbeit wurden hauptsächlich drei unterschiedliche Varianten von Einlasssystemen untersucht, jeweils Einzelschwinghebel, Doppelschwinge, und magnetische Kippventilteller. Der Hauptwiderspruch steht im Austausch zwischen Spülungsverhalten und Komplexität, je komplexer das System ist, desto besser ist das Spülungsverhalten. Die Variantenbewertung ergab, dass magnetische Kippventilteller die beste Lösung darstellen.

Obwohl ein Prototyp von Kippventiltellern theoretisch realisierbar ist, sind weitere Forschungen in vielen Aspekten noch nötig. Es bleibt abzuwarten, wie das zu erwartende Luftspülungsverhalten in der Realität ausfällt. Nur nachdem eine CFD Simulation durchgeführt wird, wird sich zeigen, wie die Ein- und Auslasskanäle gestaltet werden müssen. Die exakten Ventilbetätigungszeitpunkte lassen sich in Experimenten herausfinden.

Es kann sein, dass die momentane Vorzugslösung nicht als die Endlösung des Projektes gilt, weil alle bisherigen Varianten mit Ventilteller den Erwartungen und Anforderungen nicht völlig gerecht werden. Weitere Möglichkeiten befinden sich im Verzicht auf konventionelle Ventilteller.

Literaturverzeichnis

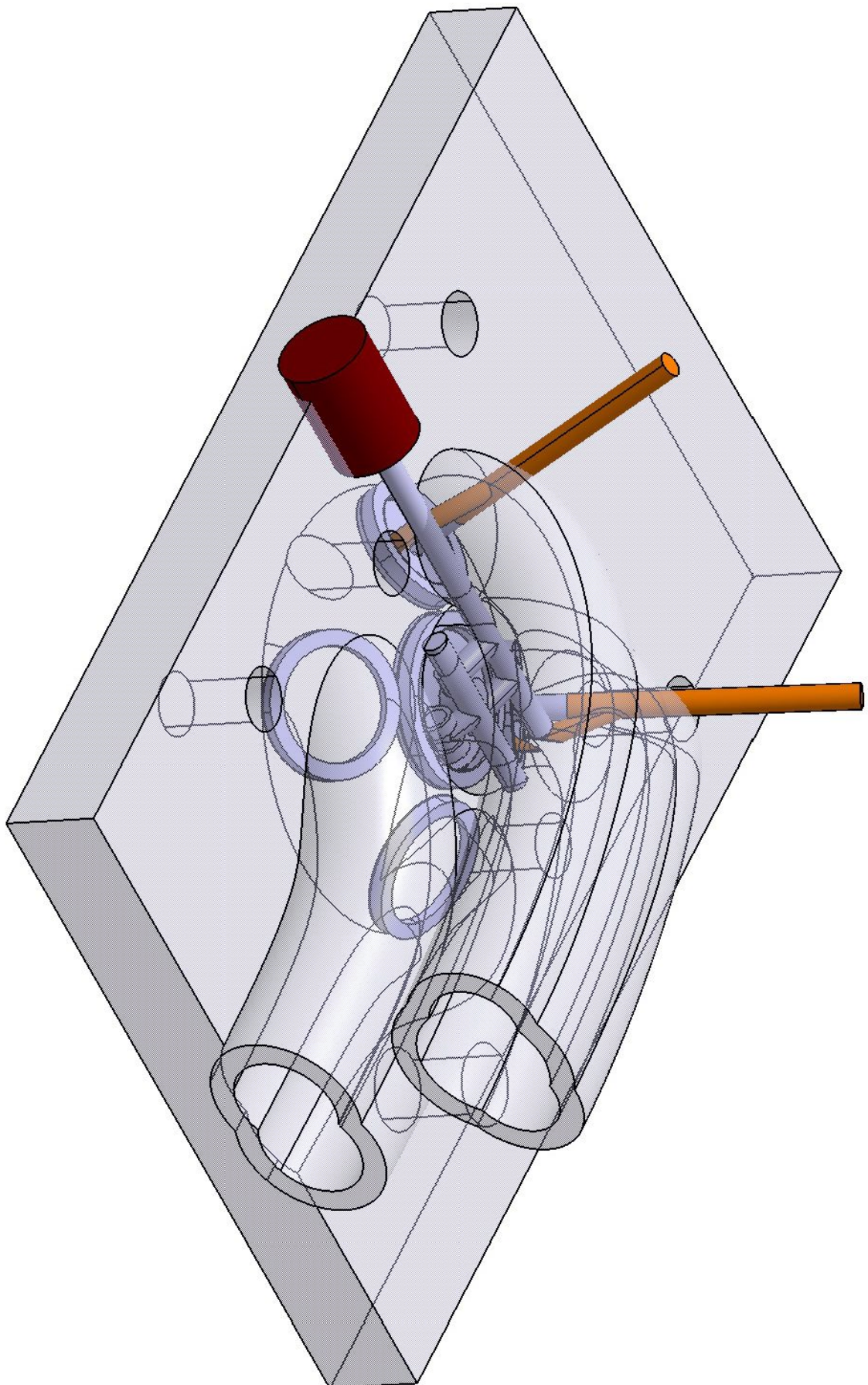
