

# Entwicklung einer pneumatischen Ventildfeder für hochdrehende Serienmotoren

von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktors der  
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

von

**Wolfgang Semet**

aus Ulm/Do.

Hauptberichter : Prof. Dr. Bargende

Mitberichter: Prof. Dr. Flierl

Tag der mündlichen Prüfung: 27.Sept. 2007

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen

Universität Stuttgart

2007







## VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Versuchs-Ingenieur im Bereich der Motorentwicklung bei der BMW M GmbH in München. Dabei wurde ich von vielen Kollegen unterstützt, bei denen ich mich an dieser Stelle bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt jedoch Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende, Leiter des Lehrstuhls für Verbrennungsmotoren an der Universität Stuttgart, der die Betreuung meiner Arbeit übernommen hat.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Flierl, Leiter Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen an der Universität Kaiserslautern für die spontane Übernahme des Korreferats und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Roos, Leiter des Instituts für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitsprüfung an der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Prof. U. Bruhnke, beim Beginn meiner Arbeit Geschäftsführer der BMW M GmbH, für seine freundliche Unterstützung meines Promotionsvorhabens.

Ohne engagierte und zielstrebige Unterstützung bei den Versuchsdurchführungen wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen, ich möchte mich deshalb sehr herzlich bei den Mitarbeitern der Aggregate-Prüfstände bei BMW M und folgenden Diplomanten bedanken : Bernd Hermann, Thomas Steinle, Kerstin Haubner, Tobias Freuding, Gregor Maier, Katharina Ahme und Andreas Heimann.

Für die fachkundige Beratung und die Fertigung der erforderlichen Versuchsteile möchte ich mich außerdem bei den Mitarbeitern der INA-Schaeffler KG, insbesondere bei Herrn Geyer, bedanken.

Meiner Frau Anita und unseren Töchtern Tanja und Corinna gilt mein Dank für ihr Verständnis in dieser anstrengenden Zeit.



# INHALTSVERZEICHNIS

	Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen .....	11
	Kurzfassung .....	15
<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>17</b>
1.1	Entwicklungstendenzen.....	19
<b>2</b>	<b>Grundlagen Ventiltrieb</b> .....	<b>21</b>
2.1	Übertragungselemente .....	22
2.2	Ventile .....	23
2.3	Ventilfeder .....	25
2.4	Desmodromik .....	29
2.5	Variabilität in der Ventilsteuerung .....	29
<b>3</b>	<b>Auslegung der Ventilkinematik</b> .....	<b>34</b>
3.1	Definitionen .....	34
3.2	Anforderungen aus dem Ladungswechsel .....	39
3.3	Anforderungen aus der Motormechnik .....	40
3.4	Anforderungen aus den Fertigungsmöglichkeiten .....	41
3.5	Auslegung der Kinematik für eine pneumatische Ventilfeder .....	41
<b>4</b>	<b>Pneumatische Ventilfeder</b> .....	<b>43</b>
4.1	Stand der Technik .....	43
4.2	Anforderungen bei der Konzeption für einen Serienmotor .....	49
<b>5</b>	<b>Konzept für ein selbstpumpendes Element</b> .....	<b>53</b>
5.1.1	Erste konstruktive Ausführung .....	55
5.1.2	Auslegung der Pneumatikfeder .....	58
5.1.3	Erste Funktionsversuche .....	61
5.1.4	Einfluss auf die Schleppleistung .....	65
5.1.5	Dynamisches Verhalten des Systems .....	67
5.2	Erste Optimierung der Konstruktion .....	71

5.2.1	Neuauslegung .....	74
5.2.2	Montage .....	76
5.2.3	Druckmessungen .....	78
5.2.4	Funktionsuntersuchungen .....	79
5.3	Integration des HVA-Elements .....	83
5.3.1	Aufbau und Funktion des HVA-Elements .....	83
5.3.2	Merkmale der optimierten Ausführung .....	85
5.3.3	Funktionsversuche .....	86
5.4	Zweistufige Kompression .....	88
5.4.1	Konstruktive Merkmale .....	91
<b>6</b>	<b>Dichtungsproblematik .....</b>	<b>94</b>
6.1	Systembeschreibung .....	95
6.1.1	Kompression der Pumpe .....	95
6.1.2	Kompression der Luftfeder .....	97
6.1.3	Spaltströmung .....	98
6.1.3.1	Axialer Kreisringpalt mit konstanter Spaltweite .....	98
6.1.3.1.1	Strömung inkompressibler Medien .....	98
6.1.3.1.2	Strömung kompressibler Medien .....	100
6.1.3.2	Laminare Strömung .....	102
6.1.3.3	Einfluss der exzentrischen Lage .....	103
6.1.3.4	Einfluss der gekippten Achse .....	104
6.1.3.5	Einfluss der Bewegung der Wandung .....	104
6.1.4	Labyrinthströmung .....	105
6.1.4.1	Wirkungsweise des idealen Labyrinths .....	106
6.1.4.2	Berechnung der Labyrinthdichtung .....	109
6.1.4.3	Ausführung der Drosselstellen .....	110
6.2	Ausführung der Dichtung für die pneumatische Ventilfeeder .....	111
6.2.1	Vergleich von Spalt- und Labyrinthdichtung .....	111
6.2.2	Rechnerischer Vergleich der Leckströme.....	112
6.2.3	Messung der Leckage an Probekörpern .....	112
6.2.4	Messung der Leckage an den Bauteilen der Pneumatikfeder .....	115



<b>7</b>	<b>Rechnerische Simulation</b> .....	122
7.1	Aufbau der Simulationsrechnung .....	122
7.2	Simulation eines Arbeitszyklus mit dem Konstruktionsstand .....	128
7.3	Variation der Simulationsparameter .....	130
7.3.1	Einfluss des Spaltmaßes der Dichtungen .....	130
7.3.2	Einfluss des Totvolumens .....	131
7.3.3	Einfluss der Drehzahl .....	132
7.3.4	Einfluss der Bauteiltemperaturen .....	132
7.3.5	Einfluss der Kompressionshöhe der Pumpe .....	133
7.3.6	Einfluss des Federvolumens .....	134
7.4	Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messungen .....	135
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	137
	Literaturverzeichnis .....	141



## VERZEICHNIS DER FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

$A$	Fläche
$A_g$	geometrische Strömungsquerschnitt
$\alpha$	Durchflusszahl
$b$	Beschleunigung
$b_V$	Ventilbeschleunigung
$\beta$	Druckverhältnis
$\beta_{krit}$	kritisches Druckverhältnis
$c_F$	Federsteifigkeit
$d$	Durchmesser
$d_a$	Außendurchmesser
$d_D$	Drahtdurchmesser
$d_i$	Innendurchmesser
$d_m$	mittlerer Durchmesser
$D_m$	mittlerer Windungsdurchmesser der Schraubenfeder
$\Delta_p$	Druckdifferenz
$e_s$	absolute Exzentrizität des Spalts
$\varepsilon_s$	relative Exzentrizität des Spalts
$\varepsilon$	Labyrinth-Kennzahl
$F_F$	Federkraft
$G$	Schubmodul
$h$	Spalthöhe
$h_0$	Ausgangshöhe
$h_V$	Ventilhub
$i$	Enthalpie
$k$	Adiabatexponent
$\kappa$	Adiabatexponent idealer Gase
$l$	Länge (z.B. Dichtspalt)
$m$	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
$m_L$	Luftmasse
$n$	Polytrophenexponent
$n_{KW}$	Drehzahl Kurbelwelle
$n_{NW}$	Drehzahl Nockenwelle

$n_L$	Anzahl der Drosselstellen einer Labyrinthdichtung
$n_F$	Anzahl der Federwindungen
$n_L$	Anzahl der Drosselstellen einer Labyrinthdichtung
$\eta$	dyn. Viskosität
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit
$p$	Druck
$p_0$	Ausgangsdruck
$R$	allgem. Gaskonstante
$R_s$	spez. Gaskonstante
$Re$	Reynolds-Zahl
$\rho$	Dichte
$s_F$	Federweg
$t$	Zeit
$t_{90}$	Zeit bis zum Erreichen von 90 % des Endwertes
$t_{Ink}$	Zeitintervall eines Inkrements
$T$	Temperatur
$\tau$	Schubspannung
$\Phi$	Kennwert der Drosselung im Labyrinth (Fannokurve)
$v$	Geschwindigkeit
$v_V$	Ventilgeschwindigkeit
$V$	Volumen
$\dot{V}$	Volumenstrom
$V_L$	Leckluftvolumen
$d_1$	äußerer Stoßeldurchmesser
$d_2$	innerer Stoßeldurchmesser
$d_3$	Ventilschaftdurchmesser
$k_T$	Korrekturfaktor für Leckageeinfluss auf Pumpen- und Federraumtemperatur
$l_m$	momentaner Ventilhub
$l_{V_{max}}$	maximaler Ventilhub
$l_{KP}$	Kompressionshöhe des Pumpenstoßels in UT
$m_{10}$	Luftmasse im <b>Pumpenraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$m_{20}$	Luftmasse im <b>Federraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals

$m_{14}$	Luftmasse im <b>Pumpenraum nach</b> Öffnen des Überströmkanals
$m_{24}$	Luftmasse im <b>Federraum nach</b> Öffnen des Überströmkanals
$p_4$	gemeinsamer Druck in <b>Pumpen- und Federraum nach</b> dem Öffnen des Überströmkanals
$p_{10}$	Druck im <b>Pumpenraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$p_{20}$	Druck im <b>Federraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$T_{10}$	Temperatur im <b>Pumpenraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$T_{20}$	Temperatur im <b>Federraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$T_{21}$	Temperatur des Federraums nach der rechnerischen adiabaten Kompression auf Pumpenraumdruck
$T_3$	rechnerische Mischtemperatur in Pumpen- und Federraum nach der adiabaten Kompression des Federvolumens
$T_4$	gemeinsame Temperatur in <b>Pumpen- und Federraum nach</b> dem Öffnen des Überströmkanals
$V_{10}$	Volumen im <b>Pumpenraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$V_{14}$	Volumen im <b>Pumpenraum nach</b> Öffnen des Überströmkanals
$V_{20}$	Volumen im <b>Federraum vor</b> Öffnen des Überströmkanals
$V_{21}$	Volumen des Federraums nach der rechnerischen adiabaten Kompression auf Pumpenraumdruck
$V_{24}$	Volumen im <b>Federraum nach</b> Öffnen des Überströmkanals
$V_{Pumpe\_m}$	momentanes Pumpenvolumen, korrespondierend zum jeweiligen Nockenwinkel
$V_{F\_OT}$	Federvolumen in OT
$V_{Feder\_m}$	momentanes Federvolumen, korrespondierend zum jeweiligen Nockenwinkel
$V_T$	Totvolumina: Freistiche und Überströmkanal
AÖ	Auslassventil öffnet
AS	Auslassventil schließt
DLC	diamantähnliche Kohlenstoffbeschichtung (diamond-like-carbon)
DOHC	Double-Overhead-Camshaft
EÖ	Einlassventil öffnet
ES	Einlassventil schließt
FTP75	Federal Test Procedure (Fahrzyklus im US-Abgastestverfahren)

GOT	Gaswechsel-OT
HV	Härte nach Vickers
HVA	hydraulischer Ventilspielausgleich
IHD	Innenhochdruck-(Umformung), hydraulisches Umformverfahren
MVA	mechanischer Ventilspielausgleich
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus (Fahrzyklus im EU-Abgastestverfahren)
OT	oberer Totpunkt (oberste Stellung des Kolbens im Zylinder bzw. des Tassenstößels in der Führungshülse)
OHV	Overhead Valves
UT	unterer Totpunkt (unterste Stellung des Kolbens im Zylinder bzw. des Tassenstößels in der Führungshülse)
VANOS	Variable Nockensteuerung
ZOT	Zünd-OT

## KURZFASSUNG

Ein Schwerpunkt bei der Entwicklung moderner Verbrennungsmotoren für Fahrzeugantriebe ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, ohne dabei Einschränkungen der Fahrleistungen akzeptieren zu müssen. Bei Ottomotoren wird neben dem Konzept „Downsizing + Aufladung“ auch das Hochdrehzahlkonzept verfolgt. Vorteil dabei ist der leichte Antriebsstrang bei hoher Zugkraft, in extremer Form wird dieses Konzept momentan in der Formel 1 realisiert. Die Anforderungen an den Ventiltrieb für hohe Motordrehzahlen bei bedarfsgerechten Ventildrücken lassen sich durch pneumatische Ventildrücken erfüllen, ein Konzept für eine pneumatische Ventildrücke für hochdrehende Serienmotoren wird in dieser Arbeit vorgestellt.

Die Eignung für die Verwendung in einem Serienmotor bedeutet Wartungsfreiheit über die Lebensdauer des Motors und eine ausreichende Ausfallsicherheit des Gesamtsystems. Daraus resultiert die Kombination einer schiebergesteuerten Kolbenpumpe mit der pneumatischen Feder zu einem kompakten selbstpumpenden Element. Für die Wartungsfreiheit werden verschleißfreie Spaltdichtungen vorgesehen. Eine zusätzliche mechanische Schraubenfeder sichert den Motorstart ohne Druck in der pneumatischen Feder, diese Zusatzfeder stellt auch die Notlauffähigkeit des Motors bei einem Ausfall der Luftfeder sicher.

Grundsatzversuche am Aggregate-Prüfstand mit einem modifizierten Flachstößel weisen die Funktionsfähigkeit des Systems nach. In einer ersten konstruktiven Optimierung wird das Konzept auf einen modernen Tassenstößel mit balliger Gleitfläche übertragen, um sicherzustellen, dass die pneumatische Federeinheit in einem aktuellen Serienmotor eingesetzt werden kann. Funktionsversuche zeigen das Potential zur Reduzierung der Reibleistung und bestätigen die Funktionssicherheit bis zu einer Motordrehzahl von 10.000 U/min. Die Integration von serienmäßigen Elementen für den hydraulischen Ventilspielausgleich erfordert eine zweite konstruktive Überarbeitung für eine zuverlässige Trennung der Medien Druckluft (Leckluft aus der pneumatischen Ventildrücke) und Drucköl (für die Versorgung des HVA-Elements). Als Alternative für diese Ausführung wird das Konzept einer zweistufigen Kompression für die Luftversorgung der Federelemente vorgestellt, dabei könnten serienmäßige Tassenstößel eingesetzt werden.

Eine Parameter-Variation mit einer Simulationsrechnung, die auch den Einfluss der Leckagen durch die Spaltdichtungen berücksichtigt, zeigt den Einfluss der wichtigsten geometrischen Größen auf die Funktion des Systems.

*Schlagworte: Ventiltrieb, Ventildrücke, Luftfeder, Reibungsreduzierung, Hochdrehzahlkonzept*





## ABSTRACT

The main focus at developments of modern internal combustion engines for vehicle drives is the reduction of the fuel consumption without restrictions of the road performances. According to the concept "downsizing and charging" the concept of high speed is used at Otto engines. The advantage is a light power train at a high attraction which is – in extreme form – demonstrated at Formula One at the moment. The requirements on the valve train for high motor speeds at valve spring forces adapted to the needs can be fulfilled by pneumatic valve springs, a concept for a pneumatic valve spring for high speed series engines is introduced in this work.

The suitability for the use in a series engine means maintenance liberty over life time of the engine and a sufficient failure safety of the complete system. The combination of a slide-valve controlled piston pump with a pneumatic spring results in a compact self-pumping element. Wearfree gap sealings are provided for maintenance liberty. An additional mechanical helical spring secures an engine start without pressure in the pneumatic spring. This addition spring also guarantees the runability of the engine after failure of the air spring.

General experiments on the aggregate test bed with a modified flat-base tappet prove the function ability of the system. In a first constructive optimization the concept will work with a modern spherical bucket tappet to make sure the pneumatic spring unit can be used in a currently used series engine. Function tests showed the potential for the reduction of the friction performance and confirmed the function safety up to an engine speed of 10,000 rpm. The integration of standard elements for the hydraulic valve clearance compensation required a second constructive revision for a reliable separation of the media compressed air (leak air from the pneumatic valve spring) and compressed oil (for the supply of the hydraulic valve clearance compensation element). As alternative for this design the concept of a two-step compression for air supplies of the pneumatic elements is introduced where standard bucket tappets could be used.

A simulation with parameter variations that also took the influence of the leakages by the gap sealings in according showed the influence of the most important geometric sizes on the function of the system.

*Headwords: Valve train, valve spring, pneumatic spring, friction reduction, high speed concept*



## 1 Einleitung

In den letzten Jahrzehnten waren in der Fahrzeugindustrie, vor allem im Pkw-Bereich, die Aspekte der Kraftstoffökonomie bei gleichzeitiger Erhöhung der Motorleistung wesentliche Merkmale der Entwicklung. Abhängig vom Firmenprofil und den Anforderungen der jeweiligen Kundengruppen wurden dabei unterschiedliche Ansätze verfolgt. Der Dieselmotor mit Aufladung und Common-Rail-Einspritzung ist ein Beispiel für eine sehr erfolgreiche Umsetzung, die Grenzen dieses Konzeptes sind dabei sicher noch nicht erreicht. Aufladung und Direkteinspritzung werden auch beim Ottomotor im Rahmen von Down-Sizing- und Schichtlade-Konzepten eingesetzt, das Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ist jedoch bedingt durch die Zündgrenze im Magerbetrieb bzw. durch die Klopfgrenze bei hohem Ladedruck deutlich geringer.

Für Fahrzeuge, bei denen eine große Endgeschwindigkeit und eine hohe Fahrzeuglängsdynamik im Vordergrund stehen, werden bisher aufgrund ihres niederen Leistungsgewichts fast ausschließlich Ottomotoren vorgesehen, die erforderliche Motorleistung wird entweder durch große Hubräume bei moderater spezifischer Leistung oder bei kleinvolumigen Motoren durch Aufladung erreicht. Nachteil der Leistungssteigerung durch Aufladung ist bei den häufig eingesetzten Abgasturboladern das verzögerte Reagieren auf Lastwechsel („Turboloch“), bei den mechanisch angetriebenen Ladern der Leistungsbedarf, der zu einer entsprechenden Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs führt. Grundsätzlich bedeutet die Leistungssteigerung durch Erhöhung der Füllung und damit verbunden Erhöhung des Mitteldrucks jedoch eine Motorkonstruktion, bei der die Bauteile für diesen gesteigerten Mitteldruck dimensioniert werden müssen, dies sind insbesondere das Kurbelgehäuse und alle Komponenten des Kurbeltrieb. Aber nicht nur der gesamte Grundmotor, auch Kupplung, Getriebe und alle nachfolgenden Bauteile des Antriebstrangs müssen für dieses Drehmoment ausgelegt werden. Aus diesem Konzept resultiert deshalb immer eine vergleichsweise hohe Fahrzeugmasse.

Dazu kommt der notwendige Bauraum für den Lader, der z.B. als Schraubenverdichter im V-Raum zwischen den Zylinderreihen angeordnet werden kann oder als G-Lader oder Flügelzellenverdichter riemengetrieben seitlich an den Motor angebaut wird. Nicht zuletzt sind erheblichen Zusatzkosten zu beachten: die Turbine eines Abgasturbolader muss beispielsweise Drehzahlen bis zu 290.000 U/min bei Gaseintrittstemperaturen bis 950°C standhalten, dabei müssen für das Turbinenrad hochtemperaturfeste Werkstoffe wie z.B. die Nickelbasislegierung Inconel 713C eingesetzt werden. Mechanische Lader erfordern

dagegen für einen guten Wirkungsgrad bei berührungsloser Abdichtung der Verdichterteile sehr enge Passungen, die spanende Bearbeitung ist entsprechend kostenintensiv. Eine weitere Möglichkeit zur Leistungssteigerung bei gleichem Hubraum ist die Erhöhung der Nenndrehzahl, diese Auslegung wird im Rennsport überwiegend gewählt. Extreme Beispiele dafür sind Formel 1- Motoren: z.B. erreichten die in der Saison 2005 eingesetzten 10-Zylinder-Motoren mit einem Hubraum von 3,0 l ihre maximale Leistung von ca. 700 kW (940 PS) erst bei Drehzahlen von ca. 19.200 U/min, aber auch die 8-Zylinder-Motoren der Saison 2006 mit dem durch das Reglement reduzierten Hubraum von 2,4 l erreichen ihre maximale Leistung von ca. 750 PS (560 kW) erst bei über 19.000 U/min. Aus diesem konsequent verfolgten Hochdrehzahlkonzept resultiert dann eine auf die Motormasse bezogene spezifische Leistung von ca. 5,9 kW/kg (die Motormasse ist durch das F1-Reglement ab 2006 auf mindestens 95 kg festgelegt), ein 8-Zylinder-Serienmotoren mit der moderaten Nenndrehzahl von 6.600 U/min erreicht dagegen beispielsweise nur 1,2 kW/kg.

Für Serienmotoren bedeutet dieses Hochdrehzahlkonzept allerdings die Anpassung aller Motorbauteile an die Belastungen durch die hohen Drehzahlen. Diese Anpassung ist durch Modifizierung von bereits weitgehend optimierten Großserienmotoren oft nicht mehr möglich, deshalb ist ein Hochdrehzahlkonzept meist mit einer Neukonstruktion, relativ kleinen Stückzahlen und in Folge davon auch mit relativ hohen Fertigungskosten verbunden. Klassisches Motortuning von Großserienmotoren durch strömungsgünstigere Gestaltung der Ansaugkanäle, längere Ventilöffnungszeiten und einer Abgasanlage mit großen freien Querschnitten erreicht hier seine Grenzen, außerdem sind für Serienfahrzeuge ja auch die gesetzlichen Vorschriften bezüglich Abgasemissionen und Geräuschlimits zu beachten.

Die Neuauslegung des Motors für ein Hochdrehzahlkonzept muss unter anderem die maximal zulässige Kolbengeschwindigkeit berücksichtigen, sie bestimmt bei festgelegter Zylinderzahl und Hubvolumen das Hub-Bohrungsverhältnis und damit den Bohrungsdurchmesser und begrenzt so den Zylinderabstand. Der Bohrungsdurchmesser begrenzt die Tellerdurchmesser der darin unterzubringenden Ventile, der für die geplante Motorleistung erforderliche Gasdurchsatz wird dann vom Ventilhub und den Steuerzeiten der Ventile bestimmt. Bei großen Ventilhuben sind eventuell Taschen im Kolbenboden erforderlich, das Volumen dieser Taschen begrenzt gegebenenfalls das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis. Für einen guten thermischen Wirkungsgrad werden bei aktuellen Saugmotoren (Ottomotoren) Verdichtungsverhältnisse bis ca. 12 realisiert. Der Gefahr der klopfenden Verbrennung wird dabei durch Direkteinspritzung (Innenkühlung des Zylinders durch Kraftstoffverdampfung), durch Ölspritzkühlung des Kolbenbodens und durch gezielte Ladungsbewegung (Turbulenz und Tumble) begegnet.

Weiterhin muss die elektronische Motorsteuerung entsprechend leistungsfähig sein, um neben Zündung und Einspritzung z.B. auch die rechenzeitintensive Klopfkennung zylinderselektiv zu verarbeiten.

Bei erfolgreicher Umsetzung bietet diese Konzept allerdings auch überzeugende Vorteile: ohne aufwändige Zusatzmaßnahmen überzeugt die spontane Motorreaktion auf Änderung des Lastzustandes durch den Fahrer. Viele Bauteile im Antriebsstrang können bei gleicher Zugkraft an den Antriebsrädern auf das niederere Drehmoment ausgelegt werden, die Bauteilgewichte und auch der erforderliche Bauraum für den Motor, das Getriebe, die Antriebswellen usw. können erheblich reduziert werden. Die Folge ist neben der besseren Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs ein reduzierter Kraftstoffverbrauch aufgrund des durch das Fahrzeuggewicht verringerten Rollwiderstands.

Allerdings wird ein Teil dieses Potentials durch die mit der Motordrehzahl und damit mit der Gleitgeschwindigkeit ansteigenden Reibleistung der Gleitlager wieder aufgezehrt. Dabei sind vor allem die Haupt- und Hubzapfenlager der Kurbelwelle zu beachten, aber auch die Reibleistung der Kolben und Kolbenringe steigt mit der Drehzahl deutlich an, siehe auch Bild 4.10.

## 1.1 Entwicklungstendenzen

Die Entwicklung in Richtung hoher Motordrehzahlen ist momentan bei vielen Fahrzeugherstellern zu beobachten und wird am Beispiel der entsprechenden Daten von Serienmotoren der BMW M GmbH deutlich :

- 1986, 4-Zyl.-Motor,  $n_{\max}$  7.240 U/min
- 1995, 6-Zyl.-Motor,  $n_{\max}$  7.600 U/min
- 1999, 6-Zyl.Motor,  $n_{\max}$  8.000 U/min
- 2005, 10-Zyl.-Motor,  $n_{\max}$  8.250 U/min
- 2007, 8-Zyl.-Motor,  $n_{\max}$  8.400 U/min

Aufgrund der Vorteile des Konzepts, die Leistungssteigerung der Motoren vor allem durch Erhöhung der Nenndrehzahlen und nicht nur durch Hubraumvergrößerung oder Aufladung zu erreichen, sind für auch für die Zukunft weitere Steigerungen der Nenndrehzahlen zu erwarten.

Im Bereich des Kurbeltriebs sind höhere Drehzahlen neben einer kurzhubigen Auslegung vor allem durch die Verwendung leichter hochfester Werkstoffe erreichbar, Titanpleuel sind dabei

bereits Stand der Technik, partikelverstärkte Aluminiumwerkstoffe z.B. für den Kolbenbolzen dagegen noch in der Entwicklung.

Die maximal zulässige Drehzahl des Ventiltriebs wird hauptsächlich von den Eigenschwingungen der Ventilsfeder bestimmt, die ab einer bestimmten Drehzahl zum Abheben der Übertragungsbauteile vom Nocken führen. Diese unkontrollierte Ventilbewegung führt schnell zu Schäden an den Nocken bzw. an den Ventilen und den dazwischen liegenden Bauteilen. Ursache sind die Feder-Masse-Eigenschaften der üblichen Schraubenfedern. Leichte Ventiltriebsbauteile mit hoher Steifigkeit lassen nach den bisheriger Erfahrung bei Motoren für den Rennsport Drehzahlen bis zu 14.000 U/min zu, die Dauerhaltbarkeit der Bauteile ist dabei jedoch eingeschränkt. Für Motoren, die für Fahrzeuge in größeren Stückzahlen und einer Laufstrecke bis zu 160.000 km konzipiert werden, dürfte diese Drehzahlgrenze deshalb im Bereich von ca. 10.000 U/min liegen. Weitere Drehzahlsteigerungen im Ventiltrieb sind dann nur noch durch Verwendung von pneumatischen Ventilsfedern denkbar, damit liegt die Resonanzfrequenz der Feder eine ganze Größenordnung höher.

## 2 Grundlagen des Ventiltriebs

Einem Verbrennungsmotor muss zyklisch Frischluft und Kraftstoff zugeführt und das bei der Verbrennung entstehende Abgas abgeführt werden, dieser Vorgang wird allgemein als Ladungswechsel bezeichnet. Dafür wurde in der Vergangenheit eine Vielzahl von Bauformen entwickelt, von denen sich jedoch nur wenige Ausführungen längerfristig für Großserienmotoren bewährten. Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgt bei modernen 4-Takt-Motoren ausschließlich durch Tellerventile. Schiebersteuerungen waren Anfang des letzten Jahrhunderts verbreitet, haben heute aber nur noch historische Bedeutung (die Knight-Schiebersteuerung wurde bis 1970 in den Bristol Hercules-Flugmotoren verwendet, die z.B. das Transportflugzeug Noratlas antrieben). Eine Sonderstellung nimmt der Wankelmotor ein, der ganz ohne Ventile oder zusätzliche Schieber auskommt, bei diesem Motor übernimmt der Kreiskolben ähnlich wie beim 2-Takt-Motor die Funktion des Steuerschiebers.

Zu den Bauteilen des Ventiltriebs zählen neben den Ventilen die Nockenwellen mit eventuell vorgesehenen Verstelleinheiten und die zwischen Nockenwelle und Ventilen angeordnete Übertragungselemente. Das sind, abhängig vom Zylinderkopfkonzepkt, Tassenstößel, Kipp- oder Schleppebel, die Ventildedern und die Federteller.

Um die gesetzlichen Grenzwerte für die Abgasemissionen in den verschiedenen Ländern einhalten zu können und zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauch durch Verringerung der Ladungswechselerluste werden auch immer häufiger variable Ventiltriebe eingesetzt. Diese bieten die Möglichkeit, Phase oder Länge der Ventilöffnungszeiten oder den Ventilhub in Stufen oder auch stufenlos zu ändern, auch die Kombination verschiedener Variabilitäten ist möglich [1].

Merkmale moderner Fahrzeugmotoren sind :

- für Ein- und Auslassventile je eine obenliegende Nockenwelle
- Tassenstößel oder Rollenhebel mit hydraulischem Ventilspielausgleich
- im Winkel zueinander angeordnete hängende Ventile mit Schraubenfedern
- Variabilität der Steuerzeiten durch Änderung von Nockenphase und Ventilhub

Die Bilder 2.1 und 2.2 zeigen Ausführungen moderner Zylinderköpfe mit Rollenschleppebeln bzw. Tassenstößeln.

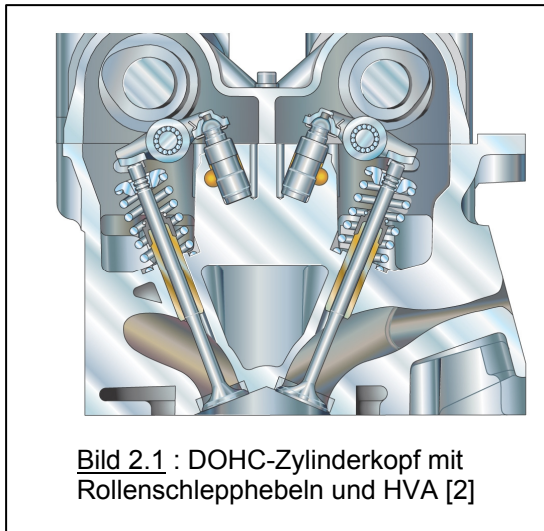


Bild 2.1 : DOHC-Zylinderkopf mit Rollenschlepphebeln und HVA [2]

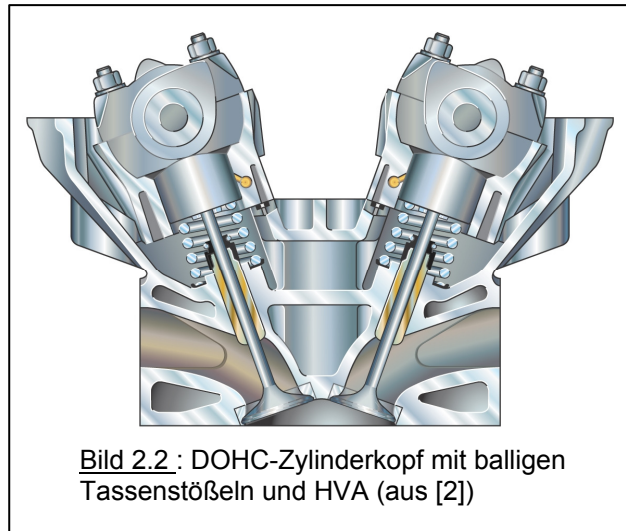


Bild 2.2 : DOHC-Zylinderkopf mit balligen Tassenstößeln und HVA (aus [2])

Hochleistungsmotoren werden überwiegend mit 2 Einlass- und 2 Auslassventilen pro Zylinder konzipiert, diese Anordnung bietet den besten Kompromiss zwischen möglichst großem freien Querschnitt bei geöffneten Ventilen und akzeptablen Bauaufwand. Aber auch Motoren mit 5 Ventilen, davon 3 Einlass- und 2 Auslassventile, werden in größeren Serien realisiert, z.B. AUDI V6 von 1995 [6], AUDI V8 von 1999 [3], YAMAHA XTZ 660 von 1991 [9]). Von MERCEDES-BENZ werden ab 1997 in den V-Motoren 2 Einlass- und 1 Auslassventil eingesetzt [5], diese 3-Ventil-Bauart wird jedoch bereits Mitte 2004 trotz der Kostenvorteile wieder verlassen. Ein Motorradmotor mit 4 Einlassventilen, 4 Auslassventilen und Ovalkolben (HONDA NR750, 1991 [8]) wird zwar in einer kleineren Serie produziert, bleibt aber ein Exot.