- [1] Christian Bujack, Ventilfehrung an Schwinghebeln
- [2] Richard van Basshuysen, Fred Schärfer (Hrsg.), Handbuch Verbrennungsmotor, ISBN 978-3-8348-1649-1
- [3] MAHLE GmbH Hrsg., Ventiltrieb, ISBN 978-3-8348-2490-5
- [4] Pietsch Verlag Stuttgart, Mehrventilmotoren: Entwicklung - Technik - Typen, ISBN 978-3-6130-2260-7
- [5] Klaus D. Linsmeier, Achim Greis: Elektromagnetische Aktoren. Physikalische Grundlagen, Bauarten, Anwendungen. In: Die Bibliothek der Technik, Band 197. Verlag Moderne Industrie, ISBN 3-478-93224-6.
- [6] <http://de.wikipedia.org/wiki/Ferromagnetismus>
- [7] <http://www.supermagnete.de/magnetismus/maximaltemperatur>
- [8] Horst Stöcker: Taschenbuch der Physik, 4. Auflage, Verlag Harry Deutsch, Frankfurt am Main 2000, ISBN 3-8171-1628-4
- [9] Feynman, Richard P. (1963). Lectures on Physics, Vol. 2. New York: Addison-Wesley. pp. 36–9 to 36–11, eq. 36–26. ISBN 8185015848.
- [10] Fitzgerald, A.; Kingsley, Charles; Kusko, Alexander (1971). Electric Machinery, 3rd Ed. USA: McGraw-Hill. pp. 3–5.
- [11] "Magnetic steel fully saturates at about 2 T" Short, Thomas Allen (2003). Electric Power Distribution Handbook. CRC Press. p. 214. ISBN 0203486501.