## 2.1 Übertragungselemente

Die direkte Übertragung des Nockenhubes auf das Ventil ist wegen den auftretenden erheblichen Seitenkräfte nicht möglich, abhängig von den geometrischen Randbedingungen und den Anforderungen aus der Ventildynamik werden deshalb Kipphebel, Schlepphebel oder Tassenstößel dazwischen geschaltet, deren Lagerung die Querkräfte aus der Nockenreibung aufnehmen.

Schlepp- bzw. Kipphebel bieten den Vorteil, dass der Abgriff vom Nocken durch eine in einem Wälzlager gelagerten Rolle mit relativ geringer Reibung erfolgen kann, der Hebel wird dadurch jedoch deutlich schwerer im Vergleich zu einem Schlepp- bzw. Kipphebel mit einer Gleitfläche. Außerdem unterliegt die Rollendrehzahl über dem Ventilhub starken Änderungen, aufgrund ihres axialen Trägheitsmomentes kann die Rolle diesen Änderungen nur begrenzt folgen und gleitet deshalb bei hoher Motordrehzahl auf dem Nocken. Die



Reibungsvorteile von Rollenhebeln wirken sich deshalb vor allem im unteren bis mittleren Drehzahlbereich aus. Der erforderliche Ventilspielausgleich bzw. die mechanische Ventilspieleinstellung kann beim Schlepphebel durch den ruhenden Lagerbolzen, in den z.B. ein HVA-Element integriert werden kann, sehr einfach erfolgen, beim Rollenkipphebel kann das HVA-Element in der Hebelseite zur Ventilbetätigung eingebaut werden.

Tassenstößel übertragen den Nockenhub direkt und ohne Querbewegung auf das Ventil, sie können deshalb sehr leicht und steif gestaltet werden ([59], [76]). Der Verlauf der Ventilbeschleunigung bestimmt die Auswanderung des Berührungspunktes von Nocken und Stößel und damit den erforderlichen Stößeldurchmesser, die bisher üblichen Stößel mit flacher Gleitfläche und Einlegeplatten zur Einstellung des Ventilspiels (Topshim-Bauart) haben deshalb einen deutlich größeren Durchmesser und sind schwerer als Tassenstößel mit balliger Kontaktfläche. Wird der Flachstößel zum Nocken desachsiert, dreht sich der Stößel mit jedem Nockenhub um einen geringen Winkelbetrag, die Folge ist ein reduzierter Verschleiß der Gleitflächen [83]. Ballige Stößel dagegen benötigen zwingend eine Verdrehsicherung und die mechanische Einstellung des Ventilspiels ist mit untenliegendem Käppchen auf dem Ventilschaft relativ aufwändig. HVA-Elemente in balligen Tassenstößeln sind mittlerweile jedoch auch bei Drehzahlen über 8.000 U/min funktionssicher zu betreiben und damit auch für Hochdrehzahlkonzepte geeignet.

## 2.2 Ventile

Der zeitliche Verlauf und die Reihenfolge der Ventilbewegungen werden durch die Bewegung der Nockenwelle vorgegeben. Um der Forderung nach möglichst schnellem Öffnen bzw. Schließen der gasführenden Querschnitte durch die Ventile zu genügen, müssen diese entsprechend beschleunigt werden. Die damit verbundenen Massenkräfte steigen quadratisch mit der Drehzahl und belasten die Bauteile in hohem Maße, darüber hinaus werden vor allem die Auslassventile durch die hohen Abgastemperaturen thermisch und korrosiv hoch belastet.

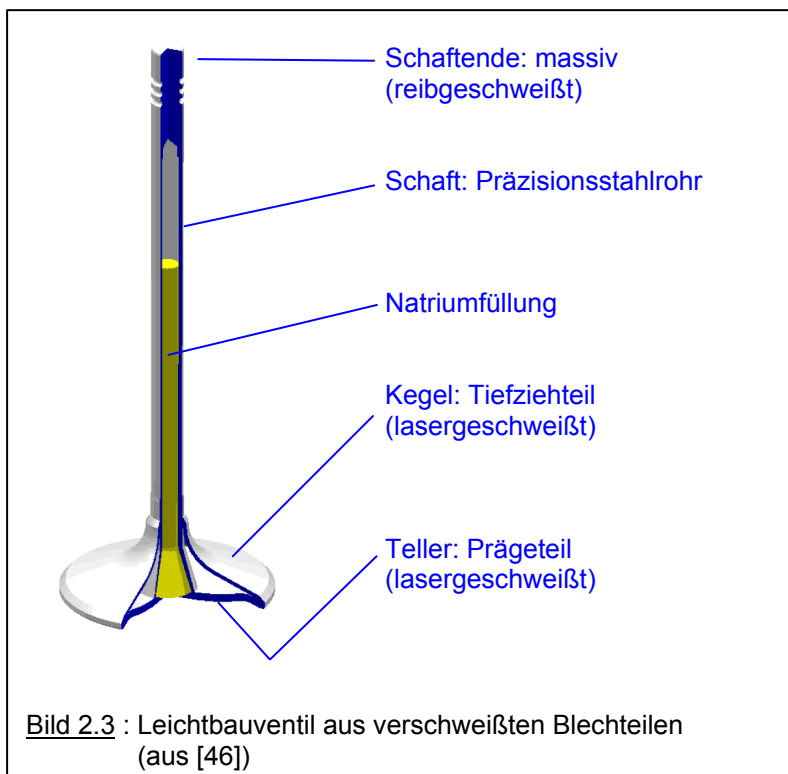
Die Ventile müssen einer Vielzahl von Anforderungen genügen, die wichtigsten sind:

- große Öffnungsquerschnitte freigeben
- schnelle Öffnungs- und Schließvorgänge ermöglichen
- geringer Strömungswiderstand
- sehr gute Abdichtung des Brennraums gegen die heißen Verbrennungsgase
- große Standfestigkeit

Für dieses breite Spektrum an Anforderungen werden momentan ausschließlich Tellerventile aus warmfesten Stählen eingesetzt, der Ventilsitzbereich von Auslassventilen wird durch Aufschweißen von Sonderlegierungen gepanzert, bei Einlassventilen ist meistens die martensitische Härtung ausreichend. Der Ventilschaft der Auslassventile wird teilweise hohl ausgeführt und zur besseren Wärmeabfuhr an die Ventilführung mit Natrium gefüllt.

Aktuelle Entwicklungen haben vor allem das Ziel, die Masse des Ventils durch Bauart und Materialwahl zu verringern. Keramische Ventile aus Siliziumnitrid haben nur die Hälfte der Masse vergleichbarer Stahlventile und werden in den 90er Jahren von Mercedes-Benz im Feldversuch erfolgreich erprobt, die höhere Kosten und die geringe Fehlertoleranz von keramischen Bauteilen verhindern bisher den Einsatz in der Großserie [75]. Auch gegossene TiAl-Ventile können sich bis heute nicht am Markt durchsetzen ([60],[69]). Titan-Ventile sind Stand der Technik im Rennsport, aufgrund des hohen Preises und den problematischen Verschleißigenschaften wird dieser Werkstoff bisher aber nicht serienmäßig für Ventile verwendet.

Leichtbau-Ventile aus miteinander verschweißten Rohrabschnitten u. tiefgezogenen Blechteilen aus Stahlwerkstoffen werden momentan intensiv entwickelt, ein Serieneinsatz ist aber noch nicht bekannt [84]. Das Potenzial zur Massenreduzierung wird mit ca. 30 % im Vergleich zum Hohlventilventil aus Stahl angegeben, bei nur geringfügig höheren Kosten (20–40 %). Bild 2.3 zeigt diese Entwicklung der Firma MAHLE.



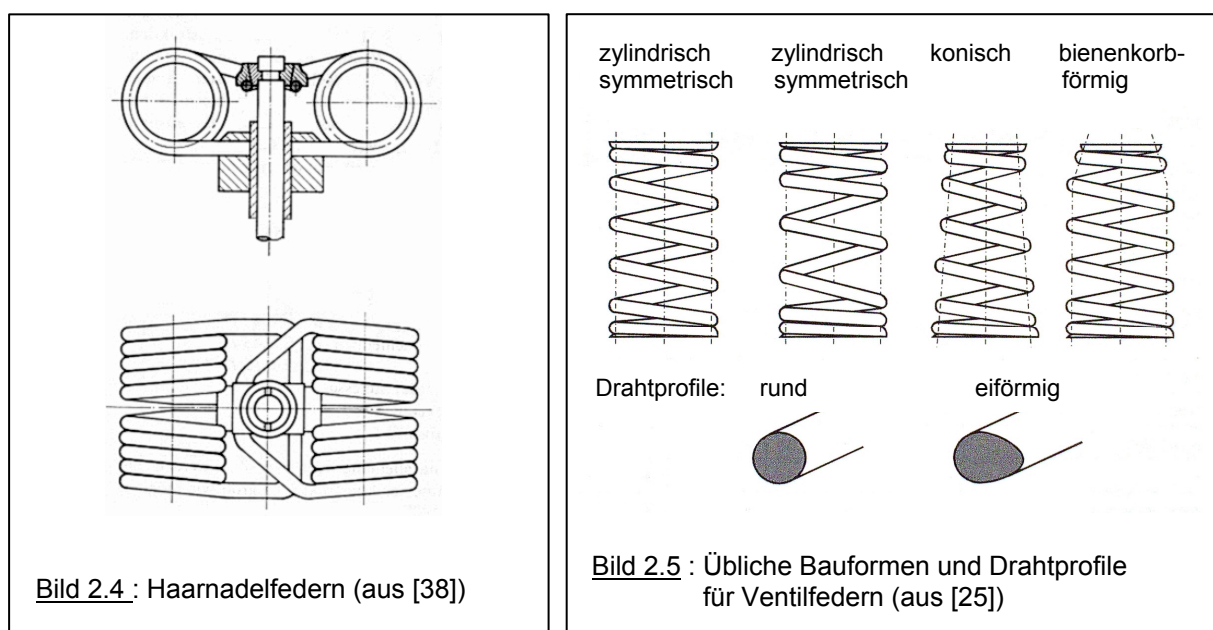
### 2.3 Ventilfedern

Als Ventilfedern werden überwiegend Schraubendruckfedern aus Stahl eingesetzt, die als Einfachfeder oder als Federpaket mit zwei konzentrisch angeordneten Federn für die Schließbewegung der Ventile sorgen. Für Motorradmotoren, vor allem bei Einzylindermotoren, wurden auch Haarnadelfedern (s. Bild 2.4) verwendet, bei Mehrzylindermotoren ist ihr Einsatz durch den erhöhten Bauraumbedarf jedoch problematisch, diese Bauform wird bei aktuellen Motoren deshalb nicht mehr vorgesehen.

Neben progressiv gewickelten zylindrischen Federn werden Kegel- und Bienenkorbfedern verwendet, die Vorteile beim erforderlichen Bauraum haben und auch kleinere Federteller ermöglichen (Bild 2.5). Die Federkraft wird über den Federteller, der über Kegelstücke mit dem Ventilschaft verbunden ist, auf das Ventil übertragen.

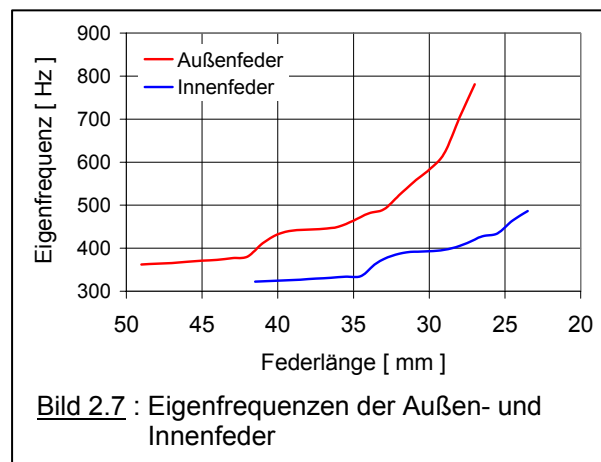
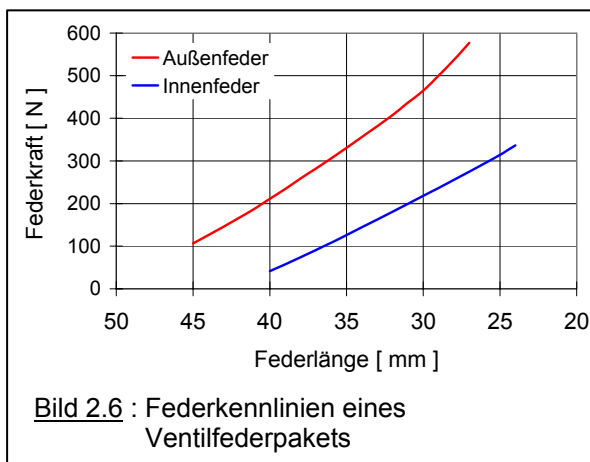
Aufgrund der Forderung nach möglichst geringen bewegten Massen im Ventiltrieb werden die Federn aus hochfestem Draht gewickelt, der zur Vermeidung von Oberflächenfehlern vor dem Kaltziehen geschält wird. Zur Erhöhung der Dauerfestigkeit werden die Federn schlussvergütet, kugelgestrahlt und nitriert. Durch diese Maßnahmen werden Druckspannungen in den oberflächennahen Schichten der Feder erzeugt, die die Rissausbreitung durch die schwellenden Torsionsspannungen im Betrieb behindern. Üblich sind runde Drahtquerschnitte, aus der Literatur sind auch eiförmige Querschnitte bekannt [24].

Durch den Wicklungsaufbau kann die Federkennlinie von zylindrischen Federn beeinflusst



werden: der Winkel der Drahtwicklung wird beginnend mit der Windung, die im Zylinderkopf aufliegt, immer steiler, dadurch legen sich über dem Federweg zuerst die Windungen am Zylinderkopf aneinander, die Anzahl der federnden Windungen sinkt und die Federrate steigt. Die richtige Einbaulage dieser asymmetrisch-progressiv gewickelten Ventildedern muss sichergestellt sein, meist wird ein Federende farblich markiert. Symmetrisch-progressive Federn vermeiden diese Fehlermöglichkeit, die bewegte Masse ist jedoch höher, deshalb wird diese Bauform bei Hochleistungsmotoren üblicherweise nicht gewählt.

Durch die progressive Federwicklung verschiebt sich über dem Federweg auch die Eigenfrequenz der verbleibenden federnden Windungen, Resonanzschwingungen der Ventildeder werden dadurch unterdrückt. Die Bilder 2.6 und 2.7 zeigen die Federkräfte und die zugehörigen Eigenfrequenzen der Außen- und Innenfeder eines Ventildederpakets, deutlich zu erkennen ist die Verschiebung der Eigenfrequenzen über der Federlänge aufgrund der nichtlinearen Federkennlinien.



Für den Funktionsnachweis der zylindrischen Schraubenfeder mit konstanter Steigung der Federwindungen lässt sich die die Eigenfrequenz berechnen (aus [38]):

$$c_F = F_F / s_F = \frac{G \cdot d_D^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n_F} \quad (2.1)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_F}{m_F}} = \sqrt{\frac{G \cdot d_D^4}{8 \cdot n_F \cdot m_F \cdot D_m^3}} \quad (2.2)$$

dabei ist:

$c_F$  Federsteifigkeit

$F_F$  Federkraft

$s_F$  Federweg

$G$  Schubmodul des Federwerkstoffs

$d_D$  Drahtdurchmesser

$D_m$  mittlerer Windungsdurchmesser

$n_F$  Anzahl der Windungen

In der Literatur [38] wird empfohlen, dass bei einer Schraubendruckfeder aus Stahl die Eigenfrequenz mindestens das 13fache der Erregerfrequenz betragen soll, um Windungsschlagen und damit verbunden eine Reduzierung der Lebensdauer der Feder zu vermeiden. Eine Ventilfeeder wird zwar vom Nocken nicht sinusförmig mit der Frequenz der Nockenwellenumdrehung angeregt, die Nockenkontur lässt sich aber durch Fourier-Analyse in eine Vielzahl von Cosinus-Schwingungen überführen. Die Vielfachen der Grundschwingung aus dieser Analyse werden auch als Harmonische bezeichnet. Die Grundfrequenz eines Nockens bei einer Motordrehzahl von 7.800 U/min ist damit 65 Hz und weit von der Resonanzfrequenz der Außenfeder aus Bild 2.7 entfernt.

Allgemein beschreibt die Fourier-Analyse das Zerlegen eines beliebigen Signals in eine Summe von Sinus- und Cosinusfunktionen, das heißt in seine Frequenzanteile. Auch der Ventilhub bzw. die Nockenkontur kann so durch Fourier-Analyse in die Frequenzanteile oder aber bei einer konstanten Drehzahl in Ordnungen zerlegt werden. Ordnungen sind in diesem Zusammenhang die Vielfachen der Drehzahl (beispielsweise ergibt die Nockenwellendrehzahl 3.900 U/min mit einer Grundfrequenz von 65 Hz die 1. Ordnung, die Anteile aus der Fourier-Analyse mit 130 Hz ergeben die 2. Ordnung, usw.).

Bei der gemessenen Eigenfrequenz einer ausgeführten Außenfeder (s. Bild 2.7), die, abhängig vom Federweg, 360 bis 780 Hz beträgt, sollten deshalb die Amplituden der Nockenkontur ab der 6. Ordnung relativ klein sein, um auch bei maximaler Motordrehzahl Resonanzschwingungen der Feder zu vermeiden (die Frequenz der 6. Ordnung bei einer Motordrehzahl von 7800 U/min ist 350 Hz). Die Dämpfung der Federschwingungen durch die innere Reibung und die aerodynamischen Widerstände von Luft und Ölnebel im Zylinderkopf verhindern dann das Ausschaukeln der Feder durch die restlichen unvermeidbaren Anteile der höheren Ordnungen.

Nockenerhebungen, die nach diesen Grundsätzen ausgelegt sind, werden als *ordnungs-optimierte Nocken* bezeichnet.

Die Federsteifigkeit einer Gasfeder - dazu gehört auch die in dieser Arbeit untersuchte pneumatische Ventulfeder - ergibt sich bei polytroper Kompression des Gasvolumens als

$$c = \frac{dF_F}{ds_F} = A^2 \cdot \frac{dp}{dV} = \frac{n \cdot p \cdot A^2}{V} \quad (2.3)$$

oder

$$c = \frac{n \cdot p_0 \cdot A \cdot h_0^n}{(h_0 - s_F)^{n-1}} \quad (2.4)$$

dabei ist:

$n$  Polytropenexponent

$p_0$  Druck in der Luftfeder in Ausgangsstellung

$A$  wirksame Fläche des Federkolbens

$h_0$  Ausgangshöhe der Feder

$s_F$  Federweg

Die Gleichung 2.4 in Verbindung mit Gleichung 2.2 zeigt, dass die Eigenfrequenz einer Gasfeder nur von der aktuellen Höhe der Gassäule abhängt (dabei wird vorausgesetzt, dass  $n$ ,  $p_0$ ,  $h_0$  und  $A$  konstant sind).

Die Bedeutung dieser Gleichungen für das Schwingungsverhalten einer Ventulfeder macht der Vergleich der Eigenfrequenzen einer ausgeführten Feder (dargestellt in Bild 2.7) mit der rechnerisch ermittelten Eigenfrequenz einer Luftfeder mit den geometrischen Werten der Stahlfeder (Länge, Durchmesser, Ventilhub) deutlich :

- mit dem Außendurchmesser der Stahlfeder ergibt sich der erforderliche maximale Druck in der Luftfeder mit **15,07 bar**
- mit der Länge der Stahlfeder ergibt sich mit Gl. 2.3 die Federsteifigkeit der Luftfeder mit **42 N/mm**
- die Masse der komprimierten Luft im Federvolumen ist dann **0,138 g**
- eingesetzt in Gleichung 2.2 eingesetzt ergeben diese Werte eine Eigenfrequenz der Luftfeder von **2,79 kHz**

*Das bedeutet, dass die Eigenfrequenz der pneumatischen Ventulfeder eine ganze Größenordnung über der Eigenfrequenz einer vergleichbaren Stahlfeder liegt.*

## 2.4 Desmodromik

Eine Sonderform der Ventilsteuerung stellt die Desmodromik dar, bei der sowohl das Öffnen als auch das Schließen der Ventile durch Nocken und Schlepp- bzw. Kipphebel erfolgt, Ventildedern sind prinzipiell nicht erforderlich. Diese Art der Zwangssteuerung wurde in den 20er Jahren des letzten Jahrhunderts entwickelt, um Ventildederbrüche auszuschließen. Gegenwärtig wird diese Bauart jedoch wegen des hohen Bauaufwands und des problematischen Leerlaufverhaltens nur noch von einem Motorradhersteller (DUCATI) verwendet. Da auch für die Übertragungselemente der Schließbewegung ein Ventilspiel notwendig ist, um Klemmen der Bauteile zu vermeiden, werden die Ventile erst durch den Gasdruck im Brennraum vollständig geschlossen, vereinzelt wird auch zusätzlich eine schwache Feder zum vollständigen Schließen der Ventile eingesetzt (s. Bild 2.8). Die Integration von HVA-Elementen wurde bisher nicht ausgeführt, sie würde den Bauaufwand noch weiter erhöhen.

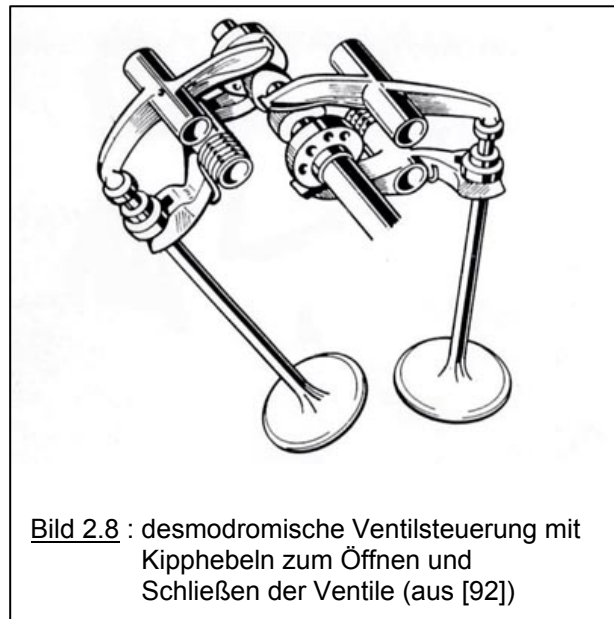


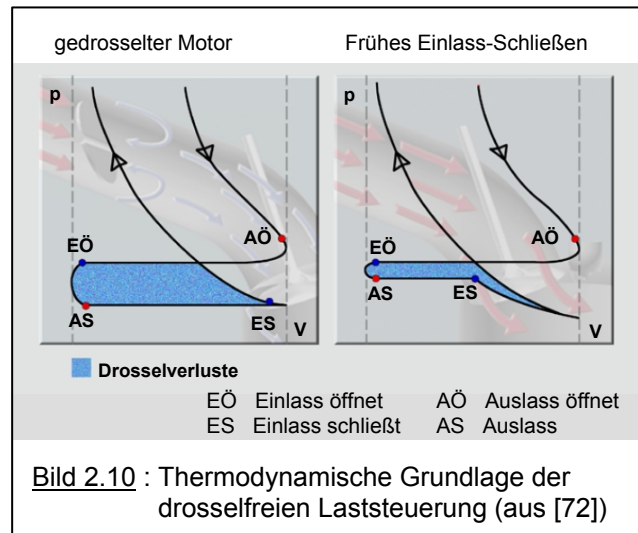
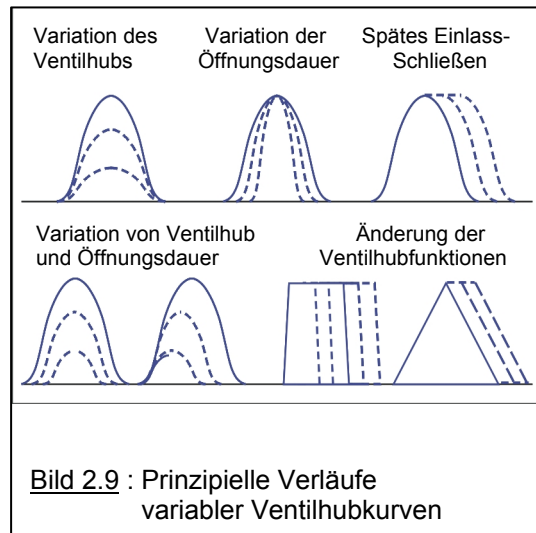
Bild 2.8 : desmodromische Ventilsteuerung mit Kipphebeln zum Öffnen und Schließen der Ventile (aus [92])

## 2.5 Variabilität in der Ventilsteuerung

Bei der Auslegung der Ventilsteuerung sind Zielwerte für die Motorleistung, Motordrehmoment, Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Laufruhe zu beachten. Nichtvariable Ventilsteuerungen (d.h. Ventilsteuerungen mit starren Hubkurven der Ventile) bedeuten immer einen Kompromiss zwischen diesen Zielen, die, abhängig von den firmen- und produkt-spezifischen Schwerpunkten, zu differenzierten Auslegungen führen. Bild 2.9 zeigt die möglichen Verläufe variabler Ventilhubkurven.

Ein wesentlicher Punkt bei der Entwicklung von modernen Ottomotoren ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, eine Möglichkeiten dazu ist die „drosselfreie Laststeuerung“, bei der der Motor frei, d.h. bei Umgebungsdruck, ansaugt und das Einlassventil geschlossen wird, sobald die für den Lastpunkt benötigte Gemischmasse in den Zylinder eingeströmt ist.

Dadurch ergibt sich ein Potential zur Verbrauchsreduzierung von bis zu 15 % im Vergleich zum konventionell gedrosselten Motor, in Bild 2.10 ist die thermodynamische Grundlage in einem p-V-Diagramm dargestellt ([58],[61],[72],[73],[74],[85]).

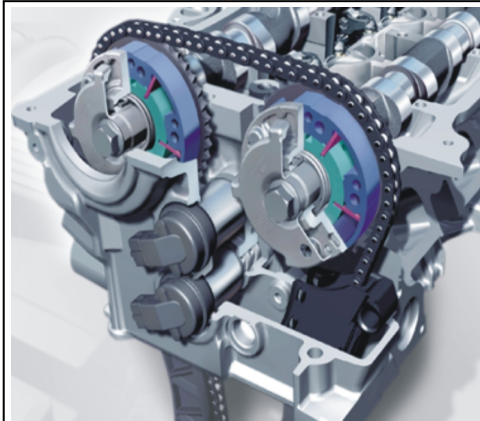


Verschiedene technische Möglichkeiten zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs bzw. zur Leistungssteigerung und Abgasemissionsabsenkung sind bekannt bzw. bereits in Seriengmotoren realisiert, die diese Verbesserungen ohne Verschlechterung bei anderen Zielwerten ermöglichen:

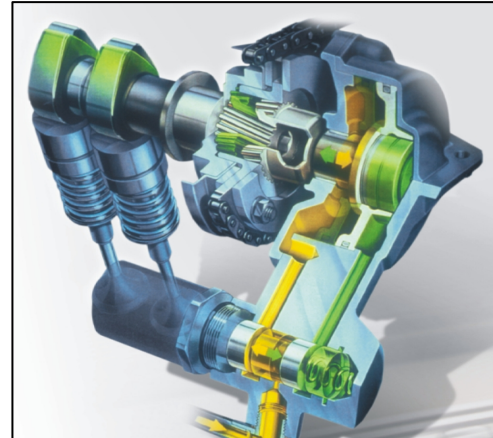
Die Phasenverschiebung (gestuft oder kontinuierlich) der Hubkurven von Ein- und Auslassventil durch die Nockenwellenerstellung beeinflusst den Restgasanteil im Brennraum und damit die Abgasemissionen, außerdem über den Aufladeeffekt der Schwingrohre Leistung und Drehmoment, s. dazu auch Kap 3. Erreicht wird die Verdrehung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle durch :

- Versteller auf der Nockenwelle nach dem Flügelzellenprinzip (z.B. Mercedes-Benz 200 E, 2002), Bild 2.11
- Versteller mit Schrägverzahnung nach dem Axialkolbenprinzip, hydraulisch betätigt (Alfa Romeo 1983, BMW M3 1992, Bild 2.12)
- Verdrehen der Einlass-Nockenwelle relativ zur Auslass-Nockenwelle durch Verschieben der Kettenspannereinheit der verbindenden Kette (z.B. Porsche 968 1991, Audi A4 u. A6 1995), Bild 2.13.



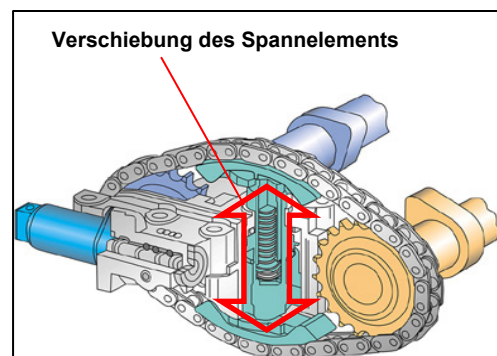


**Bild : 2.11** : Phasenverschiebung durch Flügelzellenantrieb (aus [31])



**Bild 2.12** : Phasenverschiebung durch Schrägverzahnung (aus [91])

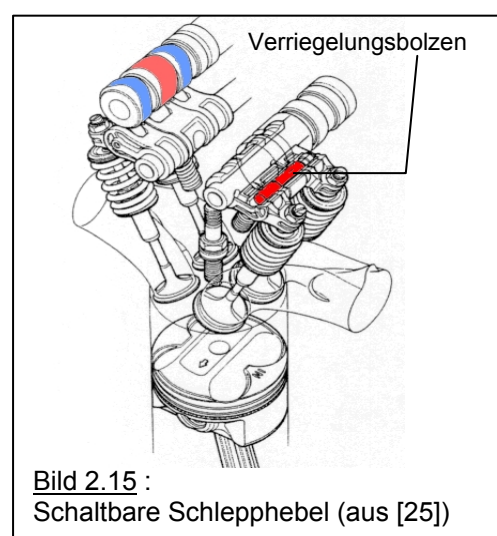
Auch durch das Umschalten von Hubkurven lassen sich die Abgas-Emissionen und die Leistung beeinflussen, allerdings wurde bisher nur die Umschaltung zwischen zwei verschiedene Kurven realisiert (Porsche 911 Turbo 1994, Honda Integra 1989 [30]). Beim Porsche-Motor werden dafür schaltbare Tassenstößel eingesetzt (s. Bild 2.14), Honda verwendet einen Ventiltrieb mit Schleppebeln, die durch einen hydraulisch betätigten Bolzen ver- bzw. entriegelt werden können, s. Bild 2.15



**Bild : 2.13** : Phasenverschiebung durch Verschiebung des Kettenspanners (aus [3])



**Bild 2.14** : Schaltbarer Tassenstößel (aus [25])



**Bild 2.15** : Schaltbare Schleppebel (aus [25])

Die kontinuierliche mechanische Ventilhubverstellung bietet in Kombination mit der Phasenverschiebung die bisher größte Variabilität bei der Auslegung der Ventilsteuerung, die Realisierung in der Großserie (z.B. BMW 2,0 l 4-Zyl.-Motor 2001 [31]) ist trotz des hohen mechanischen Aufwands machbar. Die Verschiebung der Steuerzeiten der Einlassventile durch die von BMW realisierte Hubverstellung ist in Bild 2.16 dargestellt, Bild 2.17 zeigt die erforderlichen Ventiltriebskomponenten. Die Verdrehung der Exzenterwelle durch einen DC-Motor mit Schneckenrad (nicht dargestellt) verändert die Hebelverhältnisse am Zwischenhebel und ermöglicht so die schnelle Anpassung des Ventilhubes an den momentanen Leistungsbedarf des Motors. Rollen in den Schleppebeln und Zwischenhebeln reduzieren die Reibung zwischen den Kontaktflächen, erhöhen allerdings auch die Masse der bewegten Bauteile. HVA-Elemente zum Ausgleich des Ventilspiels sind ohne Zusatzaufwand integrierbar.

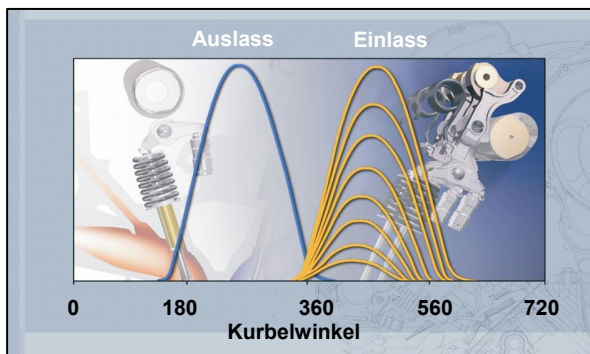


Bild 2.16 : Steuerzeitendiagramm des variablen Ventiltriebs von BMW (aus [72])

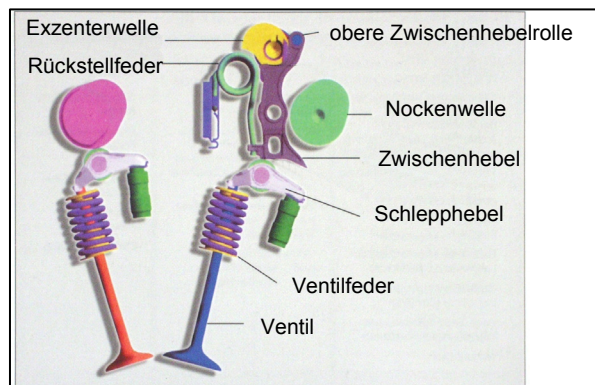


Bild 2.17 : Komponenten für die kontinuierliche Ventilhubverstellung (aus [21])

Der elektromechanische Ventiltrieb (Bild 2.18) ermöglicht ein sehr hohes Maß an Variabilität bei der Ventilsteuerung. Betätigt wird das Ventil durch ein schwingfähiges System aus zwei Federn und einer dazwischen angeordneten Ankermasse, die mit dem Ventil verbunden ist. In den Endlagen dieser Masse sorgen zwei Elektromagnete durch entsprechende Fang- und

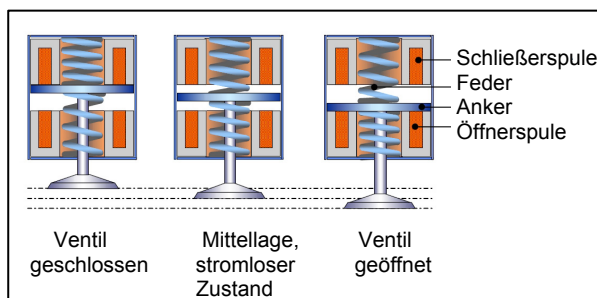
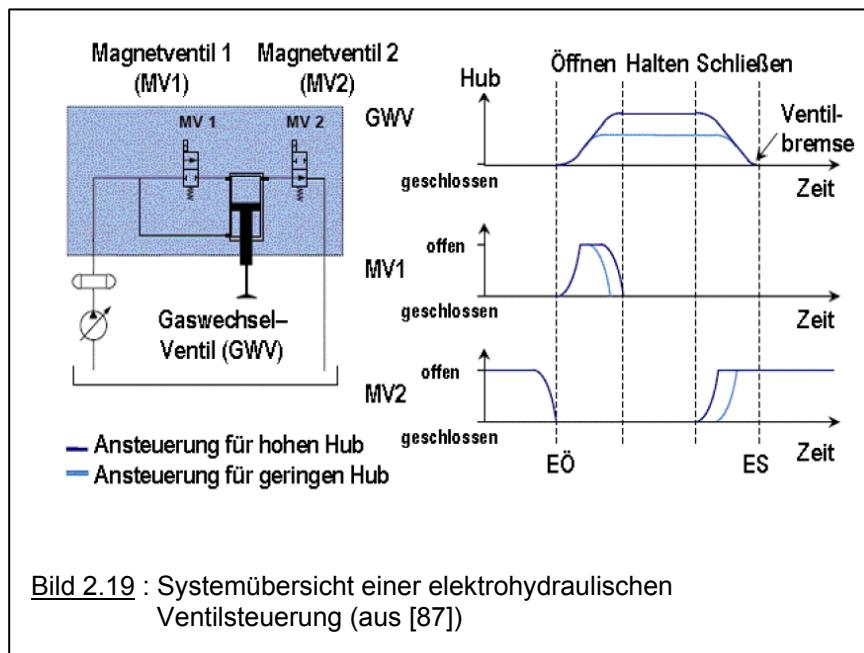


Bild 2.18 : Prinzip der elektromagnetischen Ventilsteuerung (aus [93])

Haltezeiten für die erforderliche Steuerzeit. In der Freiflugphase des Ventils gleichen die Magnetkräfte die Reibungseinflüsse aus. Eine Variation des Ventilhubes ist mit diesem System nur eingeschränkt möglich. Unter Anderem verhindern die ungünstige Gesamtenergiebilanz und möglicherweise auch die hohen Systemkosten bisher den Einsatz bei Serienmotoren. Die Probleme

der hohen Geräuschemission gelten dagegen als gelöst, von verschiedenen Herstellern (z.B. Peugeot, Valeo) wurde bereits mehrfach ein Serieneinsatz angekündigt. [48],[52].

Bei einem elektrohydraulischen System (s. Bild 2.19) dient ein externes Ölreservoir, das von einer kontinuierlich arbeitenden Pumpe gefüllt und druckbeaufschlagt wird, als Energiespeicher. Dieser Speicher ist über elektro-hydraulische Steuerventile mit Arbeitskolben an den Ventilen verbunden. Je nach Ansteuerung werden die Kolben über ein bestimmtes Zeitintervall mit Druck versorgt und führen so zu der gewünschten Ventilöffnung. Ähnlich dem elektromechanischen Ventiltrieb kann durch die Ansteuerung der Schaltventile die Phasenlage und die Länge der Steuerzeit geändert werden, zusätzlich jedoch auch die Größe des Ventilhubes. Die Gesamt-Energiebilanz ist noch ungünstiger als die des elektromechanische Ventiltriebs, elektrohydraulische Systeme werden daher bisher ausschließlich bei Forschungsmotoren eingesetzt. [34],[56],[88]



### 3 Auslegung der Ventilkinematik

Die Auslegung der Ventilkinematik ist sowohl für die Dauerhaltbarkeit des Ventiltriebs als auch für die Funktion des Motors hinsichtlich seiner charakteristischen Kenngrößen wie Drehmoment und Leistung von großer Bedeutung. Aber auch der Einfluss auf die Abgasemissionen, den Kraftstoffverbrauch und die Geräuschemission gewinnt vor dem Hintergrund weiter steigender gesetzlicher Anforderungen an die Umweltverträglichkeit des Verbrennungsmotors zunehmende Bedeutung.

Die Wahl der Übertragungselemente für die Nockenbewegung aufs Ventil erfolgt unter Beachtung der Zielwerte für die maximale Drehzahl, der Bauraumverhältnisse im Zylinderkopf und nicht zuletzt unter Kostengesichtspunkten.

Nachdem diese Randbedingungen definiert sind, besteht die hauptsächliche Schwierigkeit darin, für die zum Erreichen der Leistungszielkurven notwendigen Ventilhub- und Öffnungsdauern einen Beschleunigungsverlauf zu finden, der ein akzeptables dynamisches Verhalten aufweist.

#### 3.1 Definitionen

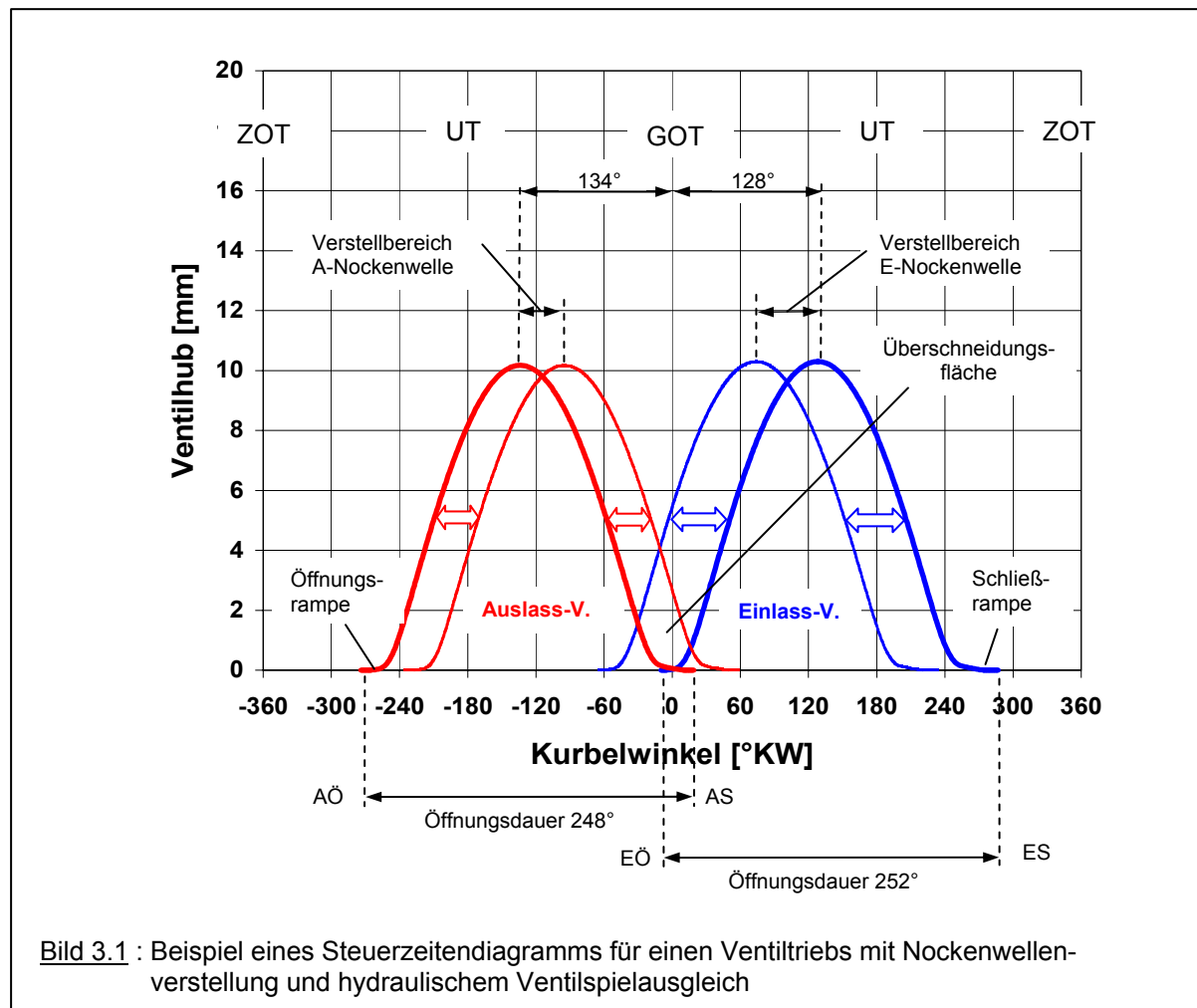
##### **Theoretische Öffnungsdauer :**

Winkelintervall zwischen dem Ende der Öffnungsrampe und dem Beginn der Schließrampe, angegeben in °KW. Bei dieser Definition wird davon ausgegangen, dass Öffnungs- und Schließrampen voll ausgenutzt werden, d.h. dass das Ventil nur im Hauptnockenbereich geöffnet ist. Andere Definitionen für die Öffnungsdauer beziehen sich auf einen konstanten Ventilhub, der im Bereich der Rampen liegt.

Wichtig für die Vergleichbarkeit hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf den Ladungswechsels ist die gleiche Definition der theoretischen Öffnungsdauer.

##### **Spreizung :**

Relative Lage des Maximalhubes eines Nockens zum Gaswechsel-OT. In Bild 3.1 ist beispielsweise eine Grundspreizung der Auslassnockenwelle von 134 °KW dargestellt, die durch die Nockenwellen-Verstelleinheit bis auf 95 °KW reduziert werden kann.



### Steuerzeiten :

Öffnungs- und Schließzeitpunkte eines Nockens mit der Öffnungsdauer  $x$  und der Spreizung  $y$ , im Beispiel AÖ -264 °KW, AS 10 °KW, EÖ -10 °KW, ES 264 °KW (s. dazu auch die Definition der theoretischen Öffnungsdauer).

### Überschneidungsfläche :

Fläche, die die Ein- bzw. Auslassventilerhebungen im Gaswechsel-OT einschließen. Wie in Bild 3.1 zu erkennen, ist diese Fläche abhängig von der Spreizung der beiden Nockenwellen. Durch die Nockenwellenverstellung kann sowohl eine kleine Überschneidungsfläche mit geringer interner Abgasrückführung und, daraus resultierend, kleinen stochastischen Schwankungen im Verbrennungsablauf für den Leerlaufbereich, als auch eine große Überschneidungsfläche mit entsprechender Ladungswecheldynamik für den Leistungsbereich realisiert werden.

### Hydraulischer Ventilspielausgleich (HVA) :

Das Absinken des HVA-Elements (s. dazu Kap. 5.3) während des Ventilhubes muss bei der Dimensionierung der Öffnungs- und Schließrampen berücksichtigt werden. Bewährt haben

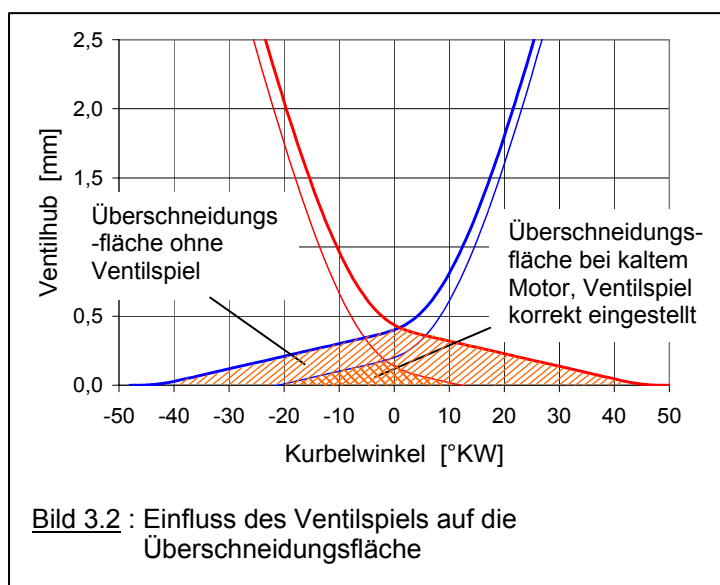
sich dabei für die Öffnungsrampe eine Höhe von ca. 0,05 mm bei einer maximalen Rampengeschwindigkeit von 1,5 mm/rad und eine Rampenhöhe bis zu 0,4 mm für die Schließrampe.

### Mechanischer Ventilspielausgleich (MVA) :

Durch die Zielrichtung, Wartungsarbeiten an Motoren für Serienfahrzeuge nach Möglichkeit zu vermeiden, verliert diese Form des Ventilspielausgleichs gegenwärtig an Bedeutung. Die Änderung der tatsächlichen Steuerzeit während des Warmlaufs beeinflusst durch die Änderung der Überschneidungsfläche den Restgasanteil im Brennraum. Dadurch werden die Verbrennung und die Abgaszusammensetzung in einer für die Abgasemissionen entscheidenden Phase deutlich beeinflusst. Auch aus diesem Grund wird der hydraulische Ausgleich mit von den Bauteiltemperaturen unabhängigen Steuerzeiten und Überschneidungsfläche zunehmend verwendet, allerdings lässt sich dieser Einfluss beim Einsatz einer Phasenverschiebung der Steuerzeiten (vergl. dazu Kap. 2.5) erheblich reduzieren. Kleinere Fahrzeugmotoren mit moderaten Maximaldrehzahlen, deren Ventiltriebsbauteile einem geringeren Verschleiß unterliegen, werden auch momentan noch aus Kostengründen mit MVA bei sehr langen Überprüfungsintervallen konzipiert.

Beim mechanischen Ausgleich muss der Nocken bei allen Bauteiltemperaturen sicher im Bereich der Öffnungsrampe das Ventil öffnen, bewährt haben sich bei Rampen mit konstanter Öffnungsgeschwindigkeit Rampenhöhen von ca. 0,45 mm bei einer Länge von 30°NW und einem Ventilspiel von 0,25 mm.

In Bild 3.2 sind die Schließrampe des Auslassnockens und die Öffnungsrampe des Einlassnockens eines realen Ventiltriebs mit einem mechanischen Ventilspielausgleich dargestellt.



Durch die thermische Dehnung der Bauteile, vor allem die des Ventilschafts, ändert sich das tatsächliche Ventilspiel während der Warmlaufphase. Deutlich zu erkennen ist die starke Änderung der schraffierten Überschneidungsflächen zwischen diesen beiden Kurven, dargestellt sind die Verhältnisse bei kaltem Motor mit korrekt eingestelltem Ventilspiel (auslasseseitig 0,3 mm, einlasseseitig 0,2 mm) und der Extremfall „kein

Ventilspiel“, das reale Ventilspiel liegt bauteiltemperaturabhängig zwischen diesen Kurven.

Ausgangsbasis für die Kinematikauslegung ist der Ventilbeschleunigungsverlauf, da die Ladungswechselvorgänge und die Beanspruchungen im Ventiltrieb von ihrem Verlauf geprägt werden. Die Ventilbeschleunigung wird bezogen auf das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle, um so normierte, d.h. von der Drehzahl unabhängige Werte zu erhalten:

$$b_V \left[ \text{mm} / \text{rad}^2 \right] = \frac{b_V \left[ \text{mm} / \text{s}^2 \right]}{\omega^2} = \frac{b_V \left[ \text{mm} / \text{s}^2 \right]}{\left( 2 \cdot \pi \cdot n_{NW} \right)^2} = \frac{b_V \left[ \text{mm} / \text{s}^2 \right]}{\pi^2 \cdot n_{KW}^2} \quad (3.1)$$

Zwischen Ventilhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung bestehen einige grundlegende Zusammenhänge s. dazu Bild 3.3:

1. Ist die Ventilbeschleunigung gleich 0 (Pkt. 1), dann ist die Ventilgeschwindigkeit maximal und der Ventilhub hat einen Wendepunkt.
2. Erreicht die Ventilbeschleunigung bei 0°NW ihr Minimum, so ist die Ventilgeschwindigkeit gleich 0 und der Ventilhub erreicht sein Maximum (Pkt. 2).
3. Bei maximaler Ventilbeschleunigung (Pkt. 3) hat der Geschwindigkeitsverlauf einen Wendepunkt.
4. „Flächenausgleich der Ventilgeschwindigkeit“ : das Integral der Ventilbeschleunigung bis zum Nulldurchgang bei Pkt.1 entspricht der Ventilgeschwindigkeit im Pkt. 1, da die Ventilgeschwindigkeit bei maximalem Ventilhub in Pkt. 2 wieder 0 ist, muss auch das Integral der Beschleunigung zwischen Pkt. 1 und 2 gleich dem zwischen Beginn der Ventilbewegung und Pkt. 1 sein. Das gleiche gilt entsprechend für den Bereich zwischen maximalem Ventilhub und Ende der Ventilbewegung.

$$F_1 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} b_V \cdot d\alpha = v_{V\_max}$$

(3.2)

$$F_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_3} b_V \cdot d\alpha = -v_{V\_max}$$

(3.3)

$$\text{damit } v_V(\alpha_3) = 0 \rightarrow |F_1| = |F_2| \text{ und auch } |F_3| = |F_4| \quad (3.4 \text{ und } 3.5)$$

5. analog dazu der „Flächenausgleich des Ventilhubes“ :

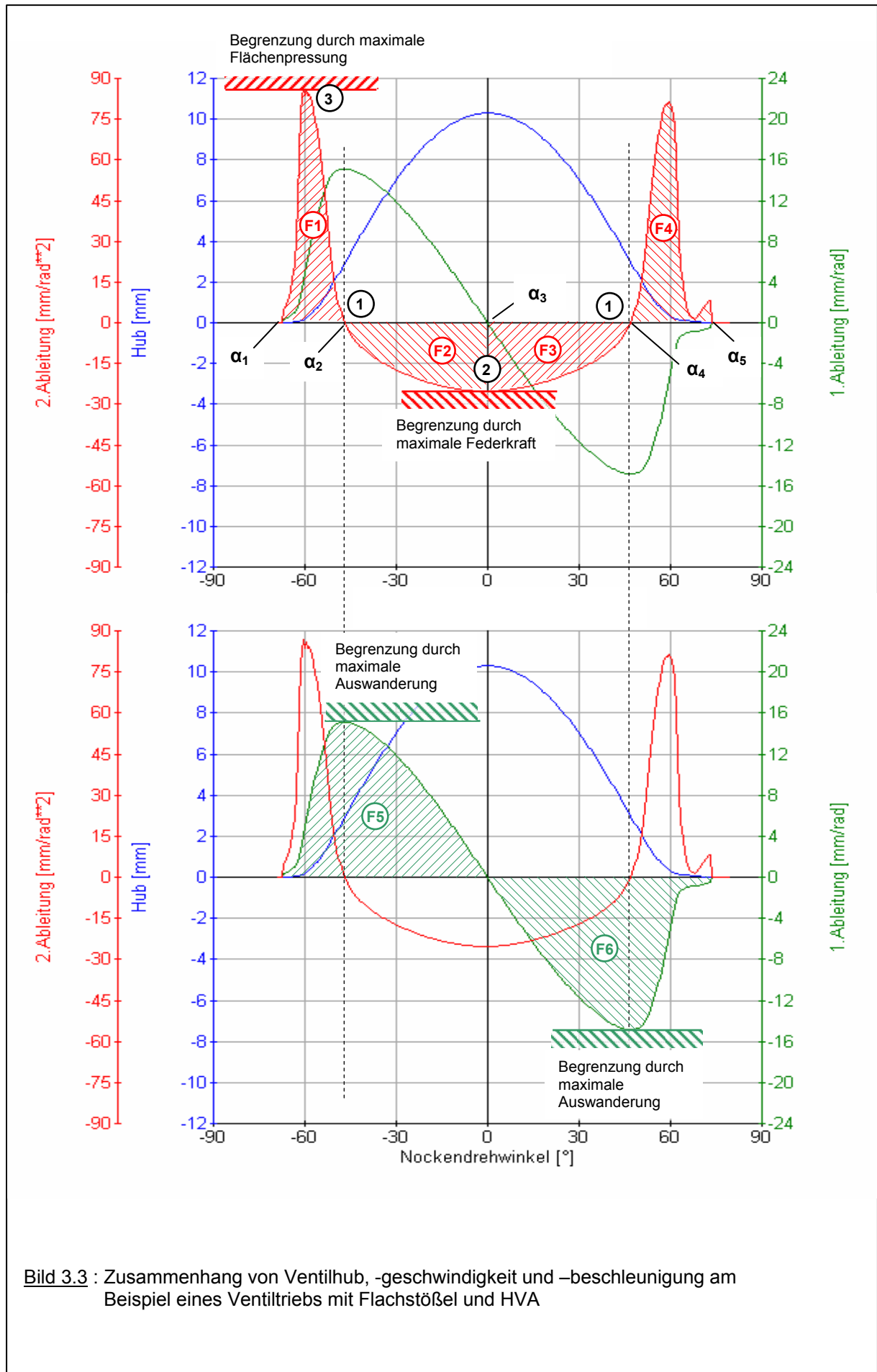
$$F_5 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_3} v_V \cdot d\alpha = h_{V\_max}$$

(3.6)

$$F_6 = \int_{\alpha_3}^{\alpha_5} v_V \cdot d\alpha = -h_{V\_max}$$

(3.7)

$$\text{damit } h_V(\alpha_5) = 0 \rightarrow |F_5| = |F_6| \quad (3.8)$$



**Bild 3.3 :** Zusammenhang von Ventilhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung am Beispiel eines Ventiltriebs mit Flachstößel und HVA



### 3.2 Anforderungen aus dem Ladungswechsel

Für einen optimalen Ladungswechsel soll der maximale Öffnungsquerschnitt für eine gegebene Zeit zur Verfügung stehen, dieser ideale „rechteckige“ Verlauf des Ventilhubes kann mit realen Steuerungssystemen nicht realisiert werden, Bild 3.4 zeigt eine idealisierte Kinematik mit „rechteckigem“ Beschleunigungsverlauf und daraus folgend einen Ventilhubverlauf, der sich aus vier Parabelabschnitten zusammensetzt. Im

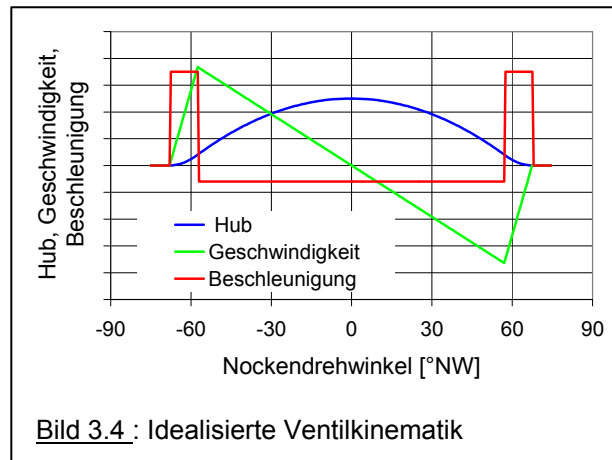


Bild 3.4 : Idealisierte Ventilkinematik

Einzelnen ergeben sich folgende Anforderungen für die Auslegung:

#### Einlassnocken :

- Öffnungsrampe möglichst kurz und steil, um eine hohe Saugrohrdynamik zu erreichen. Außerdem ergibt sich bei einer kleinen Überschneidungsfläche eine gute Leerlaufqualität.
- Im Öffnungsbereich des Hauptnockens schnelle Querschnittsfreigabe bis zum Maximalhub, da die Zylinderfüllung direkt vom effektiven Öffnungsquerschnitt des Einlassventils abhängig ist.
- Schließphase tendenziell noch schneller als die Öffnungsphase, um Rückströmen aus dem Zylinder zu vermeiden.
- Schließrampe aus dem gleichen Grund möglichst kurz.

#### Auslassnocken:

- Öffnungsrampe möglichst kurz und steil für geringe Ausschleubarbeit
- aus dem gleichen Grund sollte die Querschnittsfreigabe im Hauptnockenbereich mit möglichst hoher Beschleunigung erfolgen. Der maximale Massenstrom findet bei kleinen Ventilhuben (bis ca. 5 mm) statt. Die Schließbeschleunigung kann dagegen reduziert werden, da der Abgasstrom durch den Ventilsplatt dann bereits stark abgesunken ist.
- Die Schließrampe kann flacher ausgeführt werden, kurzzeitiges Wiederabheben des Auslassventils sollte aber sicher verhindert werden, um Rückströmen von Abgas in den Ansaugtrakt zu vermeiden.

#### Anmerkung:

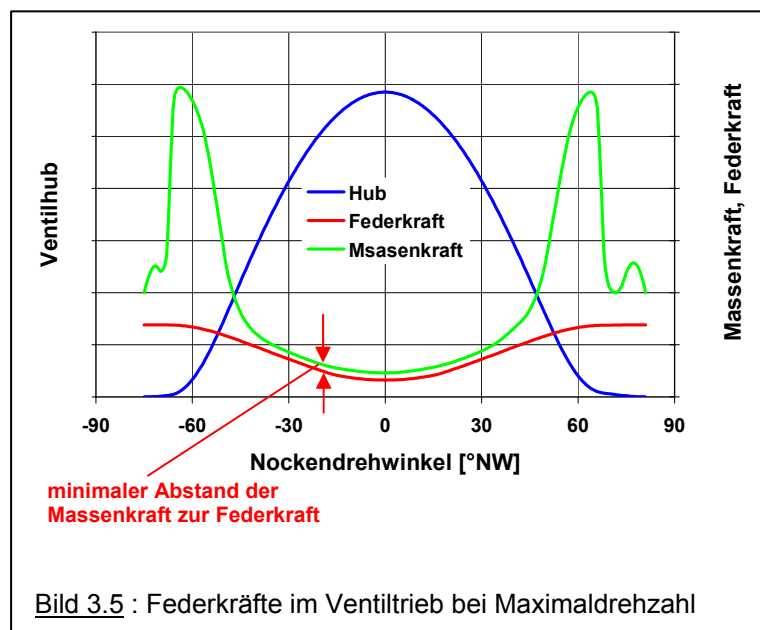
*Für die Güte des Ladungswechsels ist nicht der maximale Ventilhub, sondern der Öffnungsquerschnitt als Kombination von Ventilhub und –tellerdurchmesser maßgebend. So kann es sinnvoll sein – falls konstruktiv möglich - den Durchmesser zu vergrößern und den*

Ventilhub zu reduzieren, um die Belastung der Bauteile durch die Beschleunigungskräfte zu verringern.

### 3.3 Anforderungen aus der Motormechnik

Die Flächenpressung zwischen Nocken und Gegenläufer wird von Feder- und Massenkraften und den Krümmungsradien der Bauteile bestimmt. Abhängig von den eingesetzten Werkstoffen und den Schmierbedingungen sollten dabei Hertz'sche Pressungen von  $800 \text{ N/mm}^2$  bei Gleitabgriff und  $2000 \text{ N/mm}^2$  bei Verwendung einer Rolle im Gegenläufer nicht überschritten werden.