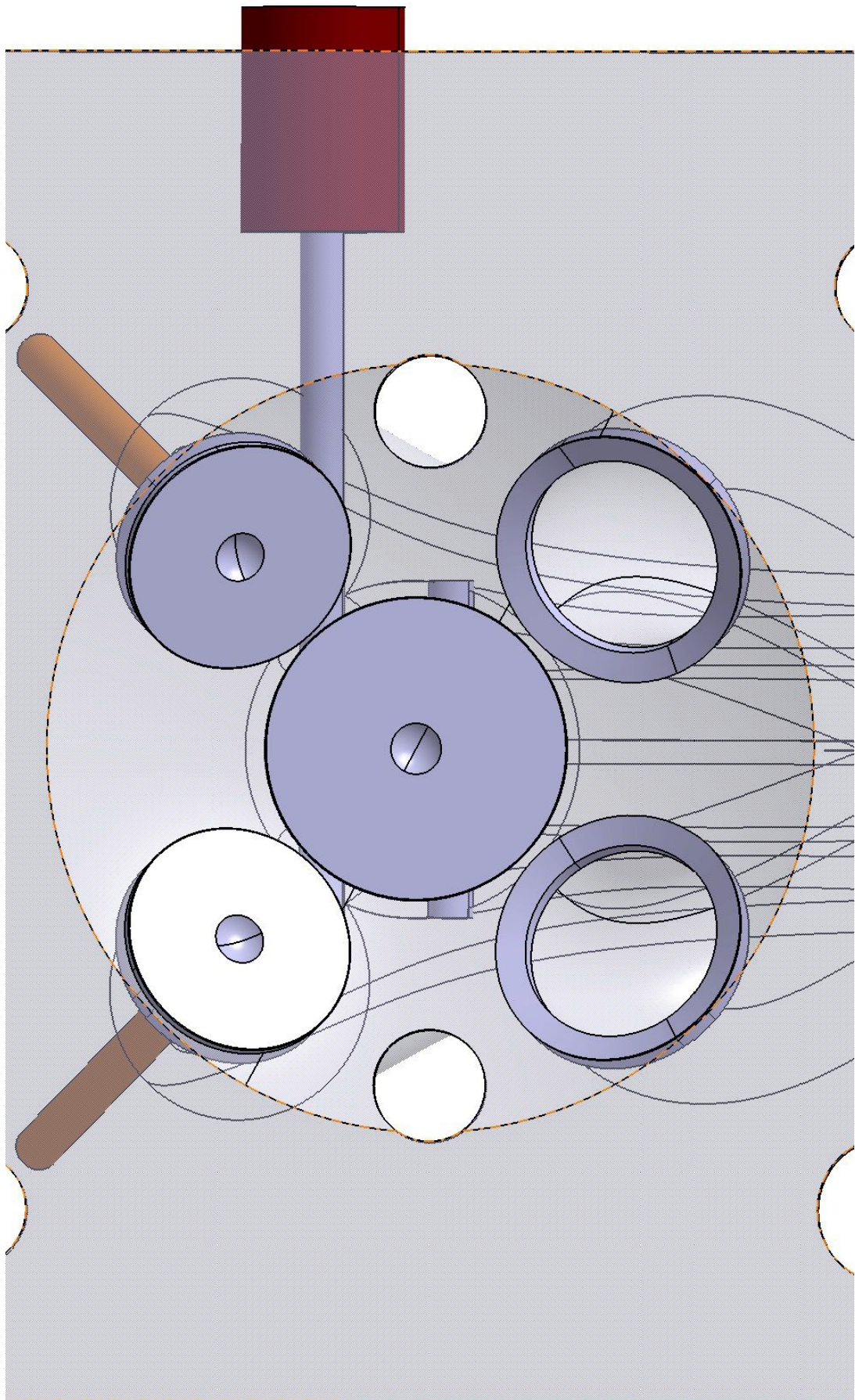
Anlage 1: Parameterliste

Parameter	Bedeutung
alpha	Winkelkoordinate des Zentrums Auslassventils auf der Grundebene
Aa	Länge der großen Halbachse Auslassventils
Ae1	Länge der großen Halbachse Haupteinlassventils
Ae2	Länge der großen Halbachse kleines Einlassventils
beta	Winkelkoordinate des Zentrums Einlassventils auf der Grundebene
Ba	Länge der kleinen Halbachse Auslassventils
Be1	Länge der kleinen Halbachse Haupteinlassventils
Be2	Länge der kleinen Halbachse kleines Einlassventils
d	Radialkoordinate des Zentrums Haupteinlassventils
da	Radialkoordinate des Zentrums Auslassventils
de	Radialkoordinate des Zentrums kleines Einlassventils
delta a	Winkel zwischen die große Halbachse und den durch das Zentrum ausgehenden Strahl beim Auslassventil
delta e1	Winkel zwischen die große Halbachse und den durch das Zentrum ausgehenden Strahl beim Haupteinlassventil
delta e2	Winkel zwischen die große Halbachse und den durch das Zentrum ausgehenden Strahl beim kleinen Einlassventil
dz	Abstand zwischen Zündkerze und Brennraumszentrum
h	Höhe Brennraums
L0	Radius Halbkugels
R0	Innere Durchmesser Zylinders

Rohrdicke	Rohrdicke
rz	Radius Zündkerze
Winkel Ein1	Der Winkel zwischen Skizzeebene Haupteinlassventils (nach Ein1 umbenannt) und Grundebene
Winkel Ein2	Der Winkel zwischen Skizzeebene kleines Einlassventils (nach Ein2 umbenannt) und Grundebene
Winkel Aus	Der Winkel zwischen Skizzeebene Auslassventils (nach Aus umbenannt) und Grundebene