Die maximale Ventilgeschwindigkeit korreliert mit der maximalen Auswanderung des Berührungspunktes Nocken / Abnehmer, im Falle eines Flachstößels begrenzt deshalb der Stößeldurchmesser die maximale Ventilgeschwindigkeit.



Bei kinematischer Auslegung ist der Abstand der Federkraft zur Massenkraft (s. Bild 3.5) im Bereich der negativen Ventilbeschleunigung eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung der Dynamik im Ventiltrieb und zur Erstausslegung der üblichen Schraubenfedern aus Stahl. Bewährt haben sich für die unterschiedlichen Ventiltriebsbauarten Sicherheitsfaktoren zwischen 1,2 und 1,7 für die Federkraft, dabei erfordern

steife Tassenstößeltriebe mit MVA kleinere Sicherheitsfaktoren, Hebeltriebe mit HVA größere. Durch diese relativ großen Werte werden vor allem die Eigenschwingungen der Ventilsfeder bei hoher Drehzahl und die dadurch verursachten Federkraftverluste berücksichtigt, aber auch Fertigungsstreuungen der Bauteile.

Auch für die möglichst geringe Reibleistung des Ventiltriebs – insbesondere bei Ventiltrieben mit Gleitkontakt zwischen Nockenwelle und Abnehmer - ist eine optimale Dimensionierung der Ventilsfeder erforderlich, das dynamische Verhalten der Feder wird deshalb zunehmend durch Simulationsprogramme modelliert [50], [51], [53], [54], die Ergebnisse der Simulation müssen momentan aber noch durch Prüfstandsversuche abgesichert werden.

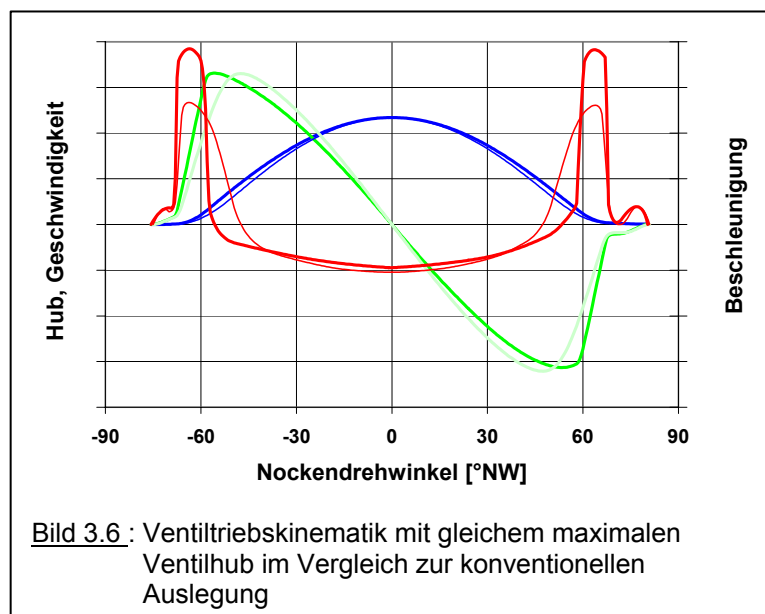
### 3.4 Anforderungen aus den Fertigungsmöglichkeiten

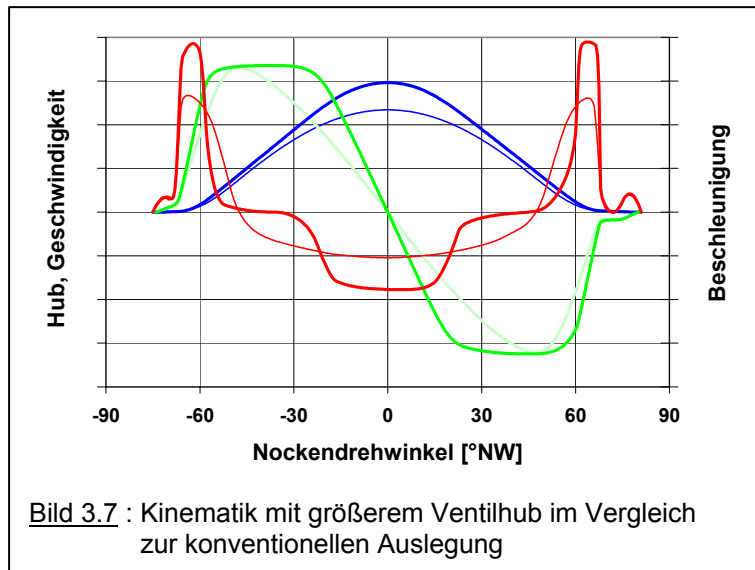
Die Ventilerhebung und die gewählte Art der Übertragungselemente mit den geometrischen Parametern definieren die Nockenkontur. Aus Fertigungsgründen sollte dabei eine hohle Kontur vermieden werden, da hohle Nocken, d.h. Nocken mit konkaven Abschnitten, nur mit Schleifscheiben geschliffen werden können, deren Radius kleiner ist als der Krümmungsradius dieser konkaven Abschnitte. Ein kleiner Schleifscheibendurchmesser bedeutet jedoch für die erforderliche Schnittgeschwindigkeit eine sehr hohe Spindeldrehzahl, daraus folgt der entsprechend hoher Aufwand für die Fertigungseinrichtungen. Gleiches gilt für das Schleifen der Nocken mit Bandschleifmaschinen.

### 3.5 Auslegung der Kinematik für eine pneumatische Ventilfe der

Bei der Auslegung der Ventilk inematik für eine pneumatische Ventilfe der kann der Abstand der Federkraft zur Massenkraft deutlich kleiner gewählt werden, da der Federkraftverlust durch die Eigenschwingungen der Feder nicht berücksichtigt werden muss (die Resonanzschwingungen einer Luftfeder liegen um eine Größenordnung über denen einer vergleichbaren Schraubenfeder aus Stahl, vergl. dazu Kap. 2.3). Auch der Beschleunigungsverlauf kann aus diesem Grund besser an den „rechteckigen“ Verlauf angepasst werden.

Bild 3.6 zeigt den Vorschlag einer Kinematikauslegung für eine pneumatische Ventilfe der, bei der der maximale Ventilhub und die maximale Ventilgeschwindigkeit der Basisauslegung für die konventionelle Stahlfeder entsprechen. Nur durch den geänderten Verlauf der Ventilbeschleunigung vergrößert sich dabei der Zeitquerschnitt der Ventilöffnung um ca. **5 %** und damit in erster Näherung auch das Motordrehmoment.





In Bild 3.7 ist eine mögliche Auslegung für eine pneumatische Ventilfeeder und Tassenstößel dargestellt, bei der nur noch die Restriktion durch die maximale Ventilegeschwindigkeit und damit für die maximale Auswanderung am Stößel berücksichtigt ist. Der Ventilhub ist im Vergleich zur Basisauslegung deutlich größer, da bei der pneumatischen

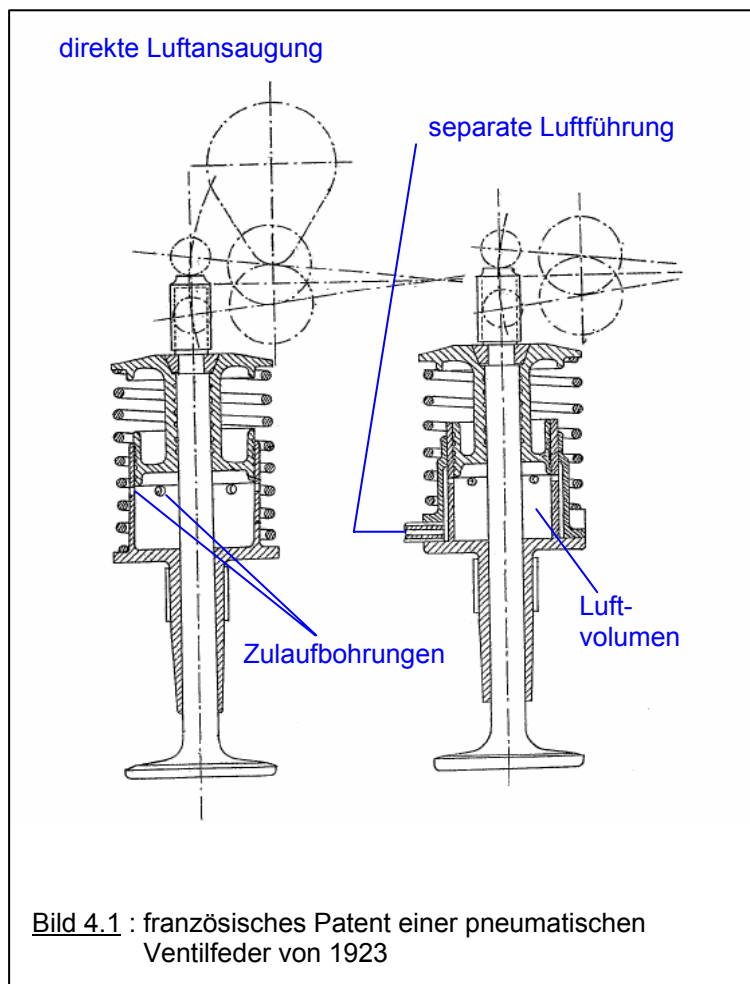
Ventilfeeder die Einschränkung durch die Blocklänge der konventionellen Schraubenfeder nicht beachtet werden muss. (Die Blocklänge der Zusatzfeder kann im Vergleich zur Ventilfeeder der Basisauslegung deutlich kleiner gewählt werden und wird deshalb nicht berücksichtigt). Die erforderliche Federkraft ist zwar etwas größer, der Zeitquerschnitt der Ventilöffnung vergrößert sich jedoch um beachtliche **21 %**. Um bei Nennleistung das Rückströmen von Abgas in den Brennraum und dadurch eine Reduzierung der Füllung mit Frischgas zu verhindern, müssen gegebenenfalls die Steuerzeiten durch eine Phasenverstellung optimiert werden.

Allerdings wird die Zylinderfüllung und damit die Motorleistung nicht nur von der Drosselung am Einlassventil bestimmt, sondern von allen Drosselstellen im Saug- und Abgassystem. Die Vorteile bei den Zeitquerschnitten der Einlassventilöffnung lassen sich deshalb im Allgemeinen nicht direkt in Leistungsgewinne umsetzen. Ein optimaler Verlauf der Einlassventilbewegung ist aber immer Grundlage der Leistungsentwicklung ([55], [57]).

## 4 Die pneumatische Ventilfeeder

Wie bereits im Kapitel 2 kurz dargestellt, ist der Einsatz einer pneumatischen Ventilfeeder für Motoren unabdingbar, die für Drehzahlen mit mehr als ca. 14.000 U/min konzipiert sind, da für diesen Drehzahlbereich mit konventionelle Schraubenfedern aufgrund der geometrischen Verhältnisse und dem Schwingverhalten der massebehafteten Feder kein korrektes Schließen der Ventile mehr möglich ist [4].

### 4.1 Stand der Technik



Die Idee, an Stelle einer Stahlfeder ein pneumatisches Element zu verwenden, wurde bereits 1923 in einer französischen Patentschrift [13] dokumentiert, siehe Bild 4.1. Ein mit dem Ventilschaft verbundener flacher Kolben bewegt sich in einer zylindrischen Buchse und komprimiert bei jedem Ventilhub das eingeschlossene Luftvolumen. In der Grundkreisphase des Ventilhubes wird der Luftfederraum durch Zulaufbohrungen belüftet. Für die Abdichtung des Kolbens zur Zylinderbuchse und zum Ventilschaft waren Labyrinthdichtungen vorgesehen. Eine außenliegende mechanische

Schraubenfeder unterstützt das pneumatische Element.

Da der Druck in diesem Element nur durch die Ventilbewegung erzeugt werden sollte, hat die so erreichbare zusätzliche Federkraft keinen großen Anteil an der gesamten Ventilfeederkraft. Die Druckversorgung durch eine externe Luftpumpe war nicht vorgesehen.

Mit den damaligen Fertigungsmöglichkeiten war auch eine ausreichend enge Passung des Federkolbens in seinem Zylinder vermutlich nicht herstellbar und die Wirkung der Labyrinthdichtung darf bezweifelt werden, so dass dieses Patent keine Bedeutung für den Bau von Serienmotoren erlangte.

Ein amerikanisches Patent von 1928 ([14], Bild 4.2) sieht für die Druckversorgung bereits einen externen Kompressor vor, auf die Unterstützung durch eine mechanische Feder wird verzichtet. Sechs Kolben-Zylinder-Einheiten sind ähnlich einer Revolvertrommel um den Ventilschaft angeordnet und wirken gemeinsam auf einen Federteller, der mit dem Schaft verbunden ist. Diese Anordnung vermeidet zwar die Abdichtung der Ventilschaftdurchführungen durch den Federraum, bei gegebenem Versorgungsdruck reduziert sich dabei jedoch die mögliche Federkraft erheblich. Ein Rückschlagventil ist nicht vorgesehen,

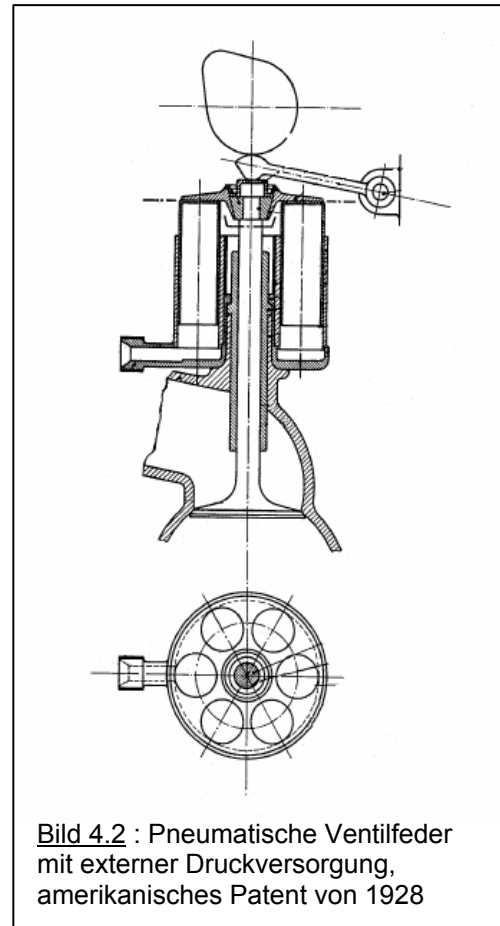


Bild 4.2 : Pneumatische Ventilfeeder mit externer Druckversorgung, amerikanisches Patent von 1928

dadurch wird der Druck im System durch die externe Versorgung bestimmt und bleibt im Wesentlichen konstant über dem Ventilhub. Um die Querkräfte aus der Nockenbewegung

auf den Ventilschaft zu reduzieren, ist wie bereits in der oben dargestellten Ausführung aus dem französischen Patent ein Schleppebel zwischen Nocken und Ventilschaft angeordnet. Im Gegensatz dazu jedoch ohne Übersetzungsverhältnis, so dass die Nockenwelle in der Ventilachse liegt. Auch von diesem System ist keine Anwendung in einem Serienmotor bekannt.

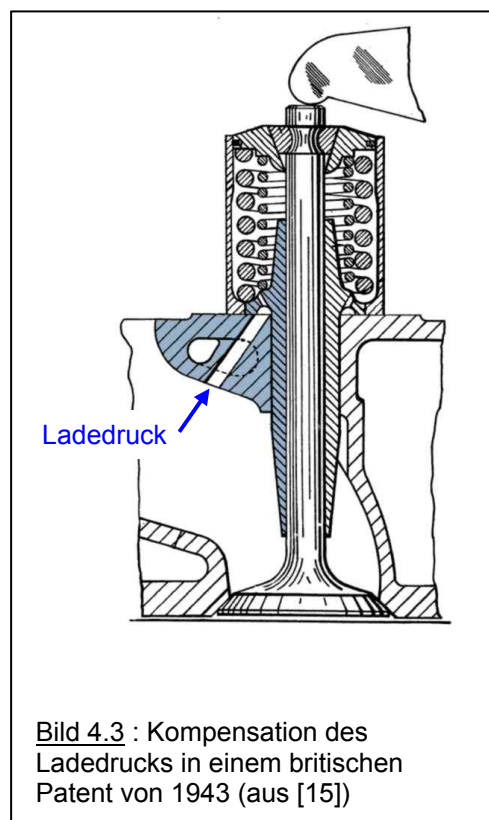


Bild 4.3 : Kompensation des Ladedrucks in einem britischen Patent von 1943 (aus [15])

Eine Besonderheit von hochaufgeladenen Motoren wird in einem britischen Patent von 1943 behandelt, s. Bild 4.3 : Der hohe Ladedruck im Einlasskanal bzw. der hohe Abgasgegendruck im Auslasskanal bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturbolader und den üblicherweise verwendeten Tellerventilen, die gegen den Druck im Brennraum öffnen, kann zu einem

unkontrollierten Öffnen bzw. zu einer Behinderung beim Schließen der Ventile führen, wenn die Ventilfeederkraft für den Fall hoher Ladedrücke nicht ausreicht. Die Beaufschlagung einer zusätzlichen pneumatischen Ventilfeeder, die über eine kurze Bohrung mit dem Ein- bzw. Auslasskanal in Verbindung steht, soll diesen Effekt verhindern [15].

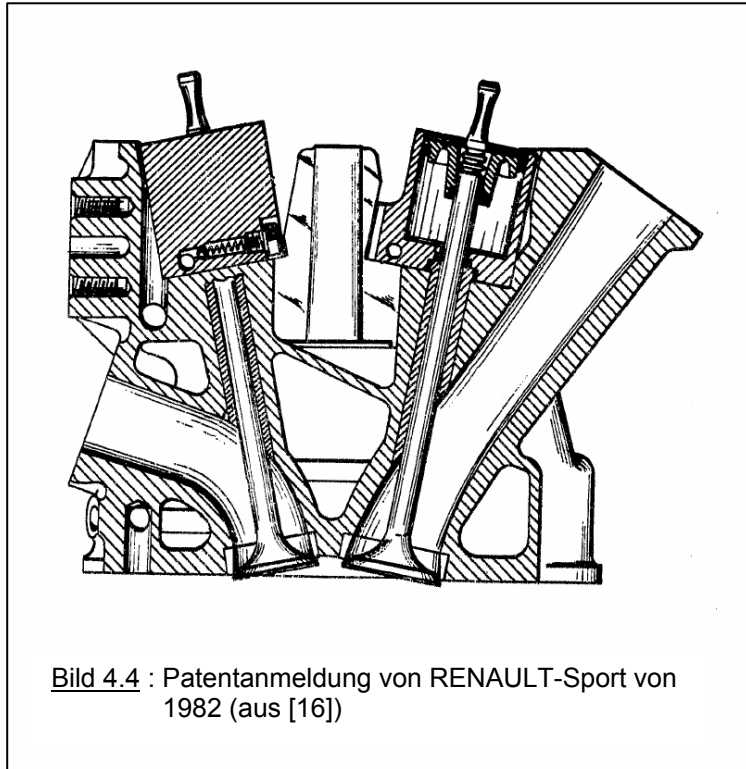


Bild 4.4 : Patentanmeldung von RENAULT-Sport von 1982 (aus [16])

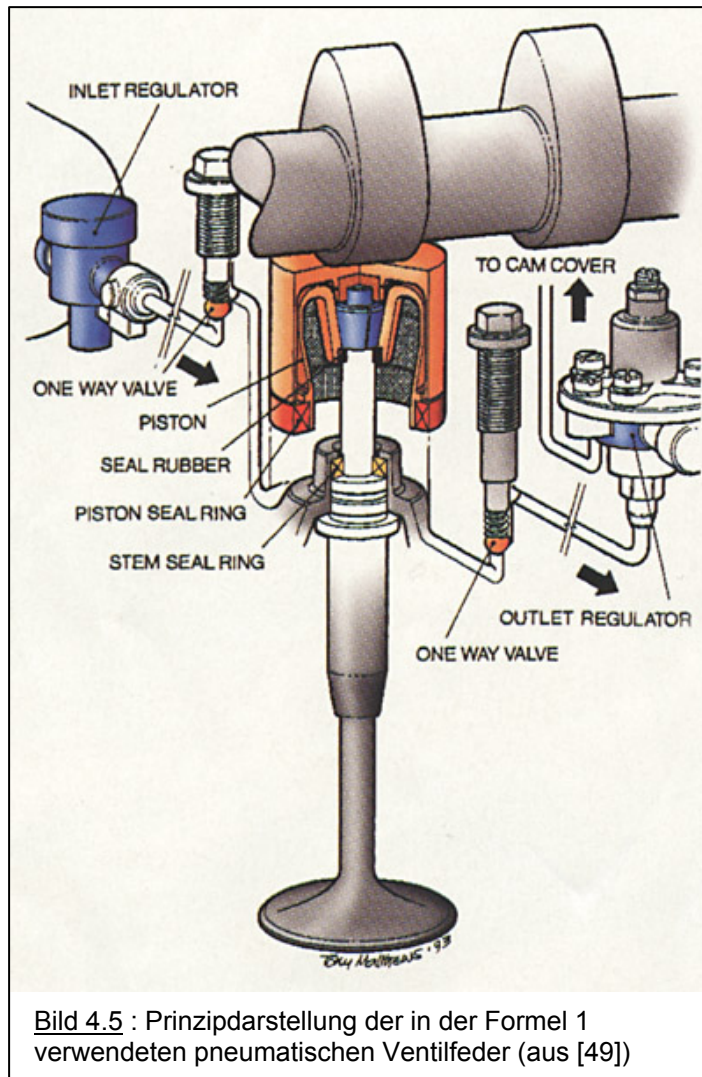
Aufgrund ihres Engagements im Rennsport beschäftigte sich die Firma Renault bereits sehr früh mit dem Einsatz pneumatischer Ventilfeeder. Die Patentanmeldung von 1982 [16], Bild 4.4, zeigt eine Ausführung mit einem flachen Kolben unter einem Tassenstößel (nicht dargestellt), der Kolben ist formschlüssig mit dem Ventilschaft verbunden. Das Pneumatikelement wird extern mit Druck versorgt. Ein Rückschlagventil verhindert, dass die beim Ventilhub komprimierte Luft in die Versorgungsleitung zurückströmt. Ein Druckbegrenzungsventil verhindert eine Überlastung des Ventiltriebs.

Ein Druckbegrenzungsventil verhindert eine Überlastung des Ventiltriebs.

Ausgelöst durch das Verbot der Turbomotoren in der Formel 1 ab der Saison 1989 wählten alle Hersteller von Motoren für die Formel 1 diese Art der Ventilfeeder, um die Leistungsverluste der jetzt frei ansaugenden Motoren und dadurch reduzierter Füllung durch Erhöhung der Motordrehzahl ausgleichen zu können. Mit pneumatischen Ventilfeeder konnte bis heute die Drehzahlgrenze auf ca. 19.800 U/min angehoben werden, dabei werden unter anderem auch Titanventile verwendet, um die Massenkräfte der bewegten Teile im Ventiltrieb zu reduzieren.

Leider werden ausführliche Informationen über die zur Zeit in der Formel 1 eingesetzten Systeme der pneumatischen Ventilfeeder im Hinblick auf die extreme Wettbewerbssituation weder von den Rennteams noch von den entsprechenden Zulieferern veröffentlicht.

Das Bild 4.5 ist einer amerikanischen Veröffentlichung von 1993 [49] entnommen und zeigt den prinzipiellen Aufbau des Systems:



- die angeedeutete Druckflasche mit dem Druckminderventil (INLET REGULATOR)
- 2 Rückschlagventile (ONE WAY VALVE), um während des Ventilhubes das Rückströmen der komprimierten Luft aus dem Federraum zu verhindern
- in den Tassenstößel eingesetzter Pumpenkolben mit Dichtringen zur Stößelbohrung und zum Ventilschaft (PISTON, PISTON SEAL RING, SEAL RUBBER)
- auf das Ventilschaftende aufgesetzte Käppchen zum Einstellen des Ventilspiels
- untere Ventilschaftabdichtung (STEM SEAL RING)
- Überdruckventil (OUTLET REGULATOR)

An Stelle des im Bild dargestellten Tassenstößels werden auch Schleppebelanordnungen und eine vereinfachte Steuerung des Systemdrucks eingesetzt, das Konzept mit externer Druckversorgung und Abdichtung des Federraums mit Elastomer-Dichtelementen wird jedoch bei allen momentan eingesetzten Formel 1 Motoren verwendet.

Das Speichervolumen der Druckflasche ist so ausgelegt, dass die Druckverluste, die durch die unvermeidlichen Leckagen im System entstehen, während eines Rennens sicher ausgeglichen werden können. Der unvermeidbare Verschleiß der Dichtungen, die den Kolben in Zylinder und den Ventilschaft abdichten, beeinträchtigt die Funktionssicherheit des Systems normalerweise nicht. Auch die vom momentan gültigen Reglement geforderte Standzeit von zwei Rennen (einschließlich Training und Qualifying) ist machbar. Der Ausfall einer Systemkomponente der pneumatischen Ventildfeder während des Rennens bedeutet jedoch immer den Totalschaden des Motors. Allerdings muss dabei aber berücksichtigt werden, dass auch der Ausfall einer mechanischen Ventildfeder (und das wären bei einem Formel 1-Motor mit 8 Zylindern immerhin 64 Stück) bei hoher Drehzahl zum gleichen Ergebnis führen würde. Ein

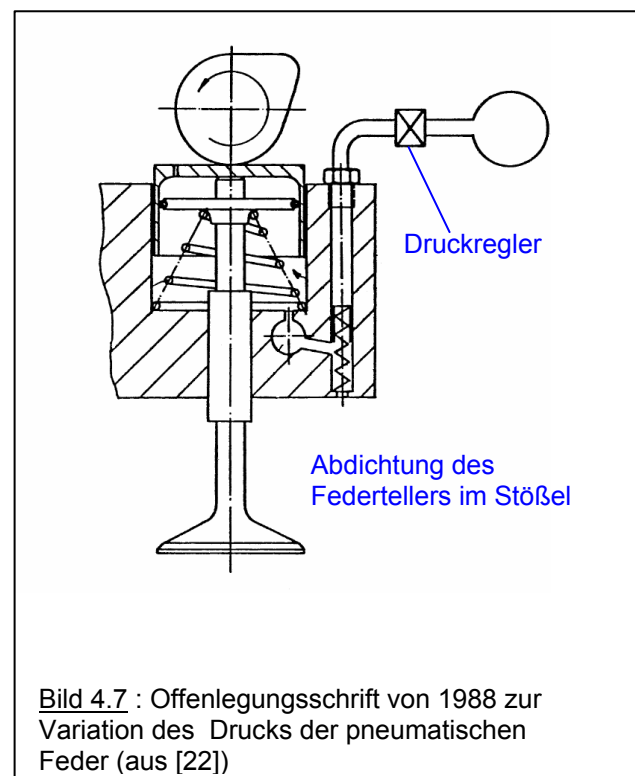
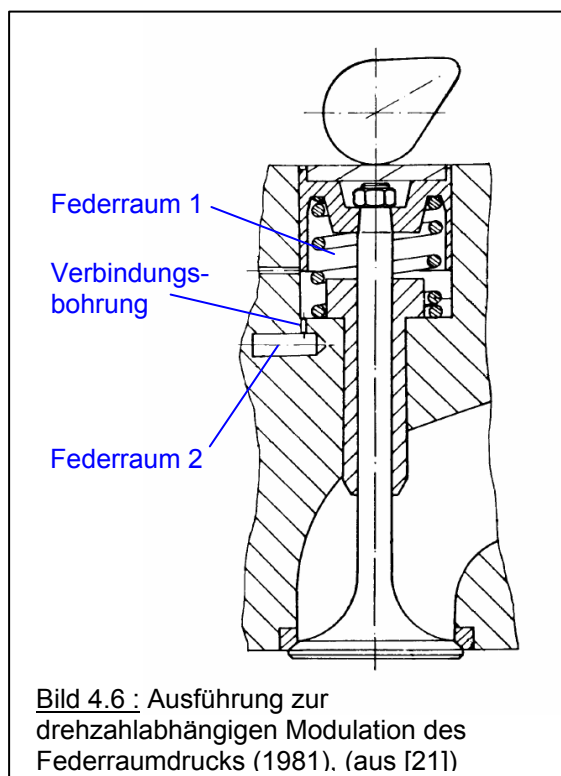


zusätzliches Ausfallrisiko bedeuten vor allem aber die vielen Verbindungselemente, die der Beanspruchung durch die Motorschwingungen und der thermischen Belastung der Motorperipherie standhalten müssen.

Als Werkstoff für die Dichtelemente werden Elastomere verwendet, die bei den hohen Gleitgeschwindigkeiten und Temperaturen erheblich belastet werden. Zur Verschleißreduzierung dieser berührenden Dichtungen kann dem Druckgas Öl zur Schmierung zugesetzt werden. Um zu verhindern, dass sich dieses Schmieröl im Federraum ansammelt, können an der tiefsten Stelle Abblasebohrungen mit einer Drosselstelle oder federbelastete Ventile vorgesehen werden. Eine Reihe von Patenten beschäftigt sich mit dem Problem, ohne bzw. mit sehr kleinen Leckageverlusten des Druckgases das Öl sicher abzuleiten ([16], [17], [18], [19], [20]).

Einer der Vorteile einer pneumatischen Ventilfeeder ist die Möglichkeit, relativ einfach die Federkraft an den momentanen Bedarf anpassen zu können. Eine Reihe von Patenten behandelt diesen Aspekt, der für Rennmotoren sicher weniger Bedeutung hat, für Großserienmotoren jedoch zunehmend wichtiger wird.

Der Grundgedanke, durch Regelung des Vordrucks die Federkraft einer Luftfeder dem tatsächlichen Kraftbedarf anzupassen, wurde in einer deutschen Offenlegungsschrift bereits 1981 beschrieben ([21], Bild 4.6). Durch die Aufteilung des Federraumes in zwei Volumina, die durch eine Drosselbohrung verbunden sind, wird eine Progression der Federkennlinie

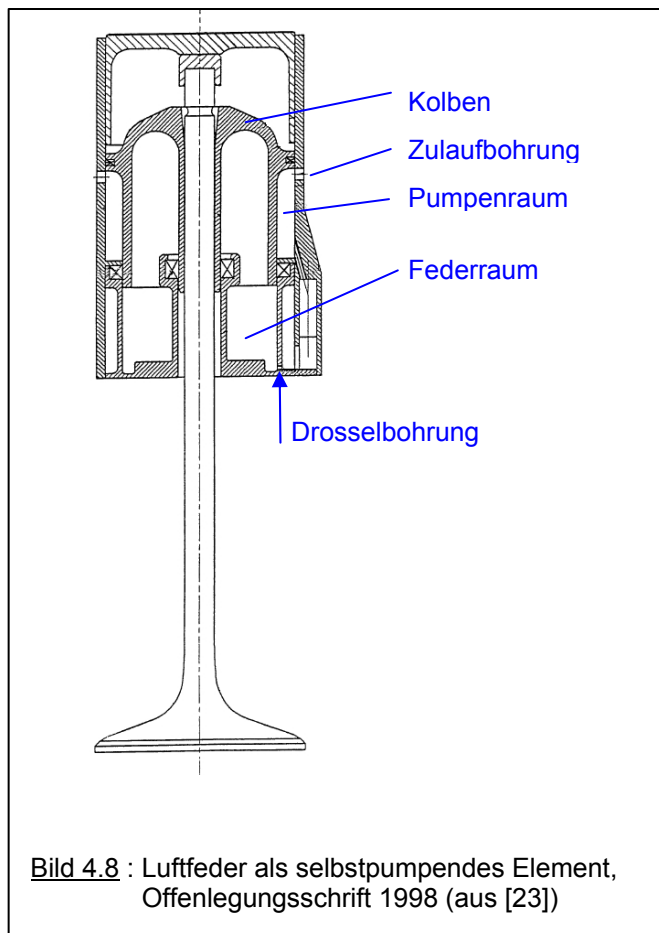


über der Drehzahl erreicht. Dem Ansatz, die Verlustleistung zu reduzieren, widersprechen jedoch die thermodynamischen Verluste beim zyklischen Überströmen der Luft von einem zum anderen Volumen.

Eine Verbesserung stellt die in der Offenlegungsschrift von 1988 [22] dargestellte Ausführung dar, bei der die externe Druckversorgung drehzahlabhängig moduliert werden kann, s. Bild 4.7.

Einzelheiten bezüglich der Art der Abdichtung des Stößels in seiner Bohrung und die Abdichtung des Federtellers zur Innenseite des Stößels werden nicht beschrieben, von einer Realisierung ist nichts bekannt.

Die externe Druckversorgung der Luftfedern durch einem Kompressor ist im Rennsport teilweise durch das Reglement verboten, für die Anwendung in einem Serienfahrzeug würde dies neben den zusätzlichen Kosten auch eine erhebliche Fehlerquelle bedeuten, bei hoher Motordrehzahl führt der Ausfall des Kompressors oder einer der erforderlichen Verbindungsleitungen möglicherweise zu einem schweren Motorschaden.



Es gibt deshalb einige patentierte Konzepte, die Luftfeder als selbstpumpendes Element auszuführen. Bild 4.8 zeigt einen Vorschlag aus einer Offenlegungsschrift [23], dabei soll die vom Pumpenkolben komprimierte Luft über eine Drosselbohrung in den Federraum überströmen. Da die Luft über diese Bohrung aber auch wieder zurück in den Pumpenraum fließen kann und der Zeitanteil der Grundkreisphase, in der keine Kompression stattfindet, größer ist als die Kompressionsphase, ist der Vorschlag in dieser Form nicht zielführend.

Der verbesserte Vorschlag, die Drosselbohrung durch ein Rückschlagventil zu ersetzen, umgeht diese prinzipielle Schwierigkeit, allerdings ist die Dichtfunktion eines Rückschlagventils bei der

hohen Frequenz der pulsierenden Strömung nicht mehr sichergestellt. Als schwingfähiges Feder-Masse-System kann das Rückschlagventil im Resonanzbereich nicht mehr abdichten.

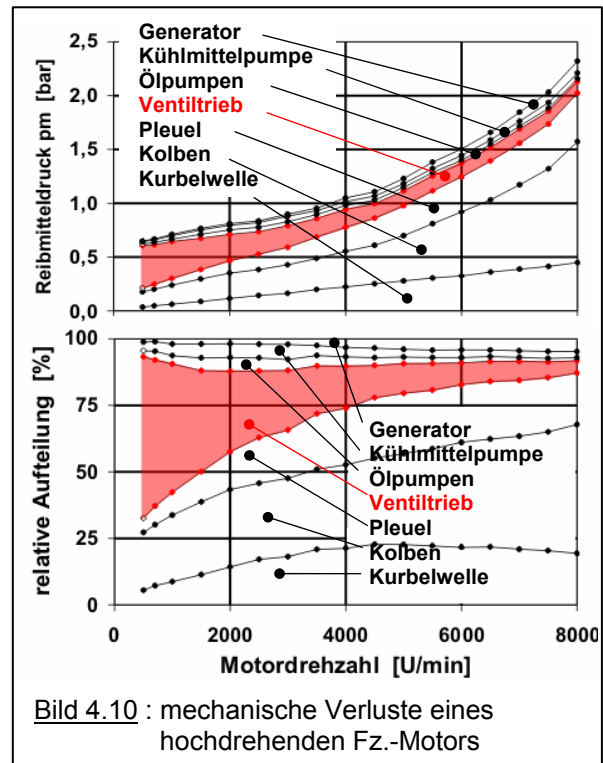
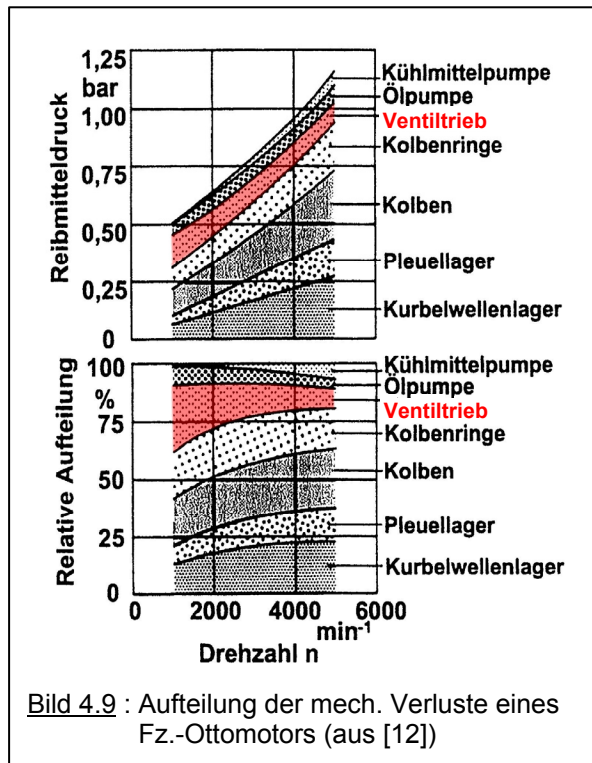
## 4.2 Anforderungen bei der Konzeption für einen Serienmotor

Das aktuell wichtigste Ziel in der Motorentwicklung ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Einer der Ansätze ist die Verkleinerung des Motors (Down-Sizing-Konzept), die Leistungseinbusse durch die Hubraumverkleinerung kann begrenzt durch eine Erhöhung der Nenndrehzahl kompensiert werden.

Voraussetzung für hohe Maximaldrehzahlen beim Hubkolbenmotor sind jedoch leichte und steife Ventiltriebsbauteile, Schlepphebel mit Gleitabgriff der Nockenbewegung oder Tassenstößel sind dafür geeignete Komponenten. Die Schlepphebel können dann sehr leicht und steif ausgeführt werden, vor allem, wenn die Nockenwelle in der Ventilachse angeordnet wird. Auch die Integration eines HVA-Elements ist dabei möglich. Schlepphebel, bei denen die Nockenwelle zwischen Hebellager und Ventil angeordnet ist, aber auch Kipphebel sind wegen der Biegebeanspruchung des Bauteils weniger steif oder haben bei vergleichbarer Steifigkeit eine größere Masse. Bei Rollen-Schlepp- oder Kipphebeln ist das Verhältnis von Steifigkeit zu Masse noch ungünstiger. Für den Ventiltrieb als schwingfähiges System aus Federn und Massen sind hohe Steifigkeiten und geringe bewegte Massen der Bauteile Voraussetzung für ein akzeptables Schwingverhalten bei hohen Drehzahlen, daraus ergibt sich als geeignetste Variante für einen Hochdrehzahl-Ventiltrieb ein leichter und steifer Tassenstößel mit integriertem HVA-Element als Übertragungselement der Nockenbewegung auf das Ventil. Eine Alternative wäre möglicherweise die Kombination von Schlepphebeln mit Tassenstößeln, wie sie momentan bei Formel-1-Motoren eingesetzt wird. Der Bauaufwand ist jedoch höher. Nachteil des Gleitabgriffs der Nockenbewegung ist jedoch die, im Vergleich zum Abgriff mit einer Rolle, hohe Reibung.

Auch bei modernen Pkw-Ottomotoren wird der Fahrzeug-Kraftstoffverbrauch mit bis zu 20 % von der Motorreibung bestimmt [11], der Anteil der Reibung aus dem Zylinderkopf beträgt dabei drehzahlabhängig 10 – 60 %. In Bild 4.9 ist die Aufteilung der mechanischen Verluste eines etwas älteren Fahrzeug-Ottomotors dargestellt, der Ventiltrieb hat nach der Kolbengruppe bei niedriger Drehzahl den höchsten Anteil. Der Drehzahlbereich bis 5.000 U/min zeigt, dass dieses der Literatur [12] entnommene Beispiel nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik entspricht.

Zum Vergleich dazu ist in Bild 4.10 die Aufteilung der mechanischen Verlustleistung eines modernen hochdrehenden Ottomotors mit Gleitabgriff der Nockenbewegung durch einen Tassenstößel dargestellt, erkennbar ist der deutlich größere Anteil des Ventiltriebs an der gesamten Verlustleistung vor allem bei niedriger Motordrehzahl.



Ursache dafür ist die Reibung zwischen Nocken und Abnehmer. Bei kleiner Relativgeschwindigkeit der beiden Bauteile und hoher Hertz'scher Pressung kann sich kein hydrodynamischer Schmierfilm aufbauen, die Gleitbewegung wird durch die Mischreibung bestimmt. Die für den Motorbetrieb mit Maximaldrehzahl erforderlichen großen Federkräfte sind deshalb im unteren Drehzahlbereich verantwortlich für die entsprechende Reibleistung des Ventiltriebs. Da die mittlere Motordrehzahl eines Fahrzeugs sowohl bei den Fahrprofilen zur Kraftstoff-Verbrauchsmessung als auch im normalen Alltagsbetrieb im Bereich zwischen 2.000 und 4.000 U/min liegt, zeigt Bild 4.10 auch das große Potential zur Kraftstoff-verbrauchsreduzierung hochdrehender Motoren durch einen reibungsarmen Ventiltrieb.

Wie bereits dargestellt, sind Rollenabnehmer aufgrund der größeren Masse bzw. der geringeren Steifigkeit für hohe Drehzahlen nicht geeignet, zur Reduzierung der Reibung im Ventiltrieb bietet sich aber auch die Anpassung der Ventildfederkraft an den drehzahl-abhängigen Bedarf an. Bei mechanischen Ventildfedern wäre dies beispielsweise durch Absenken des unteren Federtellers realisierbar, dabei muss jedoch im Grundkreisbereich noch eine Mindestkraft auf das Ventil wirken, um das korrekte Schließen sicherzustellen. Eine Änderung der Federsteifigkeit, die eine bessere Anpassung der Federkraft an den Kraftbedarf ermöglichen würde, ist nicht darstellbar. Der hohe Bauaufwand, der Platzbedarf und das geringe Optimierungspotential sind die Gründe, weshalb eine derartige Anpassung der Ventildfederkraft bisher nicht in einem Serienmotor realisiert wurde.

---

Im Gegensatz zu mechanischen Ventildedern bieten pneumatische Federn den Vorteil, durch Absenken des Federraumdrucks die Federkraft variabel gestalten zu können. Im Falle der pneumatischen Ventildfeder könnten deshalb im wichtigen Drehzahlbereich bis ca. 4.000 U/min die mechanischen Verluste des Gesamtmotors und damit auch der Kraftstoffverbrauch rechnerisch um bis zu 3 % reduziert werden.

Zur Klärung der Frage, ob dieses Potential auch im realen Fahrzeugbetrieb zu nutzen ist, wurde ein Fahrzeug mit einem 6-Zyl.-Reihenmotor mit 3,2 l Hubvolumen entsprechend modifiziert. Der Motor bietet mit Gleitschlepphebel und Ventildedern als Federsatz mit Außen- und Innenfeder die Möglichkeit, durch Ausbau der Außenfedern die Federkräfte auf ca. 25 % des serienmäßigen Federpakets zu reduzieren. Die maximal zulässige Motordrehzahl sinkt dabei zwar von 8.000 U/min auf ca. 4.000 U/min, für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs in den entsprechenden Fahrzyklen mit moderaten Motordrehzahlen ist diese Begrenzung jedoch nicht relevant.

Die Vergleichsmessungen ergeben eine reale Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ-Zyklus um 2 % und im amerikanischen FTP75-Abgaszyklus um 3 %, diese Option zur Verbrauchsreduzierung durch die bedarfsgerechte Anpassung der Ventildederkraft sollte deshalb beim Einsatz einer pneumatischen Ventildeder in einem Serien-Fahrzeug genutzt werden.

Die Erzeugung des erforderlichen Vordrucks für eine pneumatische Ventildeder durch eine elektrisch oder direkt vom Motor angetriebene Luftpumpe ist sicher machbar, nachteilig sind der erforderliche Bauraum und die Kosten. Ein weiterer Nachteil ist die eingeschränkte Zuverlässigkeit des Systems, da sowohl die mechanische Luftpumpe selber, vor allem aber die Luftleitungen mit ihren Verbindungselementen zusätzliche Ausfallmöglichkeiten beinhalten.

Die in der Formel 1 verwendeten Druckflaschen zur Bereitstellung des Vordrucks und die Dichtungen zwischen Kolben und Pneumatikzylinder sind für die Dauer eines oder mehrerer Rennen ausgelegt. Dieses Konzept ist in dieser Form für ein Serienfahrzeug, das ohne aufwändige Wartungsarbeiten über eine Laufstrecke von 160.000 km (entsprechend 100.000 Meilen) betrieben werden sollte, nicht geeignet.

Für den Einsatz in einem Serienmotor hat ein pneumatisches Federelement, das sich in kompakter Kombination mit einer Kolbenpumpe selbst mit dem erforderlichen Druck versorgt, den Vorteile, dass die Ausfallwahrscheinlichkeit durch die kleinere Zahl der Bauteile wesentlich geringer ist. Werden außerdem die berührenden Dichtelemente der Pneumatik-

feder, die durch die Reibung immer auch einem Verschleiß unterliegen, durch berührungslose und verschleißfreie Spaltdichtungen ersetzt, ist ein wartungsfreies System darstellbar.

Bei einem Serienfahrzeug sollte auch bei Ausfall eines Systems noch ein eingeschränkter Betrieb möglich sein (Notlauffähigkeit), deshalb kann auf eine konventionelle Ventildfeder aus Stahl nicht verzichtet werden. Da diese Stahlfeder jedoch nur den Drehzahlbereich bis beispielsweise 4.000 U/min abdecken muss, kann ihre Federkraft relativ schwach ausgelegt werden. Der Vorteil der pneumatischen Ventildfeder, die Federkraft durch den Systemdruck so steuern zu können, dass nur die für die korrekte Ventilbewegung erforderliche Kraft wirkt, bleibt weitgehend erhalten. Die durch die Gleitreibung zwischen Nocken und Stößel entstehende Verlustleistung wird so auf das Mindestmaß reduziert.

Sollte es doch zu einem vorher erkennbaren Ausfall des Pneumatiksystems kommen, könnte durch die Motorsteuerung die Drehzahl auf diesen Notlaufwert von zum Beispiel 4.000 U/min begrenzt werden. Erforderlich wäre ein Drucksensor im System als Eingangssignal für die Motorsteuerung. Auch der Motorstart ist mit einer Stahl-Zusatzfeder problemlos möglich, ohne diese müsste erst der Aufbau des erforderlichen Vordrucks durch die elektrisch angetriebene Luftpumpe abgewartet werden.

## 5 Konzept für ein selbstpumpendes Federelement

Auf der Grundlage der Anforderungen an eine pneumatische Ventildfeder für einen Serienmotor wird ein Konzept für einen aktuell verfügbaren 6-Zyl.-Reihenmotor mit 3,0 l Hubvolumen entwickelt. Dieser Motor bietet mit einer maximal zulässigen Drehzahl von 7.600 U/min das Potential, die Funktionsfähigkeit des Konzepts gegebenenfalls auch am Vollmotor untersuchen zu können. Für die ersten Grundlagenversuche ist jedoch der Aufbau einer mit einem E-Motor angetriebenen Ventiltriebsattrappe sinnvoller, da ein solcher Versuchsaufbau eine wesentlich bessere Zugänglichkeit für die erforderliche Messtechnik ermöglicht und alle Fehlermöglichkeiten beim Betrieb eines mit hoher Drehzahl laufenden Verbrennungsmotors entfallen.

Die Merkmale des Ventiltriebs dieses Motors sind :

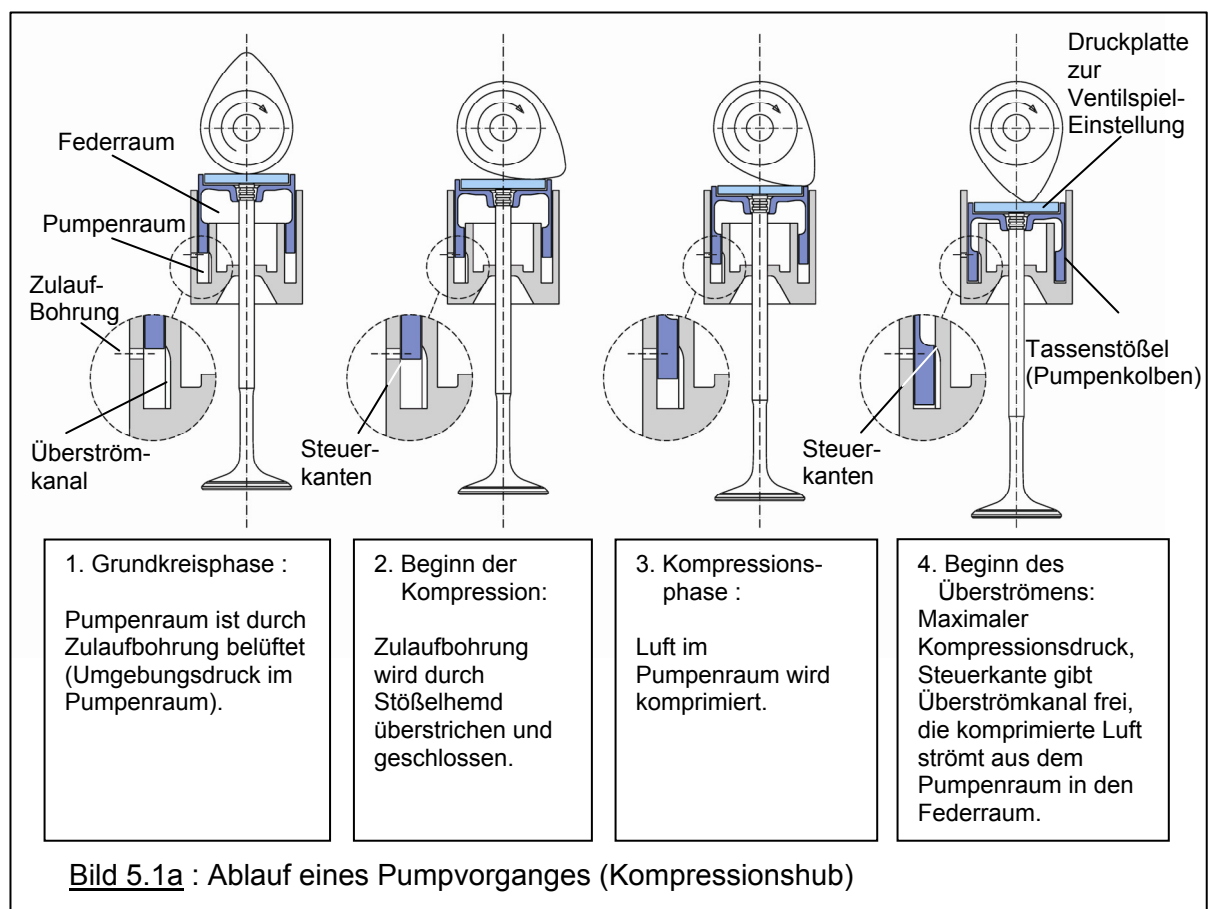
- oberliegende Nockenwellen mit Verstellmöglichkeit von Ein- und Auslassnockenwelle ( Doppel-Vanos)
- flacher Tassenstößel mit einem Durchmesser von 37,5 mm
- Einstellung des Ventilspiels durch oben in die Tassenstößel eingelegte Platten (kein HVA)
- rechnerische Grenzdrehzahl des Ventiltriebs 9.165 U/min ( $n_{Motor}$ )
- maximaler Ventilhub 11,2 mm
- maximale Ventilbeschleunigung 85 mm/rad<sup>2</sup>

Im Prinzip soll jeder Tassenstößel als Pumpenkolben wirken und die im gleichen Pneumatik-element integrierte Luftfeder mit komprimierter Luft versorgen. Die problematische Verwendung von Rückschlagventilen oder Ähnlichem wird dadurch vermieden, dass das Überströmen von der Pumpe zur Feder durch eine Schiebersteuerung mit Überströmkanal und Steuerkanten erfolgt. Der modifizierte Tassenstößel übernimmt damit sowohl die Funktion des Pumpenkolbens als auch die des Federkolbens, in die Zylinderwand des Pumpengehäuses wird der Überströmkanal integriert. Die Abdichtung des Kolbens im Pumpengehäuse erfolgt durch Spaltdichtungen, die im Idealfall reibungs- und verschleißfrei sind.

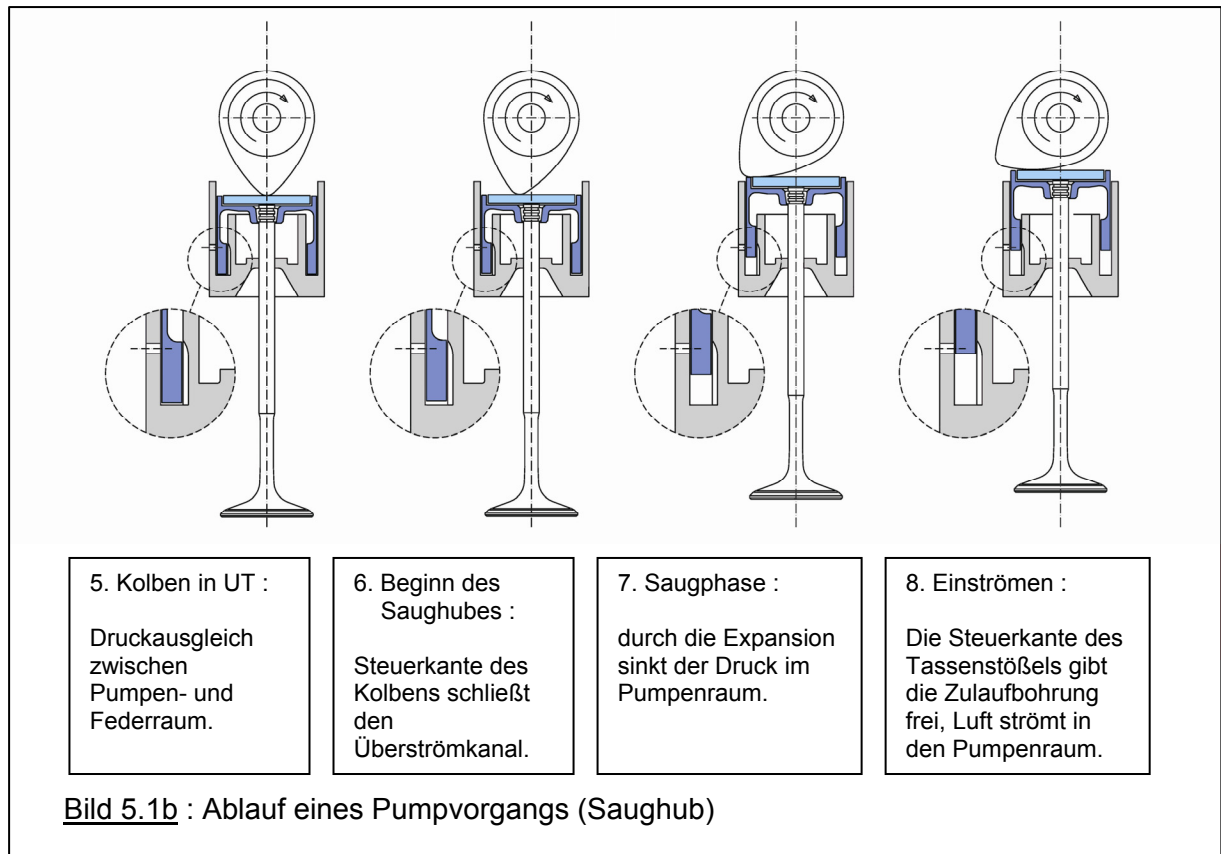
Die Bilder 5.1a und 5.1b zeigen das Funktionsprinzip und die einzelnen Phasen eines Pumpvorganges:

- Kompression der Luft im Pumpenraum
- Überströmen der komprimierten Luft aus dem Pumpen- in den Federraum
- Ansaugen von Frischluft in den Pumpenraum

Mit jedem Ventilhub wird komprimierte Luft in den Federraum gefördert, bis der Federraumdruck seinen Maximalwert erreicht hat. In diesem stabilen Zustand wirkt dann auch die Pumpe im Idealfall, d.h. ohne Berücksichtigung der Leckagen, nur noch als Luffeder, ein Überströmen vom Pumpenraum zum Federraum findet nicht mehr statt. Die systembedingten Leckagen aufgrund der Spaltdichtungen zwischen Kolben und Gehäuse führen jedoch dazu, dass mit jedem Pumpenhub diese Leckageverluste ausgeglichen werden müssen und auch dann eine geringe Luftmenge in den Federraum überströmt.







Wegen der besseren Übersichtlichkeit sind in diesen Skizzen die mechanische Zusatzfeder und die Bauteile des Zylinderkopfs mit Ventilfehrung und -schaftabdichtung nicht dargestellt.

### 5.1.1 Erste konstruktive Ausführung

Auf der Grundlage des oben dargestellten Funktionsprinzips werden Anfang 2001 erste Teile für den Versuchsaufbau einer Ventiltriebsattrappe konstruiert. Ein bereits vorhandener Aufbau für zwei Einlassventile wird dazu entsprechend modifiziert.

Einlassventile sind im Allgemeinen durch den größeren Tellerdurchmesser etwas schwerer als Auslassventile und bei Attrappenversuchen sollten die geometrischen Verhältnisse des realen Zylinderkopfes (z.B. Durchmesser und Abstand der Nockenwellenlager) soweit wie möglich übernommen werden. Deshalb ist für Prinzipversuche diese Beschränkung auf den „worst-case“ der beiden Einlassventile üblich und sinnvoll.

Die bewegte Masse im Ventiltrieb und damit auch die Masse des Tassenstößels sollte möglichst klein sein, andererseits ist für das vorgesehene Konzept eine ausreichende Kolbenfläche des Pumpenkolbens erforderlich. Um den Einfluss des Pumpvolumens auf die Funktionsfähigkeit des Systems untersuchen zu können, werden deshalb Versuchsteile mit zwei unterschiedlichen Breiten (1,5 und 4 mm) der wirksamen Ringfläche am Stößel konstruiert. Bild 5.2 zeigt die Variante 1 mit 1,5 mm breitem Stößelhemd, bei der in Bild 5.3 dargestellten Variante 2 mit 4 mm Breite ist zur Massenreduzierung das Tassenhemd als Hohlkammer ausgebildet. Dazu wird in die Nut der vorbereiteten Tasse ein Ring eingesetzt und durch Elektronenstrahl-Schweißung fixiert. Andere Verbindungsmethoden sind bei diesem relativ dünnwandigem Teil, dass im Betrieb dem Kompressionsdruck und den hohen Ventilbeschleunigungen standhalten muss, entweder nicht ausreichend standfest (z.B. Einpressen des Füllrings) oder erscheinen - wie z.B. das Einkleben mit Epoxydharz - als zu unsicher. Anschließend wird der Tassenstößel fertiggeschliffen.

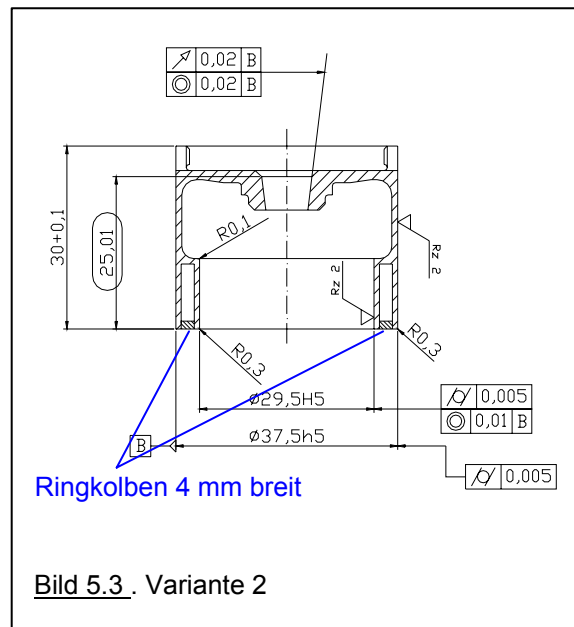
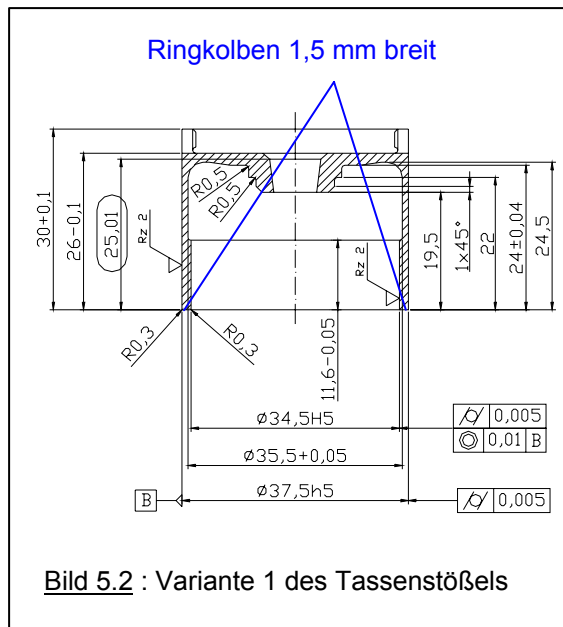


Bild 5.4 zeigt die Stößel-Variante 2 vor und nach der Fertigbearbeitung.