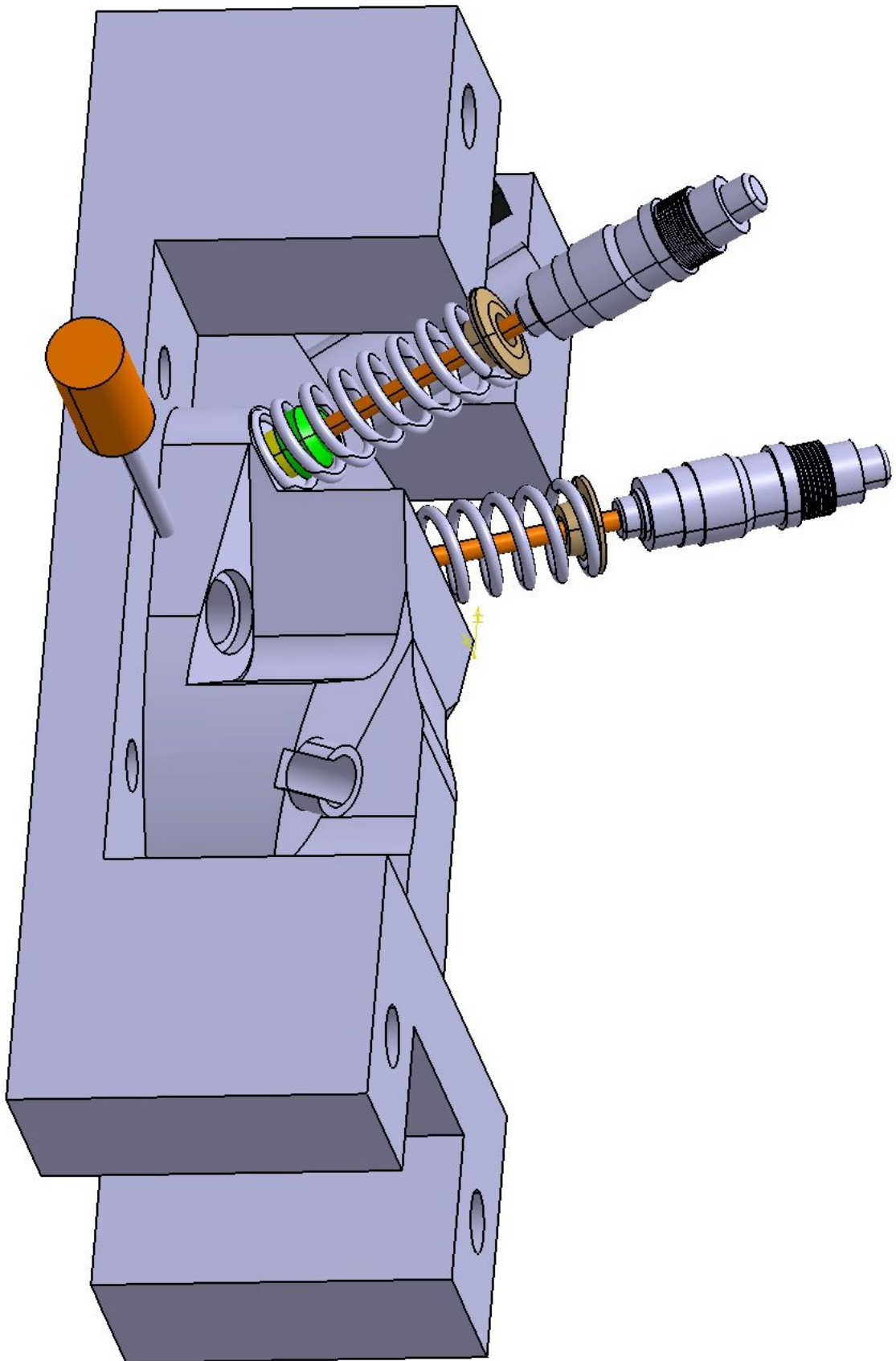
Anlage 2: Zusammenbau Vorzugslösung 1



Anlage 3: Zusammenbau Vorzugslösung 2

Anlage 4: Zusammenbau Vorzugslösung in Kollaboration mit anderem Mitarbeiter

1



Anlage 5: Zusammenbau Vorzugslösung in Kollaboration mit anderem Mitarbeiter

2