Zur Einstellung des Ventilspiels wird bei einem Flachstößel üblicherweise eine gehärtete Platte in den Boden eingelegt, dafür müssen Platten in verschiedenen Dickenstufen (die übliche Stufung bei mechanischem Ausgleich ist 0,05 mm) vorgesehen werden. Bei dem vorgeschlagenen Konzept der Luftfeder kann diese Einstellplatte jedoch nicht lose eingelegt



**Bild 5.4 : Stößel nach dem Einschweißen des Bodenrings und fertig bearbeitet**

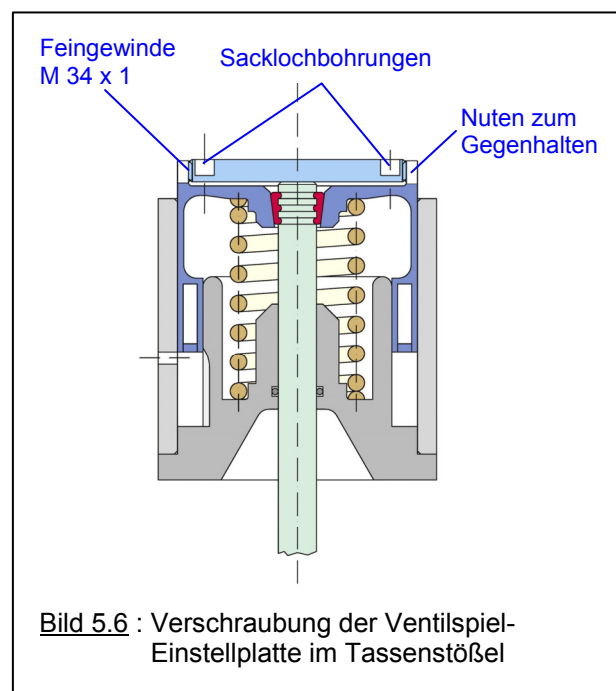
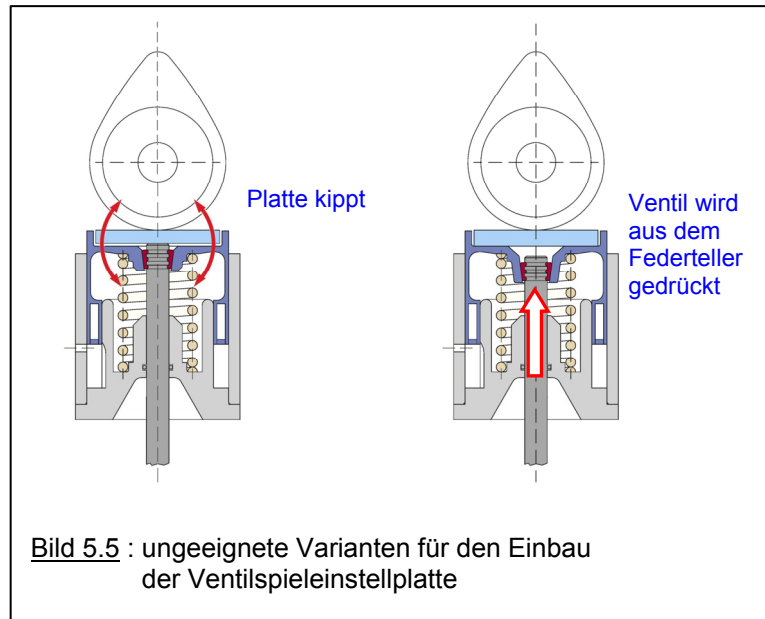
werden, sondern muss, wie die folgenden Überlegungen zeigen, mit dem Ventil formschlüssig verbunden werden.

Bild 5.5 zeigt in der linken Skizze eine Ausführung, bei der die Platte auf dem Ende des Ventilschafts aufliegt. Die Betätigungskraft des Nockens wirkt zwar direkt auf das Ventil, beim Auswandern des Berührungspunktes zwischen Nocken und Platte kippt jedoch die Platte im Stößel,

eine definierte Ventilkinematik ist so nicht darstellbar. Die rechte Skizze in Bild 5.5 zeigt die Platte im Stößelboden plan aufliegend. Bei diesem Vorschlag wird jedoch bei hoher Drehzahl bei jedem Öffnungshub das Ventil aufgrund seiner Massenträgheit mit den Kegelstücken aus der konischen Bohrung im Stößel gedrückt, auch diese Ausführung ist so nicht geeignet.

Realisiert wird deshalb die Verschraubung der Einstellplatte mit dem Stößelkörper durch ein Feingewinde am Umfang, Ventil und Stößel werden so über die Kegelstücke formschlüssig verbunden.

Bild 5.6 zeigt diese Ausführung. Zum Verschrauben mit einem Zapfenschlüssel sind zwei Sacklochbohrungen in der Platte vorgesehen, zum Gegenhalten mit einem speziell angefertigten Werkzeug werden an der Oberkante des Stößels zwei Nuten eingefräst.



### 5.1.2 Auslegung der Pneumatikfeder

Die Berechnung der Ventilkinematik erfolgt mit der verbreitet genutzten Software VENTIL [89],[90]. Dieses Berechnungsprogramm wurde von der Firma IAV in Chemnitz im Auftrag der deutschen Automobilindustrie für die Auslegung von Nockenerhebungen und der Kinematik des Ventiltriebs entwickelt und ermöglicht die Berechnung der unterschiedlichsten Ventiltriebsbauarten vom flachen und balligen Tassenstößel über Hebeltriebe bis zur Desmodromik. Neben der Auslegung des Nockenprofils aus Beschleunigungsvorgaben ermöglicht das Programm auch die Analyse gemessener Nockenerhebungen (Option „Rückrechnung“), die Berechnung der Steuerzeiten einschließlich der Freigängigkeit der Ventilteller in der Überschneidungsphase und die Berechnung der Drehmomente einer kompletten Nockenwelle einschließlich der Fourier-Analyse des Drehmomentenverlaufs. Die Ergebnisse der Fourier-Analyse können als Basis für die Auslegung des Nockenwellenantriebs verwendet werden.

Eingangsgrößen der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Kinematikrechnung sind außer Drehzahl und Nockenerhebung die Federkennlinien der pneumatischen Feder und der mechanischen Zusatzfeder, die Massen der bewegten Bauteile und die geometrischen und werkstofflichen Daten aller relevanten Teile.

Bei allen Auslegungsrechnungen wird von einer adiabaten Kompression bzw. Expansion ausgegangen, da der Einfluss des Wärmeübergangs zwischen dem Arbeitsmedium Luft und den Wandungen nur sehr aufwändig kalkulierbar wäre und andere wichtige Einflussgrößen wie z.B. die Leckagen noch nicht quantifiziert werden können.

Die Berechnungen der Kinematik erfolgen parallel zu der in Kap.5.1.1 dargestellten konstruktiven Auslegung, da zum einen die erforderlichen Pneumatikdrücke von den bewegten Massen und der Größe der wirkenden Flächen bestimmt werden, zum anderen die Masse z.B. des Stößels erst nach der konstruktiven Ausarbeitung festliegt.

Alle im Folgenden genannten Druckangaben sind Relativdrücke, d.h. Differenzdrücke zur Umgebung.

Basis der Berechnung der pneumatischen Ventilfeeder sind die in Bild 5.7 dargestellten Ventilerhebungskurven des gewählten Nockenprofils. Zusammen mit den genannten Bauteildaten ergibt sich daraus die erforderliche Federkraft für die pneumatische Ventilfeeder und aus den geometrischen Randbedingungen der erforderliche Druck im Pneumatiksystem.

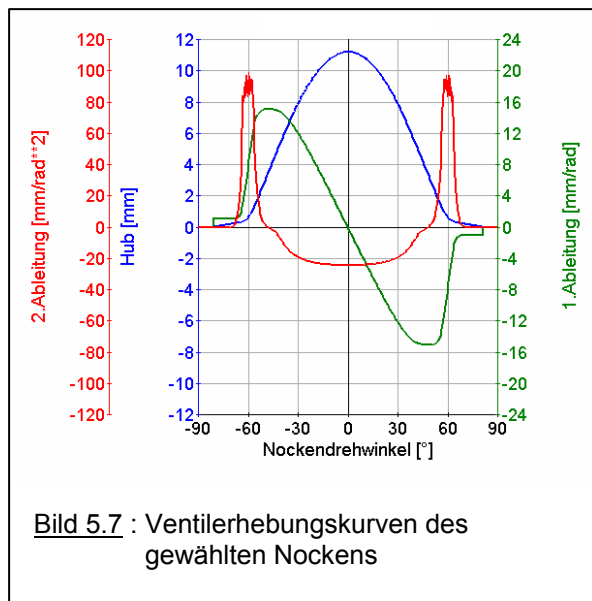
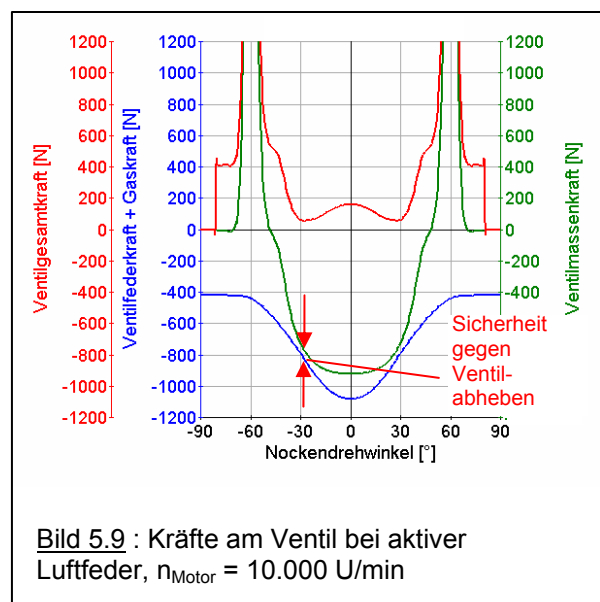
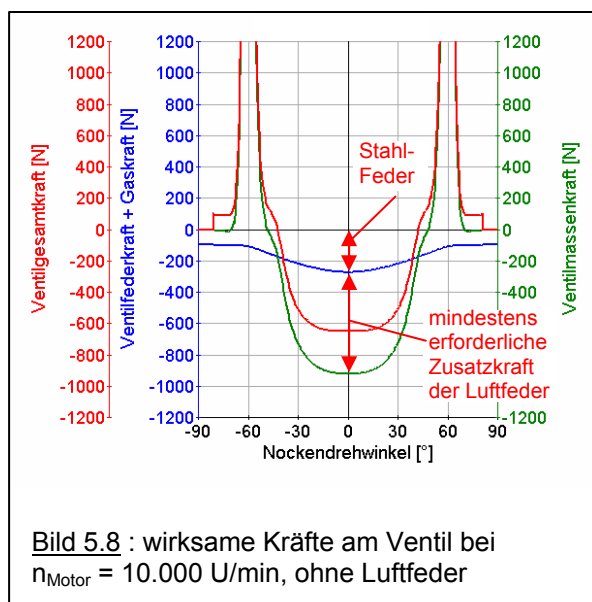


Bild 5.8 zeigt die Berechnungsergebnisse für die Stoßelvariante 2 mit 4 mm breitem Ringkolben ohne Luftfeder. Wird als Systemdruck (Druck der Luftfeder in der Grundkreisphase) 4,8 bar angenommen, ergibt sich das in Bild 5.9 dargestellte Ergebnis der Kräfte am Ventil bei aktiver Luftfeder. Als Sicherheit gegen das Abheben des Ventils vom Nocken durch Federkraftschwankungen ist dabei die Gesamtfederkraft ca. 10 % größer als die Massenkraft, dieser Sicherheitsfaktor schließt auch den Einfluss der Leckage aus dem



Federraum auf die Federkraft der Luftfeder ein.

Der Systemdruck von 4,8 bar in der Grundkreisphase steigt über dem Ventilhub bei adiabater Kompression auf 12 bar im UT. Der Überströmkanal öffnet kurz vor UT, deshalb muss die Pumpe so ausgelegt werden, dass der Kompressionsdruck der Pumpe beim Öffnen des Kanals mindestens so groß ist wie der erforderliche Druck im Federraum in dieser Position. Festgelegt ist der maximalen Ventilhub des Nockens von 11,3 mm, der Beginn der Kompression ist 2 mm nach OT (Höhe der Zulaufbohrung), das Volumen des Überströmkanals wird mit  $33 \text{ mm}^3$  berücksichtigt. Daraus ergibt sich bei einer gewählten Kompressionshöhe von 0,5 mm rechnerisch ein Kompressionsenddruck der Pumpe von 27,8 bar. Dieser, im Vergleich zum mindestens erforderlichen Federraumdruck von 12 bar unnötig hohe rechnerische Kompressionsenddruck der Pumpe berücksichtigt den noch nicht kalkulierbaren Einfluss der Leckage aus dem Pumpenraum, der den realen Kompressionsenddruck reduziert.

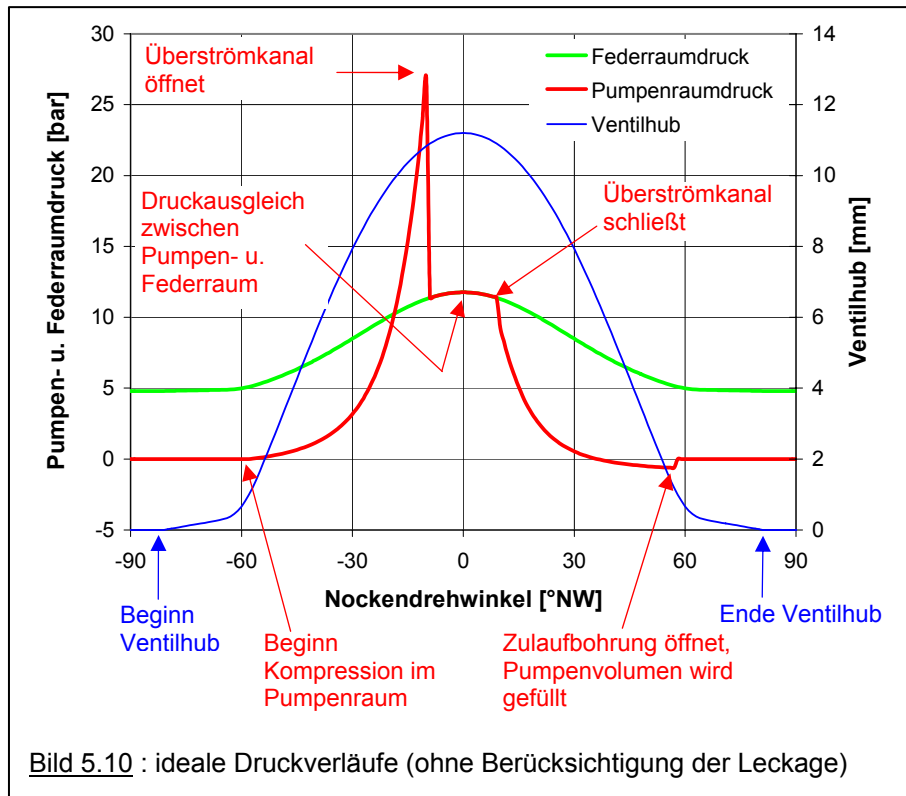


Bild 5.10 zeigt beispielhaft die gerechneten Druckverläufe aus der Auslegungsrechnung ohne Berücksichtigung der Leckagen. Entsprechende Überlegungen gelten auch für die Stößelvariante 1 mit 1,5 mm breitem Ringkolben. Durch die größere Wirkfläche der Luftfeder und der kleineren Masse des Stößels ist dabei ein Systemdruck in der Grundkreisphase von 4,6 bar und ein Kompressionsenddruck der Feder von 9 bar ausreichend.

*Anmerkung:*

*die Simulationsrechnung in Kap. 7 zeigt später, dass diese Annahmen das physikalische Modell noch nicht ausreichend beschreiben.*

Als vorläufiges Ziel für die maximale Nockenwellendrehzahl werden 5.000 U/min gewählt, das entspricht einer Motordrehzahl von 10.000 U/min und deckt die möglichen Drehzahlsteigerungen von Serienmotoren voraussichtlich für längere Zeit ab.

### 5.1.3 Erste Funktionsversuche

Für die ersten Versuche wird der Stößel mit 4 mm breiter Kolbenfläche gewählt, da diese Variante mit ihrer größeren Pumpleistung im Hinblick auf den noch völlig ungeklärten Einfluss der Leckageverluste am erfolgversprechendsten erscheint. Das Ventilspiel wird durch Planschleifen einer Einstellplatte auf 0,1 mm eingestellt. Bild 5.11 zeigt die Kernbauteile der ersten Ausführung der pneumatischen Ventilfeeder und die außerhalb liegende serienmäßige Ventilschaftabdichtung.

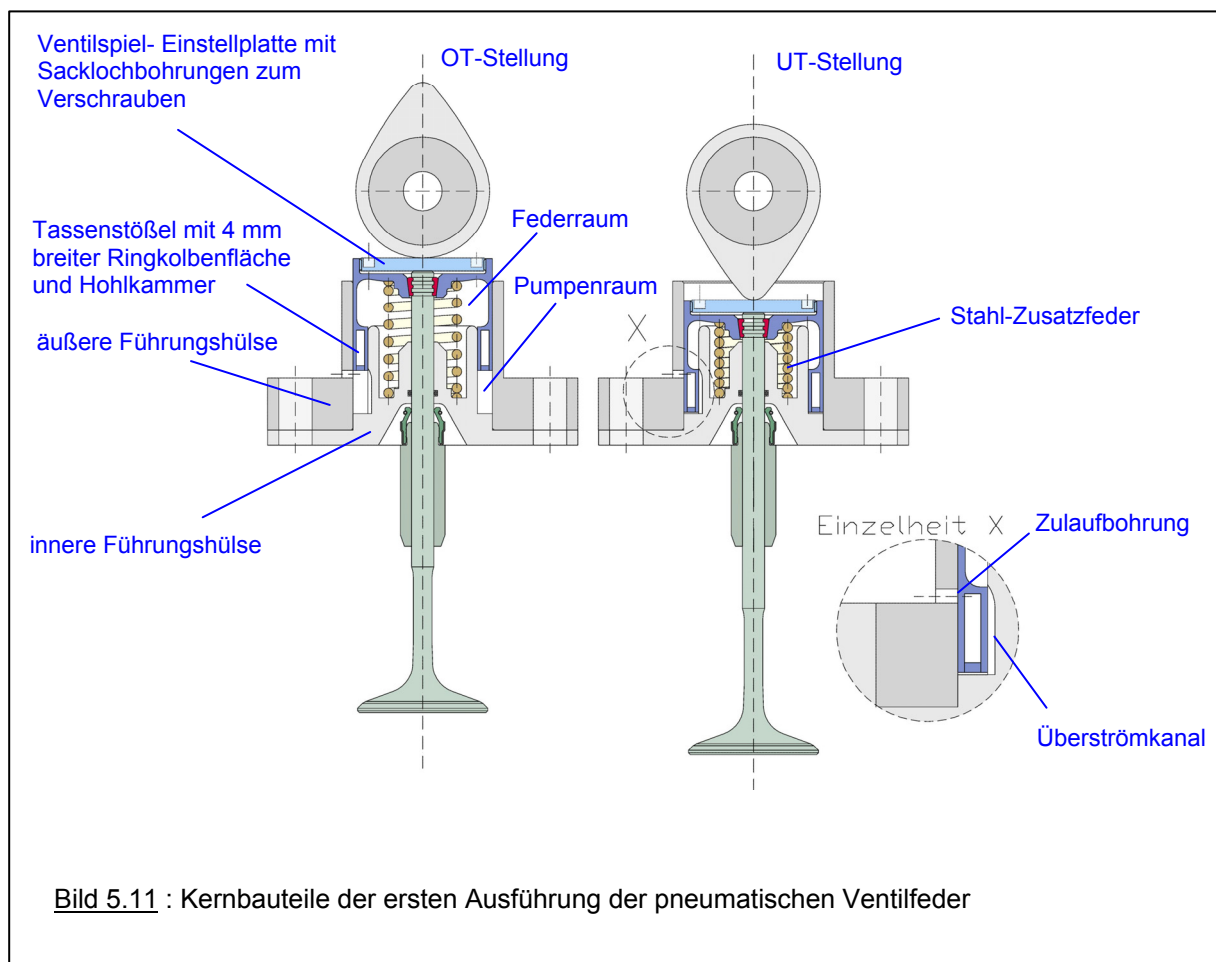
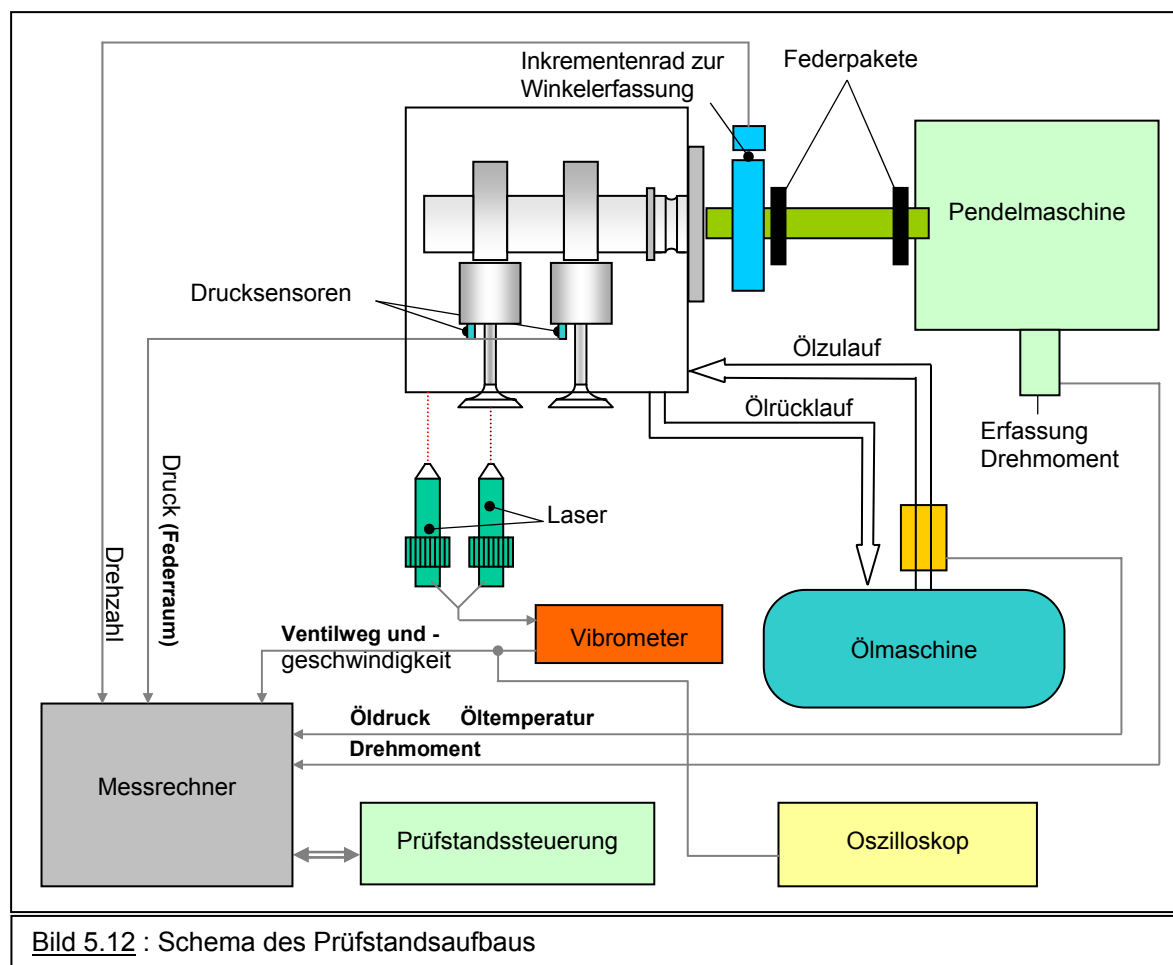


Bild 5.12 zeigt schematisch den Aufbau der 2-Ventil-Attrappe am Aggregate-Prüfstand :

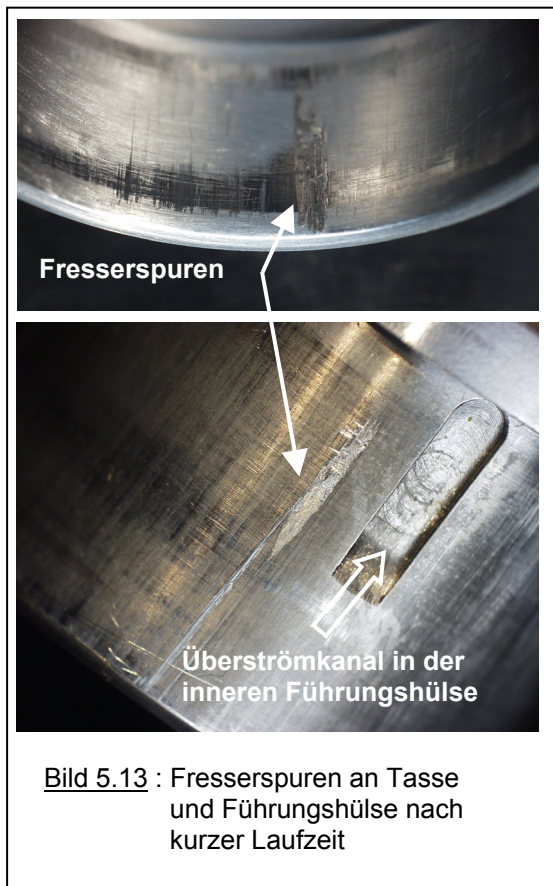
- Antrieb der Attrappe durch eine elektrische Pendelmaschine mit Drehmoment-erfassung
- Erfassung der Winkelposition mit Winkelsensor (1.800 Inkremente)
- Druckaufnehmer im Federraum
- Laser-Vibrometer zur Erfassung der Ventilbewegung
- separate Ölversorgung (Druck und Temperatur variabel)



Nach dem Vorwärmen der gesamten Ventiltriebsattrappe durch die Ölmaschine, die die Nockengleitflächen und -lager mit Öl versorgt (4 bar, 80°C), wird die Antriebsdrehzahl langsam erhöht. Bereits bei 500 U/min baut sich im Federraum Druck auf, bei der nächsten Stufe mit 1.000 U/min blockieren jedoch beide Tassen in ihren Führungen, der Versuch muss abgebrochen werden.



Nach dem Zerlegen des Aufbaus zeigen beide Tassen bzw. ihre Führungen typische Fresserspuren, die auf unzureichende Schmierung bei hoher Flächenpressung hinweisen.



**Bild 5.13** : Fresserspuren an Tasse und Führungshülse nach kurzer Laufzeit

Bild 5.13 zeigt ein Tassenhemd und eine innere Führungshülse im Bereich des Überströmkanals. Ursache dieser Schäden ist wahrscheinlich die unterschiedliche Wärmedehnung der Bauteile im Betrieb (durch die Kompression der Luft im Pumpenraum während der Kompressionsphase erfolgt ein erheblicher Wärmeeintrag ins System). Die Störung der Rotationssymmetrie durch den Überströmkanal begünstigt zusätzlich lokale Verformungen. Aufgrund der Doppelführung des Tassenstößels zwischen der inneren und äußeren Führungshülse wird das dünnwandige Tassenhemd, das sich durch die Wärmeaufnahme schneller ausdehnt als die dickwandigen Hülsen, eingeklemmt und frisst sich fest.

Grundsätzlich ist das Design mit der Doppelführung des Stößels bei den gemessenen

Spaltmaßen von ca. 4  $\mu\text{m}$  (sowohl zwischen Stößel und äußerer Führungshülse als auch zwischen Stößel und innerer Führungshülse) und Bauteilen, die alle aus Stahl gefertigt werden, sehr anfällig für derartige Schäden. Zwar ist die Flächenpressung in der Führung durch die geringe Querbelastung des Stößels aus der Nockenreibung nicht sehr hoch, lokale Belastungen durch unterschiedliche Wärmedehnungen des dünnwandigen Stößels und der relativ dickwandigen Bauteile der Stößelführung und daraus resultierende hohe Flächenpressungen sind jedoch nicht kalkulierbar.

Der kurze Versuch zeigt trotzdem, dass sich im Federraum Druck aufbaut und das Konzept grundsätzlich funktionsfähig ist. Deshalb wird versucht, durch Beschichten der Gleitflächen am Tassenstößel die Fressneigung der Stahlbauteile soweit zu reduzieren, dass zur Funktionsfähigkeit des Systems eine fundierte Aussage möglich ist.

Die bewährte Hartverchromung von Stahl ist durch den Effekt der Kantenüberhöhung, die durch das elektrische Feld im Galvanikbad verursacht wird, für diesen Anwendungsfall weniger geeignet. Bei dem Spaltmaß von ca. 4  $\mu\text{m}$  würde dieser Effekt schnell zum Klemmen der

Tasse in ihrer Führung führen, die Nacharbeit der verchromten Teile durch Lappen wäre zwar möglich, würde jedoch einen erheblichen zusätzliche Bearbeitungsaufwand bedeuten.

Eine Beschichtung aus diamantähnlichem Kohlenstoff (bekannt als DLC-Schichten, diamond-like-carbon) erscheinen mit einer Schichtdicke von ca. 3  $\mu\text{m}$ , einer sehr hoher Härte von bis zu 4000 HV und einem sehr geringen Reibbeiwert geeigneter [81],[82]. Da DLC-Schichten bei Prozesstemperaturen  $<200^\circ\text{C}$  im Vakuum aufgebracht werden, sind auch thermische Verzüge der fertig bearbeiteten Teile nicht zu befürchten. Innenflächen lassen sich mit diesem Verfahren nur sehr aufwändig beschichten, deshalb werden sowohl Stößel als auch die Führungsbauteile neu angefertigt und nur die äußeren Mantelflächen DLC-beschichtet. Bild 5.14 zeigt die fertigen Bauteile.

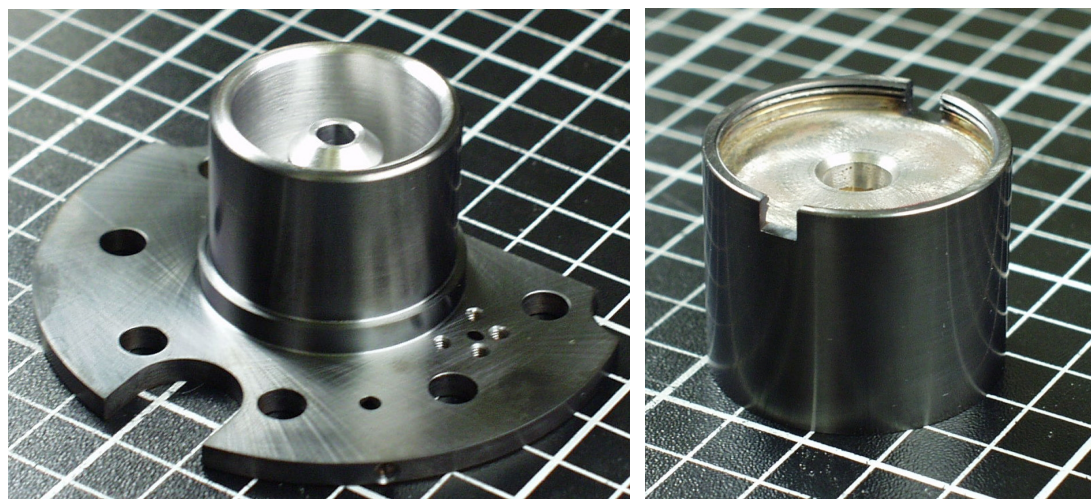


Bild 5.14 : DLC-beschichtete Bauteile der pneumatischen Ventilfeeder

Nach der Vermessung dieser Teile wird eine Kombination gewählt, die Spaltmaße von 4  $\mu\text{m}$  (zwischen äußerer Führungshülse und Stößel) und 7  $\mu\text{m}$  (zwischen Stößel und innerer Führungshülse) ergibt.

Zur Beurteilung der Funktion der pneumatischen Feder werden Druckmessstellen im Pumpen- und Federraum vorgesehen. Aufgrund der schwierigen Einbauverhältnisse werden hochdynamische Miniatur-Drucksensoren des Herstellers KULITE vom Typ XTL-76A verwendet, die mit einer zulässigen Frequenz von 168 kHz die Messung der Druckverläufe auch bei Nockenwellendrehzahlen bis 5.000 U/min zulassen. Das Volumen der Stichbohrung zwischen Drucksensor und Pumpenraum vergrößert das Kompressionsvolumen der Pumpe und reduziert folglich den Kompressionsenddruck. Um diesen Effekt zu minimieren wird deshalb der Sensor mit einer kurzen 1mm-Bohrung mit dem Pumpenraum verbunden. Der

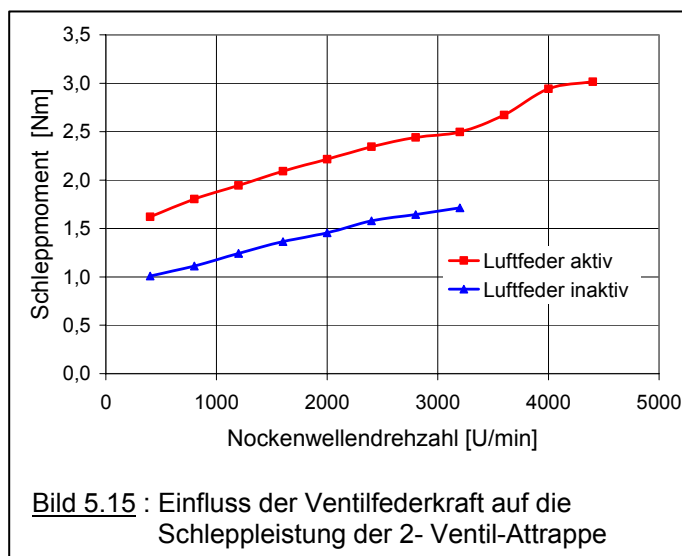
Sensor zur Messung des Federraumdrucks wird bündig in den Boden des Federraums eingesetzt.

Mit diesen Verbesserungsmaßnahmen können Versuche zu folgenden Fragestellungen durchgeführt werden:

- Einfluss der schaltbaren Federkraft der Luftfeder auf die Schleppleistung
- Einfluss der Abschaltvarianten der Luftfeder auf die Funktion des Ventiltriebs
- Druckaufbau beim Zuschalten der Luftfeder
- Maximaldrehzahl

#### 5.1.4 Einfluss auf die Schleppleistung

Wie bereits dargestellt, ist einer der Vorteile einer pneumatischen Ventilfeeder die Möglichkeit, die Federkraft durch Abpassung des Systemdrucks auf den Kraftbedarf einzustellen und so die Reibleistung des Ventiltriebs zu minimieren. In Bild 5.15 ist der Einfluss der



Ventilfeederkräfte auf das mittlere Schleppmoment der 2-Ventil-Attrappe dargestellt, durch das komplette Abschalten der pneumatischen Ventilfeeder kann das Schleppmoment um ca. 35 % verringert werden. Ohne zugeschalteter Luftfeder ist der Drehzahlbereich der Nockenwelle, in dem sich die Ventiltriebsattrappe ohne Funktionsstörungen betreiben lässt, auf 3.200 U/min begrenzt, bei höheren Drehzahlen kommt es zum Abheben

des Stößels vom Nocken. Diese relativ hohe Grenzdrehzahl zeigt aber auch, dass die Federkraft der verwendeten mechanischen Zusatzfeder größer ist als für Start und Notlauf erforderlich. Für diese Grundsatzversuche steht zwar keine besser geeignete Feder zur Verfügung, für einen Serieneinsatz wäre jedoch eine schwächere Feder ausreichend, die Nockenwellendrehzahlen bis 1.500 U/min (entsprechend Motordrehzahlen bis 3.000 U/min) ohne Unterstützung durch die pneumatische Luftfeder ermöglichen würde. Mit einer solchen neu auszulegenden mechanischen Zusatzfeder und deaktivierter Luftfeder ließe sich das

Schleppmoment des Ventiltriebs in diesem für den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs wichtigen Drehzahlbereich um ca. 70 % reduzieren.

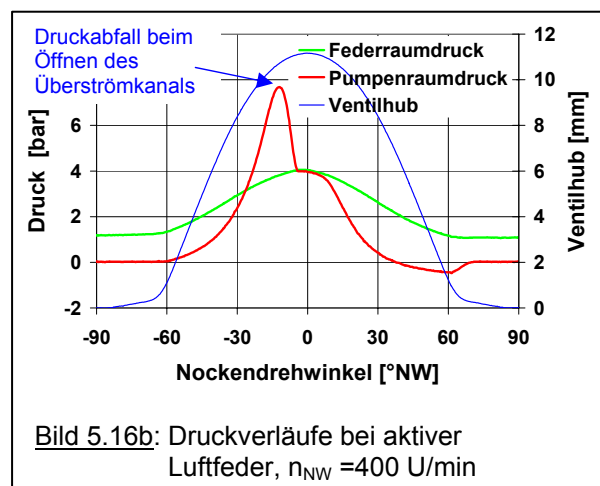
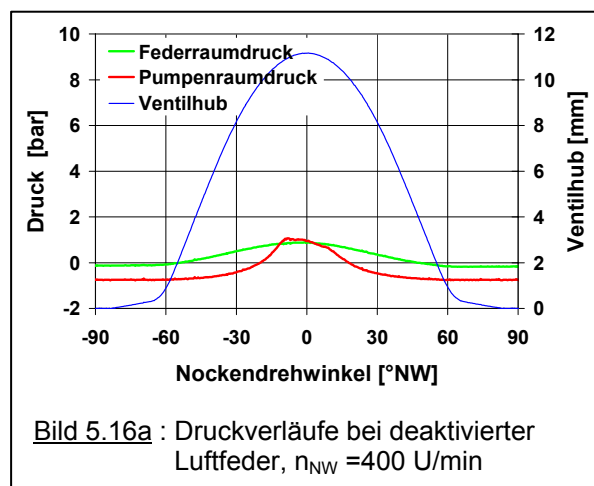
Um die pneumatische Ventildfeder aktiv bzw. inaktiv zu schalten zu können sind die Belüftungsbohrungen von Pumpenraum und Federraum durch elektromagnetische Pneumatikventile absperren. Dadurch lassen sich verschiedene Schaltstrategien realisieren:

1. Belüftung des Pumpenraumes ist offen, Entlüftung des Federraumes ist offen:  
→ Pumpen- u. Federraum werden permanent mit Frischluft gespült, Ölsammlungen werden verhindert.
2. Belüftung des Pumpenraumes ist geschlossen, Entlüftung des Federraumes ist offen:  
→ keine Pumpleistung erforderlich, keine Ölsammlung im Federraum.
3. Belüftung des Pumpenraumes ist geschlossen, Entlüftung des Federraumes ist geschlossen:  
→ keine Pumpleistung erforderlich, keine Gaswechselerarbeit im Federraum.

Die Untersuchung der ersten Variante ergibt, dass der Druck im Federraum relativ hoch bleibt. Die permanente Luftförderung der Pumpe in den Federraum wird durch das Elektropneumatikventil in der Entlüftungsbohrung stark gedrosselt und führt zu diesem nicht gewünschten Federraumdruck. Außerdem bedeutet die permanente Förderung einen entsprechenden Leistungsbedarf für die Luftpumpe.

Variante 2 reduziert zwar die Leistungsaufnahme der Pumpe, weiterhin ist jedoch die Gaswechselerarbeit für die Luft, die beim Ventilhub aus dem Federraum austritt und wieder angesaugt wird, zu leisten.

Sinnvoll ist deshalb, die pneumatische Luftfeder durch Schließen der Belüftungsbohrungen



---

von Pumpen- und Federraum zu deaktivieren. Bild 5.16a zeigt die Druckverläufe in einem Arbeitszyklus bei einer so deaktivierter Luftfeder, Bild 5.16b die entsprechenden Kurven für den aktiven Zustand. Die befürchteten Ölsammlungen im Pumpen- bzw. Federraum, die durch die Inkompressibilität des Öls zur Zerstörung der Bauteile der Luftfeder führen würde, treten nicht auf, obwohl während der Grundkreisphase im Pumpenraum ein mit ca. 750 mbar nicht unerheblicher Unterdruck gemessen wird (dieser Wert erklärt sich aus der Bilanz der Leckagen in bzw. aus dem Pumpenraum über ein Arbeitsspiel), vermutlich sind die Spaltmaße für das Einströmen von Öl zu gering.

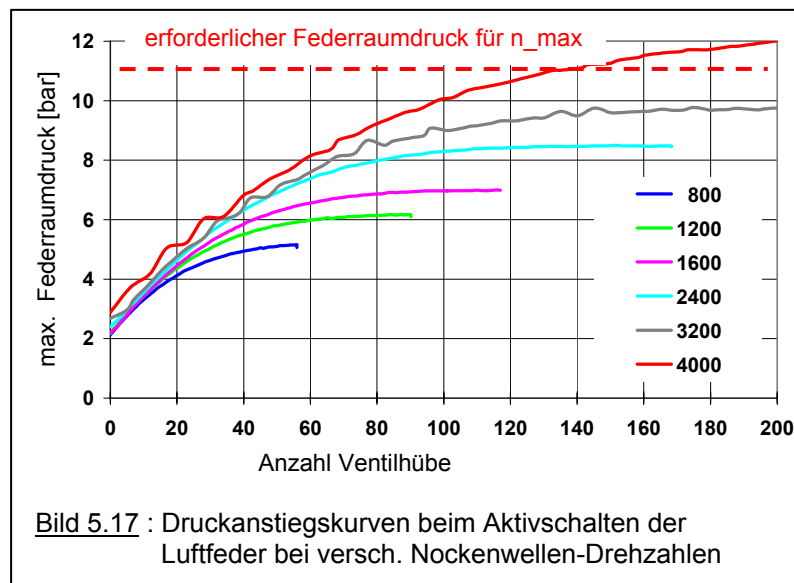
Da das Magnetventil zur Belüftung des Federraums bei dieser Schaltstrategie nur noch zum schnellen Deaktivieren erforderlich wäre, kann dieses Ventil auch ganz entfallen. Der Druckabfall im Federraum erfolgt bei Schließen des Magnetventils zum Pumpenraum dann zwar langsam aufgrund der Leckageverluste aus dem Federraum, dieses Verhalten ist jedoch für die Funktion unkritisch und akzeptabel.

### 5.1.5 Dynamisches Verhalten des Systems

Wichtiger für die Motorfunktion ist der schnelle Aufbau des Federraumdrucks beim Zuschalten der Luftfeder, um das Abheben der Ventile bei den jeweils aktuellen Motordrehzahlen sicher zu verhindern. Aus Messungen des Drehzahlgradienten an einem serienmäßigen 6-Zyl.-Reihenmotor mit relativ kleinen axialen Trägheitsmoment des Kurbeltriebs ist bekannt, dass bei lastloser Vollastbeschleunigung (d.h. bei voll geöffneter Drosselklappe wird der Drehzahlanstieg des Motors nur durch das axiale Massenträgheitsmoment des Motors bestimmt) Werte bis zu 8.000 U/min/s erreichbar sind. Wird bei einer Vollastbeschleunigung im Fahrzeug versehentlich an Stelle des nächst höheren Gangs ein tieferer Gang eingelegt („Verschalter“), kann der Drehzahlgradient sogar noch deutlich größere Werte erreichen. Derartige Schaltfehler lassen sich nur bei Getrieben mit hydraulischen Drehmomentwandlern oder mit automatisierten Schaltgetrieben vermeiden. Bei manuell geschalteten Fahrzeuggetrieben besteht bei Schaltfehlern, die zum Überschreiten der maximal zulässigen Motordrehzahl führen, immer die Gefahr von Motorschäden durch das Aufsetzen der Ventilteller auf dem Kolbenboden.

Eine pneumatische Ventildfeder bietet die Möglichkeit, die Federkraft durch Variation des Systemdrucks an den drehzahlabhängigen Kraftbedarf anzupassen. Das dynamische Verhalten beim Zuschalten der Luftfeder ist deshalb ein wichtiges Kriterium für die Festlegung der Zuschaltdrehzahlen bzw. für die Abstimmung der Druckregelung der

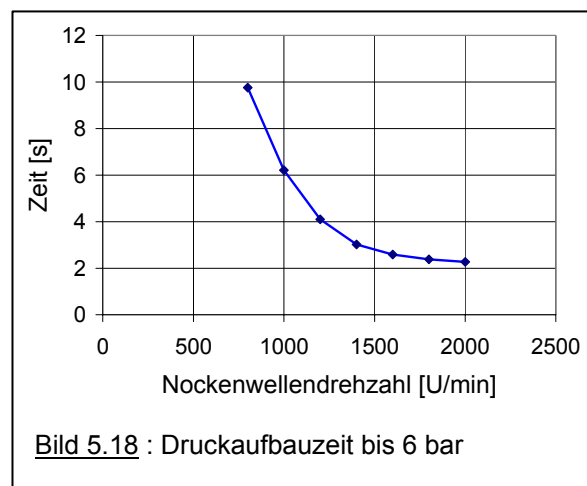
Pneumatikfeder. Dazu wird bei verschiedenen Drehzahlen das System aus dem inaktiven Zustand in den aktiven geschaltet und der Druckaufbau im Federraum gemessen.



In Bild 5.17 sind die maximalen Federraumdrücke in jedem Arbeitsspiel über der Anzahl der Ventilhuben aufgetragen, dabei wird der Einfluss der Leckagen auf den Druckaufbau bei unterschiedlichen Drehzahlen deutlich: durch die mit steigender Drehzahl kleiner werdende Zeitspanne, die in der Grundkreisphase für den

Druckabfall zur Verfügung steht, steigt auch der erreichbare Enddruck im Federraum. Erst ab einer Motordrehzahl von 4.000 U/min wird nach ca. 140 Ventilhuben (entspricht einer Druckaufbauzeit von 4,2 s nach dem Aktivschalten der Pneumatikfeder) der für die maximale Motordrehzahl erforderliche Federraumdruck von 11 bar erreicht.

Wird die Zeit zum Erreichen eines bestimmten Druckniveaus über der Drehzahl aufgetragen (s. Bild 5.18, in diesem Beispiel 6 bar), wird deutlich, dass die Pumpleistung nicht ausreicht, um beim lastlosen Hochdrehen des Motors mit einem Drehzahlgradienten von 8000 U/min/s rechtzeitig soviel Druck im Federraum aufzubauen, dass das Abheben der Ventile verhindert werden kann.



Aus diesem Grund ist es auch nicht sinnvoll, die Versuche mit der Stößelvariante 1 mit 1,5 mm breitem Ringkolben und entsprechend reduzierter Pumpleistung weiterzuführen. Die Vergrößerung der Pumpleistung durch einen breiteren Ringkolben wäre zwar grundsätzlich möglich, die dadurch bedingte Verringerung der Wirkfläche der Pneumatikfeder müsste jedoch durch einen höheren Systemdruck kompensiert werden.

Aus diesen Versuchen ergeben sich deshalb aus momentaner Sicht für einen Serieneinsatz einer selbstpumpenden pneumatischen Ventildfeder folgende Optionen :

- durch einen Druckspeicher wird die Versorgung der Federelemente bei dynamischer Drehzahländerung sichergestellt, oder
- durch geeignete Änderungen der Bauteilgeometrie (z.B. das Verhältnis von Pumpen- zu Federvolumen oder die Kompressionsverhältnisse von Pumpe und Feder) wird dies erreicht, oder
- die Motor- bzw. Getriebesteuerung verhindert unzulässig hohen Drehzahlgradienten (nur realisierbar bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe bzw. automatisiertem Schaltgetriebe), oder
- auf die Option der bedarfsgerechten Anpassung der Ventildfederkräfte wird verzichtet

Bei einem Systemdruck von 4,6 bar beträgt die rechnerische Drehzahlgrenze des untersuchten Ventiltriebs 5.166 U/min. Da die bisherigen Versuche den dominanten Einfluss der Leckage gezeigt haben, wird versucht, durch langsames Steigern der Drehzahl die tatsächliche Grenze zu ermitteln. Bild 5.19 zeigt den Systemdruck und die Maximaldrücke im Federraum über der Drehzahl. Erst bei 5.300 U/min (entsprechend einer Motordrehzahl von

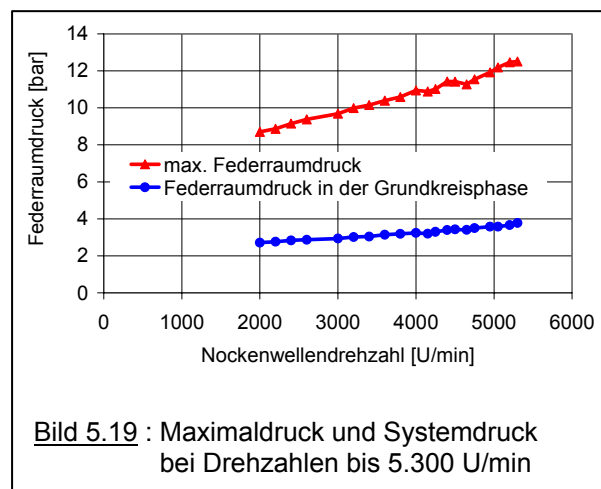


Bild 5.19 : Maximaldruck und Systemdruck bei Drehzahlen bis 5.300 U/min

10.600 U/min) muss dieser Versuch aufgrund der nicht mehr tolerierbaren Einbrüche im Verlauf der Ventilgeschwindigkeit, die auf Abheben des Ventils vom Nocken hindeuten, beendet werden. Die Bilder 5.20a und b zeigen die gemessenen Ventilerhebungskurven bei 2.000 bzw. bei 5.300 U/min.

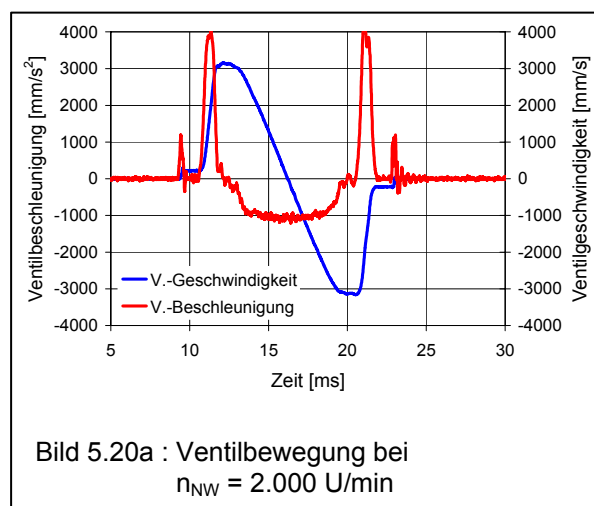


Bild 5.20a : Ventilerhebung bei  $n_{NW} = 2.000$  U/min

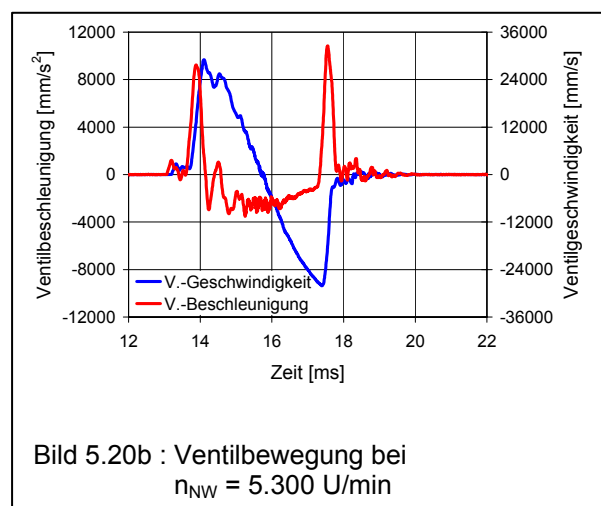


Bild 5.20b : Ventilerhebung bei  $n_{NW} = 5.300$  U/min

Zum Teil sind diese Einbrüche im Geschwindigkeitsverlauf auch auf die für hohe Drehzahlen nur bedingt geeignete Nockenkontur zurückzuführen. Der in Bild 5.7 dargestellte Beschleunigungsverlauf der Auslegung zeigt bei ca.  $\pm 50^\circ \text{NW}$  eine leichte Stufe. Dieser Verlauf wurde für einen Serienmotor mit moderater Maximaldrehzahl gewählt, um die Schmierzahl in diesem Bereich anzuheben und so das Verschleißverhalten von Nocken und Ventilspieleinstellplatte zu verbessern. Mit einer für hohe Drehzahlen optimierten Nockenkontur könnte die Ventiltriebsdynamik erheblich verbessert werden.



## 5.2 Erste Optimierung der Konstruktion

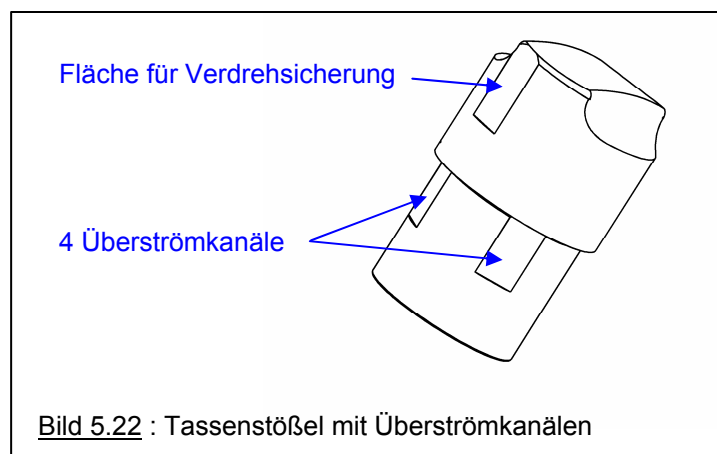
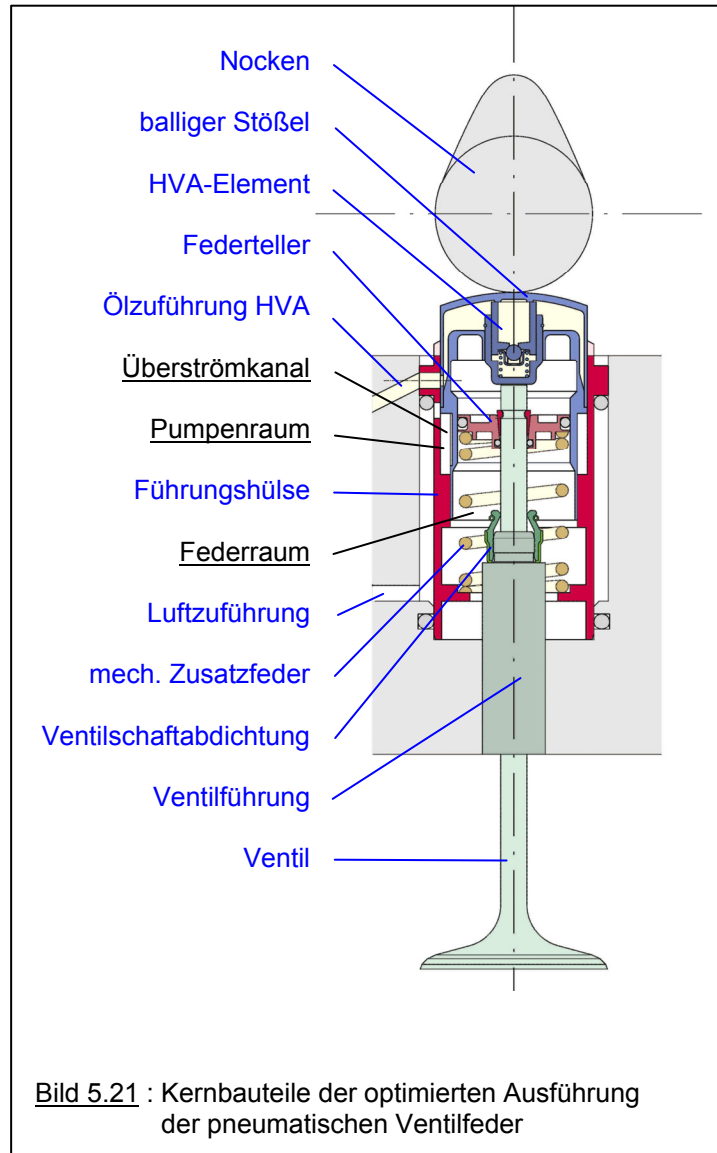
Die in Abschnitt 5.1 dargestellten Prinzipversuche zeigen klar die Funktionsfähigkeit des Systems einer selbstpumpenden pneumatischen Ventilfeeder, aber auch die Schwachpunkte der Ausführung :

- Das größte Problem ist die enge Führung des Stößels in einer äußeren und einer inneren Hülse, um die geforderten Spaltmaße von ca. 5 µm realisieren zu können (s. Bild 5.11). Diese beiden Bauteile müssen zusätzlich zu den Anforderungen an die Rundheit und Zylindrizität auch zueinander sehr genau positioniert werden, um den Ringraum, in den der Stößelkolben eintaucht, mit der erforderlichen Genauigkeit zu bilden. Die dafür erforderlichen Passflächen an beiden Bauteilen erweitern die Toleranzkette des Systems erheblich. Die Fertigung einer so tiefen Ringnut in einem Bauteil ist im Rahmen der engen Toleranzen mit vertretbarem Aufwand nicht möglich.
- Damit zusammen hängen die Schwierigkeiten durch die unterschiedlichen thermischen Dehnungen der Bauteile. Der Stößel erwärmt sich aufgrund seiner großen Oberfläche und geringen Masse sehr schnell, die Führungshülsen deutlich langsamer. Eine um 18 K höhere Bauteiltemperatur des Stößels ist aber bereits ausreichend, das Auslegungsspiel des Stößels in den Führungen auf Null zu reduzieren. Wärmeeintrag durch Reibung des Stößels führt deshalb sehr schnell zum Klemmen und Fressen in den Führungen.
- Die Kompression in der Pumpe und das Überströmen der komprimierten Luft in den Federraum wird durch die Lage der Steuerkanten an Stößel und Überströmkanal in der inneren Führungshülse bestimmt. Der Stößel ist formschlüssig mit dem Ventilschaft verbunden (s. Bild 5.6), das Ventil erfährt während des Betriebs durch die thermische Dehnung des Schafts Lageänderungen im Bereich bis zu 0,3 mm. Die Gefahr, dass der Stößel bei der erforderlichen Kompressionshöhe von 0,5 mm am Boden der Ringnut aufschlägt oder aber der Überströmkanal nicht mehr öffnen kann, ist deshalb unter Berücksichtigung der Maß- und Lagetoleranzen der Bauteile relativ groß. Außerdem ist die Einstellung des Ventilspiels durch Einstellplatten aufwändig und kostenintensiv, ein optimiertes Konzept sollte deshalb die Integration von HVA-Elementen beinhalten.

- Bei einer optimierten Konstruktion soll außerdem als Basis ein aktueller balliger Tassenstößel verwenden werden, der durch einen kleineren Tassendurchmesser auch eine günstige Anordnung der Ventile ermöglicht.

Bild 5.21 zeigt die Konstruktion, die auf der Grundlage dieser Anforderungen entwickelt wird:

- Der Tassenstößel ist mit einem Durchmesser von 28 mm deutlich kleiner als der bisher verwendete Flachstößel mit 37,5 mm Durchmesser, dies wird durch die geringere Auswanderung des Nockenberührungspunktes aufgrund der balligen Kontur der Gleitfläche möglich, bedingt aber auch zwingend eine Verdrehsicherung des Stößels.
- Der Stößel wird nur noch außen geführt, ein Absatz im Stößel und einer in der Führungshülse bilden zusammen den ringförmigen Kompressionsraum der Pumpe. Durch dieses Design können die entscheidenden Zylinderflächen sowohl am Stößel als auch in der Hülse, die die Spalthöhe der berührungslosen Dichtungen definieren, in einer Aufspannung bearbeitet werden, die Toleranzkette wird deutlich verkürzt.
- Der Überströmkanal wird durch vier tangential angeschliffene



---

Flächen am Stößel realisiert, siehe Bild 5.22.

- Der Tassenstößel ist nicht mehr mit dem Ventil verschraubt, sondern stützt sich über ein HVA-Element am Ventilschaft ab. Die Schließkraft der pneumatischen Ventilsfeder muss deshalb über einen zusätzlichen Federteller auf das Ventil übertragen werden. Die Lage des Stößels wird jedoch durch die Nockenkontur bestimmt, die Lage des Federtellers dagegen vom Ventil und dessen thermischer Dehnung. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, Relativbewegungen zwischen diesen beiden Bauteilen zu ermöglichen und die Trennstelle abzudichten. Ein O-Ring am Umfang des Federtellers übernimmt diese Funktion, ein zweiter O-Ring dichtet den Federteller statisch zum Ventilschaft ab.
- Ein weiterer O-Ring dichtet den Federraum zum Zylinderkopf ab, der O-Ring unterhalb der Ölzuführung zum HVA-Element verhindert, dass Öl aus dem Nockenwellenbereich des Zylinderkopfs in den Ringraum um die Führungshülse gelangt. Dieser Ringraum dient zur Führung der Luft in die Führungshülse, vor allem jedoch zur Entkoppelung der Hülse (Werkstoff Stahl) von der thermischen Dehnung des Zylinderkopfs (Werkstoff Aluminium).
- Die Abdichtung des Federraums zum Ventilschaft wird von der serienmäßigen Ventilschaftabdichtung übernommen. Die bisherige Ausführung mit Spaltdichtung des Federraums und konventioneller Ventilschaftabdichtung gegen Ölaustritt außerhalb des Federraums (s. Bild 5.11) ist in dem eingeschränkten Bauraum der neuen Konstruktion nicht mehr zu verwirklichen. Außerdem entfällt damit die Leckage der bisherigen Spaltdichtung zwischen innerer Führungshülse und Ventilschaft. Falls während der weiteren Entwicklung Probleme mit der Dauerhaltbarkeit der Ventilschaftabdichtung auftreten sollten, müssten sich diese gegebenenfalls durch eine geeignete Materialwahl der Dichtung oder Reduzierung der Vorspannkraft der Schlauchfeder an der Schaftabdichtung lösen lassen.

Die Fertigung dieser dünnwandigen Stahlteile mit der erforderlichen Genauigkeit übersteigt die Möglichkeiten einer Versuchswerkstatt, deshalb wird die Zusammenarbeit mit einem kompetenten Unternehmen aus dem Zuliefererbereich gesucht. Diese Zusammenarbeit ermöglicht unter anderem die Verwendung von Einzelteilen aus der Serienproduktion für die Fertigung der Versuchsteile, auch die HVA-Elemente sind modifizierte Serienteile.

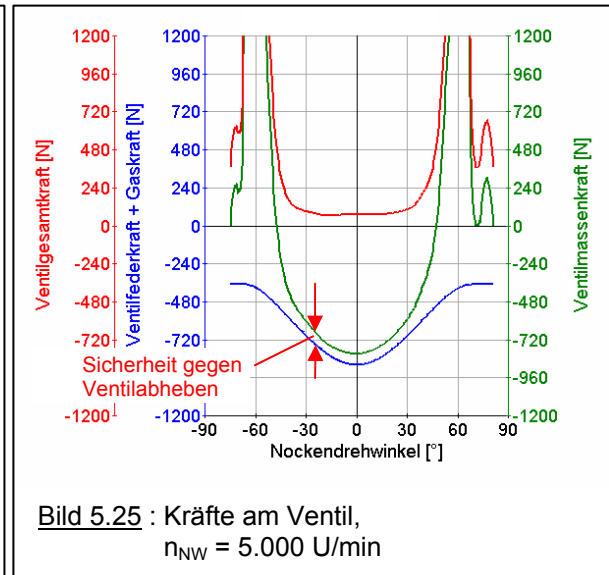
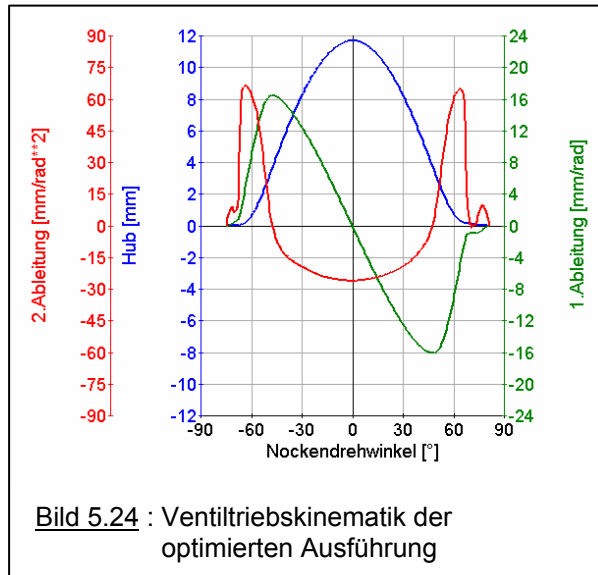
### 5.2.1 Neuauslegung

Die Basisgeometrie des verwendeten balligen Tassenstößels und die entsprechende Nockenkontur machen auch eine Neuauslegung der pneumatischen Ventilfeeder erforderlich. In der Tabelle 5.23 sind die wichtigsten Kenngrößen der beiden Varianten zusammengestellt.

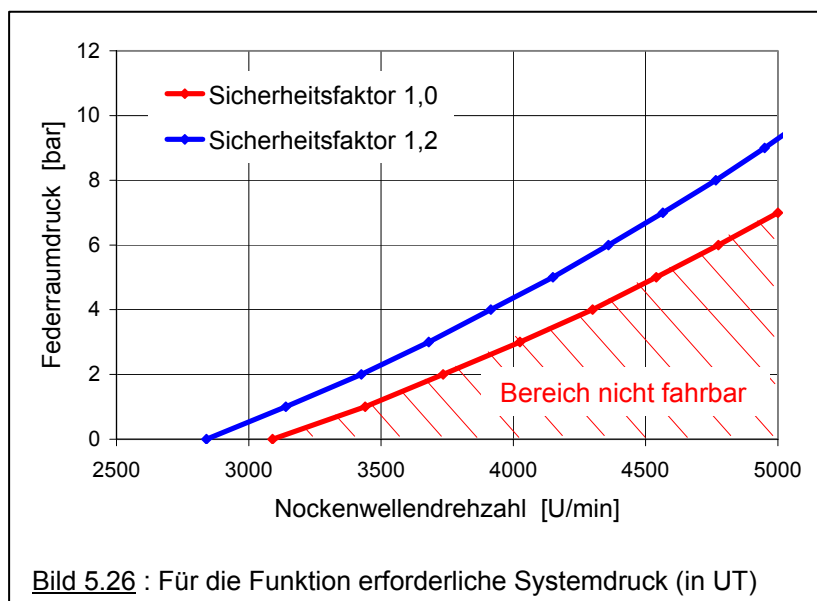
	<b>Flachstößel</b> (Ringkolben 4 mm breit)	<b>balliger Stößel</b>
Außendurchmesser des Tassenstößels [mm]	37,5	28
bewegte Massen [g]	138	123,6
Ventilhub [mm]	11,3	11,7
max. Federkraft der mech. Zusatzfeder [N]	260	260
erforderlicher maximale Federraumdruck [bar] (in UT)	12,2	18,9
Anstand Stößel zu Hülse bei Beginn öffnen Überströmkanal [mm]	0,87	0,4
Anstand Stößel zu Hülse in UT [mm]	0,5	0,2
Kompressionsverhältnis der pneum. Ventilfeeder [-]	0,476	0,64
Kompressionsenddruck der Pumpe (Auslegung) [bar]	27,8	52,3

Tabelle 5.23 : Vergleich der wichtigsten Kenngrößen beider Varianten der pneumatischen Ventilfeeder

Bild 5.24 zeigt die kinematischen Verhältnisse der optimierten Konstruktion, Bild 5.25 die Kräfte am Ventil. Als Sicherheitsfaktor gegen das Abheben des Ventils vom Nocken erscheint ein Zuschlag von 10% auf die Massenkraft aufgrund der positiven Erfahrungen mit der ersten Ausführung der pneumatischen Ventildfeder als ausreichend.



Da die Massenkräfte des Systems quadratisch mit der Drehzahl steigen, muss auch der Federraumdruck entsprechend ansteigen. Bild 5.26 zeigt den mindestens erforderlichen Druck im Federraum als Funktion der Drehzahl. Bis zu einer Nockenwellendrehzahl von 3.090 U/min reicht die Federkraft der mechanischen Zusatzfeder, für höhere Drehzahlen steigt der erforderliche Systemdruck bis auf 7 bar bei 5.000 U/min, der maximale Druck im Federraum (im UT) steigt dabei auf 14,5 bar. Wird zusätzlich ein Sicherheitsfaktor von 1,2 berücksichtigt, ergibt sich die blaue Grenzkurve für den Systemdruck im Federraum.



## 5.2.2 Montage

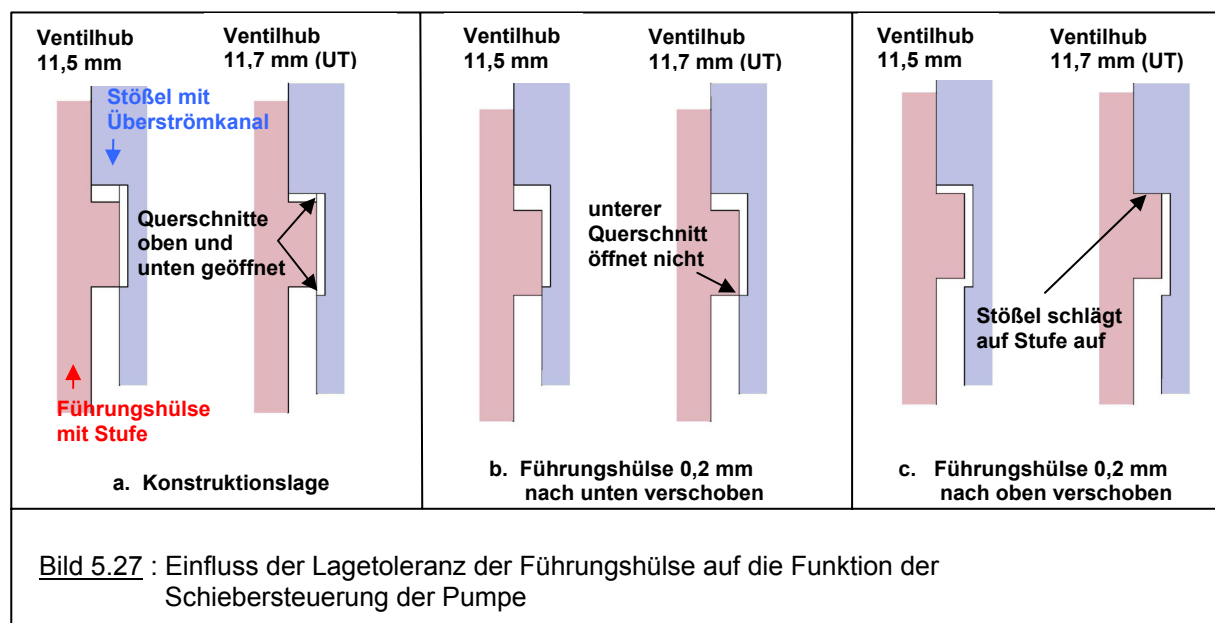
Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten der Ausführung der pneumatischen Ventildfeder mit Schiebersteuerung ergibt sich eine wesentliche Vereinfachung bei der Montage im Hinblick auf die Lagegenauigkeit der Bauteile:

Die Lage des Stößels in OT wird durch den Grundkreis der Nockenwelle definiert, da das HVA-Element den Stößel in der Grundkreisphase an die Nockenwelle andrückt, die Lage in UT wird durch den maximalen Nockenhub von 11,7 mm bestimmt. Die Lage der Führungshülse ist durch die entsprechende Aufnahmebohrung im Zylinderkopf definiert.

Der Kompressionsenddruck der Pumpe wird durch nur zwei geometrische Größen bestimmt, die durch die Fertigung der Bauteile eng toleriert werden können. Es sind dies die Höhe des Überströmkanals und die Höhe der „Stufe“ in der Führungshülse. Bild 5.27 zeigt schematisch diese Zusammenhänge.

In Konstruktionslage der Bauteile öffnet der Überströmkanal bei einem Ventilhub von 11,5 mm (der Abstand der Stößelunterkanten zur Oberkante der Stufe beträgt dabei 0,4 mm, der Kompressionsenddruck im Pumpenraum ist 52,36 bar). Beim Ventilhub 11,7 mm (UT) beträgt der Abstand der Stößelunterkante zur Stufe nur noch 0,2 mm, die Überströmquerschnitte an den oberen und unteren Steuerkanten sind dann jeweils 0,2 mm hoch.

Die Funktionsfähigkeit der Pumpe ist nur gegeben, wenn der obere und untere Querschnitt des Überströmkanals öffnen, im Grenzfall einer 0,2 mm unterhalb der Konstruktionslage montierten



---

Führungshülse bedeutet dies einen Öffnungsbeginn bei 11,7 mm und einem Kompressionsdruck der Pumpe von 53,30 bar. Noch größere Abweichungen von der Soll-Lage der Führungshülse verhindern das Öffnen des Überströmkanals, im Federraum wird kein Druck mehr aufgebaut.

Wird die Führungshülse 0,2 mm oberhalb der Konstruktionslage montiert, öffnet der Überströmkanal bei einem Ventilhub von 11,3 mm und einem Kompressionsdruck von 53,37 bar. Noch weiter oben montierte Führungshülsen führen zum Aufschlagen der Stößelunterkante auf der Stufe der Führungshülse, die Bauteile werden zerstört.

Eine sinnvolle Lagetoleranz der Stufe von  $\pm 0,1$  mm ergibt sich aus den oben dargestellten Randbedingungen aufgrund der Funktionsfähigkeit der Pumpe bzw. aufgrund der Gefahr, dass der Stößel in der Führungshülse aufschlägt. Der Kompressionsenddruck wird davon, wie gezeigt, kaum beeinflusst. Falls diese Lagetoleranz der Hülse in einer Serienfertigung möglicherweise nicht allein durch Fertigungstoleranzen der relevanten Bauteile – insbesondere des Zylinderkopfs - eingehalten werden kann, so ist gegebenenfalls die Höhenlage der Führungshülse durch geeignete untergelegte Bleche einzustellen.

Wesentlich größere Bedeutung für die Funktionsfähigkeit der pneumatischen Ventillfeder haben jedoch Abweichungen der Höhe des Überströmkanals im Stößel bzw. der Höhe der Stufe in der Führungshülse von den Sollmaßen. Diese Maße beeinflussen unmittelbar das Kompressionsverhältnis der Pumpe und damit alle Drücke im System und werden deshalb mit  $\pm 0,02$  mm toleriert. Die Fertigung der Bauteile mit dieser Toleranz ist jedoch unproblematisch, gegebenenfalls könnten Stößel und Hülsen auch gepaart werden.

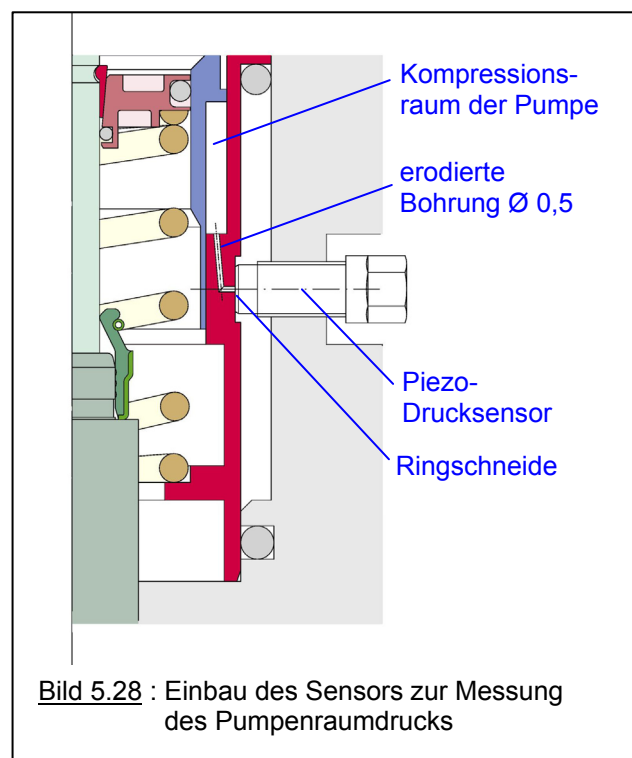
Die ersten Montageversuche an der 2-Ventil-Attrappe zeigen die Notwendigkeit einer sorgfältigen Konstruktion mit ausreichenden Schlupffasen und Verrunden von Kanten für die zuverlässige Montage aller O-Ringe, Details, die gegebenenfalls auch für die Serienmontage von großer Bedeutung sind. Die Fehlersuche ist dadurch, dass keine der O-Ring-Abdichtungen nach der Montage der Bauteile optisch zu überprüfen ist, sehr schwierig. Meistens zeigen erst nach der Demontage abgescherte Teile an den O-Ringen die Leckstellen an. Eine der Undichtigkeiten wird erst nach langwieriger Fehlersuche entdeckt: der untere O-Ring, der die Führungshülse zum Zylinderkopf abdichtet, wird in einer Rechtecknut im Zylinderkopf montiert. Die Nut ist nicht gedreht, sondern mit einem Scheibenfräser zirkular gefräst. Bei dieser Bearbeitung entstehen Rattermarken im Nutgrund, die vom O-Ring-Material trotz korrekter Dimensionierung der Nut nicht ausgefüllt werden können. Erst nach dem zusätzlichen Abdichten dieser Nut mit Flüssigkautschuk ist der Federraum zuverlässig

abgedichtet und eine problemlose Montage und Demontage des gesamten Versuchsaufbaus möglich.

Zur Demontage müssen Sonderwerkzeuge angefertigt werden, um den Stößel aus der Führungshülse zu ziehen zu können, ebenso zum Ziehen der Führungshülse aus dem Zylinderkopf.

### 5.2.3 Druckmessung

Zur Interpretation der gemessenen Pumpenraumdrücke und zur Überprüfung der Funktion des gesamten Systems ist die Messung des Drucks im Kompressionsraum der Pumpe unabdingbar, die kompakte Konstruktion der optimierten Ausführung lässt jedoch den Anschluss des bisher verwendeten Drucksensors von Fa. Kulite, der an einem Bund abdichtet und eine Einschraubtiefe von ca. 10 mm benötigt, nicht mehr zu. Es wird deshalb ein piezoelektrischer Drucksensor der Fa. Kistler vom Typ 6051BU20 eingesetzt, der frontseitig mit einer Ringschneide abdichtet, Bild 5.28 zeigt die Einbausituation.



Das Kompressionsvolumen der Pumpe vergrößert sich dadurch um das zusätzliche Volumen der Verbindungsbohrungen und der Verdichtungsdruck wird entsprechend reduziert. Um den Einfluss dieses Totvolumens möglichst gering zu halten, werden die beiden Bohrungen deshalb mit einem Durchmesser von 0,5 mm erodiert, der rechnerische Verdichtungsdruck von 52,36 bar wird so nur um akzeptable 0,5 bar reduziert. Der Druck im Federraum wird weiterhin mit einem Sensor des Herstellers Kulite aufgenommen.



### 5.2.4 Funktionsuntersuchungen

Erste Funktionsläufe am Attrappenprüfstand zeigen ab einer Nockenwellendrehzahl von ca. 3.000 U/min massive Abweichungen der gemessenen Ventilgeschwindigkeit von der Auslegungskinetik. Ursache dafür ist ein Luftpolster im HVA-Element, das die korrekte Übertragung des Nockenhubes auf das Ventil stört. Dichtheitsprüfungen des gesamten Ölsystems ergeben als einzige Möglichkeit, Luft in die Ölversorgung des HVA-Elements einzuspeisen, nur die Trennstelle von der Führungshülse zum Tassenstößel.

In Bild 5.29 ist die Stellung des Tassenstößels beim Öffnen des Überströmkanals dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt liegt im Kompressionsraum der Pumpe der Verdichtungsdruck an (nach Auslegung ca. 52 bar). Gleichzeitig ist der Ölvorratsraum im Stößel drucklos, da das Rückschlagventil im HVA-Element einen Druckaufbau durch die Ventildruckkraft verhindert und die Druckversorgung aus dem Zylinderkopf unterbrochen ist. Deshalb ist anzunehmen, dass sich Leckluft aus dem Kompressionsraum mit dem Öl der HVA-Versorgung mischt und so die Funktion des HVA-Elements beeinträchtigt.

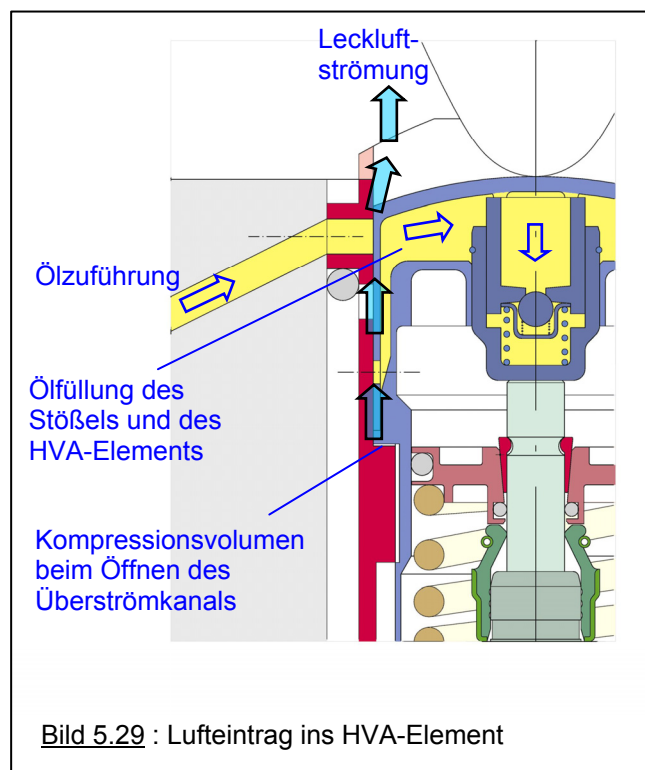


Bild 5.30 : Stößel mit U-förmiger Entlüftungsnut

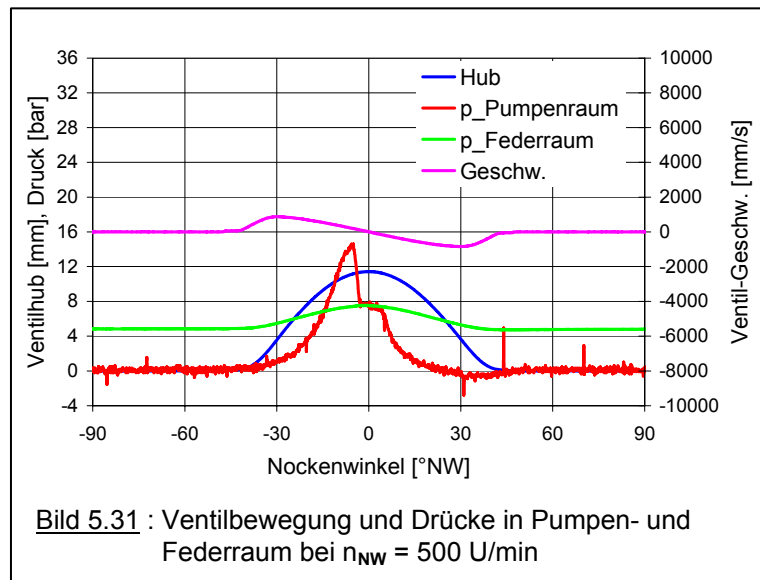
Der Versuch, durch Einrodieren einer flachen, um die Ölzuführungsbohrung im Stößel verlaufenden Nut das Eindringen von Luft ins Öl zu verhindern, ist nicht erfolgreich. Eine tiefere Nut ist jedoch aufgrund der Wandstärke von nur 0,7 mm nicht zu realisieren, s. Bild 5.30.

Um die weiteren Versuche nicht zu behindern, wird das HVA-Element durch ein starres Füllstück ersetzt, das für ein korrektes Ventilspiel mit einer entsprechenden Höhe gefertigt wird. Die Nockenwelle der 2-Ventilattrappe wird durch eine Ausführung für mechanischen Ventilspielausgleich ersetzt, dabei bleibt die Hauptnockenkontur gleich, während die An- und Ablauframpen angepasst werden.

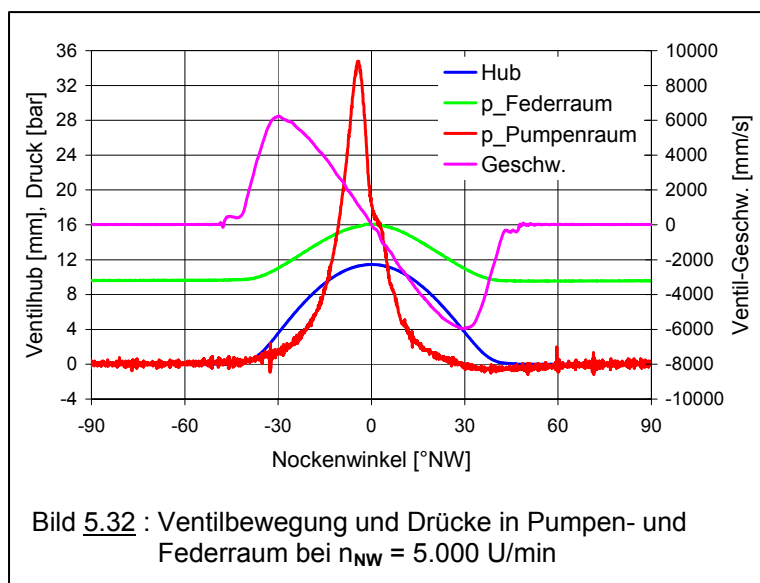
Die weitere Bearbeitung des Problems „Luft in der Ölzuführung“ ist in Kap. 5.3 dargestellt.

Nach dieser Modifikation kann die 2-Ventil-Attrappe bis zu der in der Auslegung vorgesehenen Nockenwellendrehzahl von 5.000 U/min betrieben werden, ohne dass Störungen der Ventilkinematik erkennbar sind. Die Bilder 5.31 und 5.32 zeigen die Verläufe von Ventilhub und -geschwindigkeit sowie die Drücke in Pumpen- und Federraum bei Nockenwellendrehzahlen

von 500 bzw. 5.000 U/min.



Bei beiden Drehzahlen sind keine Auffälligkeiten im Verlauf von Ventilhub und Ventilgeschwindigkeit erkennbar, auch bei 5000 U/min setzt der Nocken korrekt mit der Öffnungsrampe auf dem Stößel auf und hebt mit der Schließrampe wieder ab, auch im Bereich der Hauptnockenerhebung kommt es nach dem Maximum der Ventilgeschwindigkeit bei ca. -30 °NW nicht zum Abheben des Ventils.



Erkennbar ist weiterhin der starke Einfluss der Drehzahl auf den maximalen Pumpenraumdruck vor dem Öffnen des Überströmkanals. Während bei 500 U/min ein Maximaldruck von 14,6 bar erreicht wird, sind es bei 5000 U/min 34,8 bar. Daraus resultiert der für die Funktion

entscheidende Federraumdruck im UT von 7,5 bzw. 16,1 bar.

---

Der Auslegungsdruck der Luftfeder von 18,9 bar bei 5.000 U/min wird zwar nicht erreicht, der mindestens erforderliche Druck von 16,2 bar, der sich bei einer Auslegungsrechnung ohne jeglichen Sicherheitsfaktor ergibt, jedoch knapp erreicht.

Ursachen dieser auffälligen Diskrepanz zwischen Kompressionsenddruck der Pumpe und maximalem Federraumdruck sind sowohl die Leckage der Spaltdichtungen als auch die thermodynamischen Vorgänge beim Öffnen des Überströmkanals, darauf wird in den Abschnitten 6 und 7 noch ausführlicher eingegangen.

Die in Kap. 5.1 geschilderte Fressneigung des doppelt geführten Tassenstößels tritt bei der optimierten Ausführung, die nur noch außen geführt wird, auch bei maximaler Drehzahl nicht mehr auf. Mögliche Temperaturdifferenzen der beiden Bauteile Stößel und Führungshülse gleichen sich offensichtlich sehr schnell aus, begünstigt wird dies durch die geringe Masse des Stößels bei gleichzeitig großen Kontaktflächen zur Führungshülse.

Ein wichtiger Aspekt in dieser Entwicklungsphase ist das Verhalten dieser Ausführung der pneumatischen Ventildfeder bei Dauerbelastung. Das Verschleißverhalten der einzelnen Bauteile kann nur durch einen Versuch bewertet werden. Es wird deshalb ein Dauerlauf mit der maximalen Nockenwellendrehzahl von 5.000 U/min durchgeführt, geplant ist eine Dauer von 10 h. Bereits nach 3 h Laufzeit kommt es jedoch zu einem massiven Schaden an der Ventiltriebsattrappe, die Bilder 5.33 und 5.34 zeigen das Ausmaß. Ursache ist die Verdrehsicherung des Stößels: nachdem sich die Befestigungsschraube dieses kleinen Blocks gelöst hat, kann sich der Stößel in UT oder OT drehen und wird bei der nächsten Nockendrehung seitlich getroffen und zerstört.

Trotz der kurzen Laufzeit zeigt aber dieser Versuch, dass das Konzept, Pumpen- und Federraum durch Spaltdichtungen abzudichten, grundsätzlich auch für längere Laufzeiten geeignet ist. Verschleißschäden aufgrund von Auslegungsfehlern zeigen sich meistens bereits nach kurzer Laufzeit.

Bild 5.34 zeigt die obere und untere Dichtfläche des beschädigten Stößels. Es sind weder Verfärbungen durch thermische Überlastung noch Fressspuren erkennbar, bei den leichten „Rattermarken“ handelt es sich wahrscheinlich um Bearbeitungsspuren, die durch die Polierwirkung während des Betriebs sichtbar werden, sich dann aber nicht weiter verändern. Alle untersuchten Stößel-Hülsen-Kombinationen zeigen nach kurzer Betriebszeit dieses Laufbild.

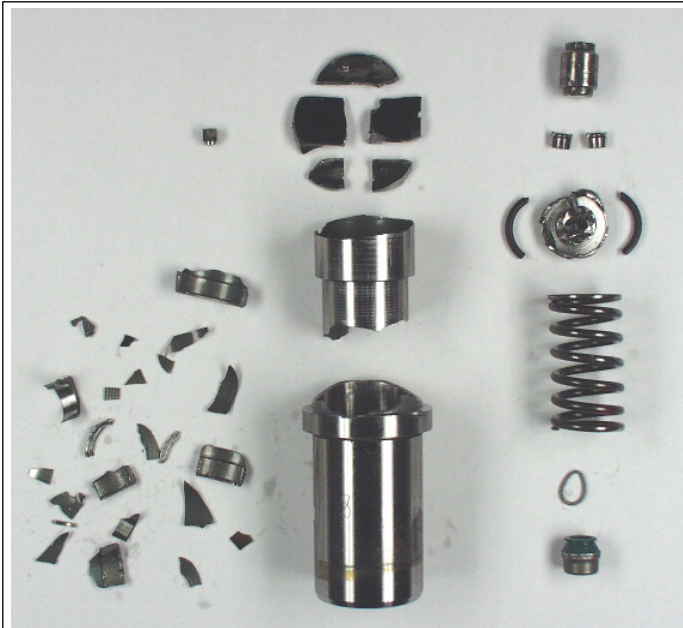


Bild 5.33 : Übersicht der beschädigten Bauteile

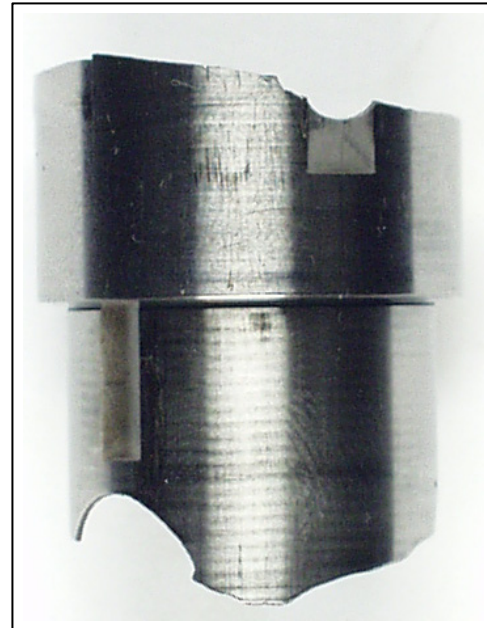


Bild 5.34 : Laufbild des Stößels nach Schaden

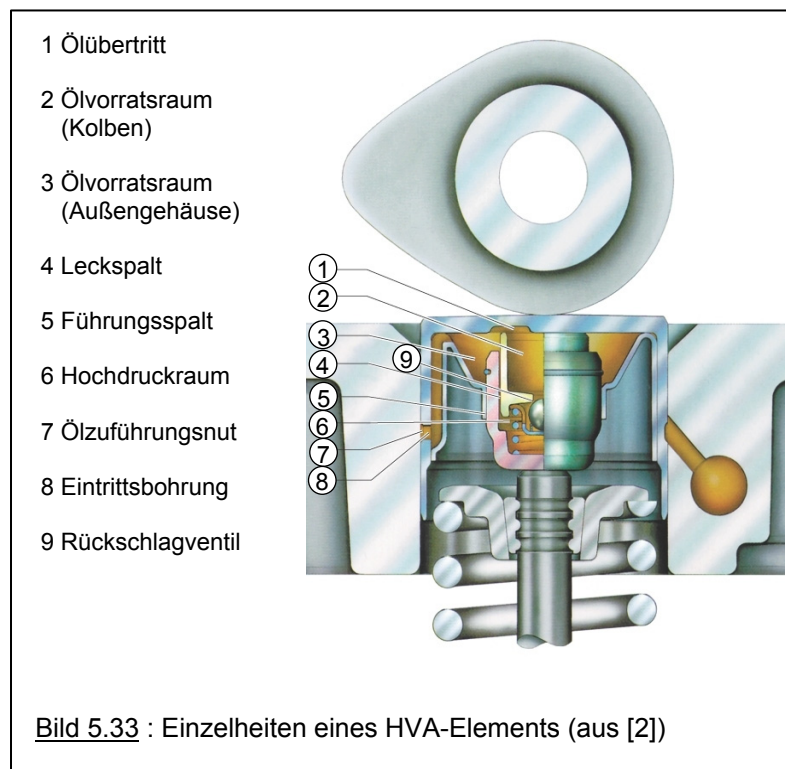
Aus Kapazitätsgründen kann der Dauerlauf mit neuen Teilen nicht wiederholt werden, dieser explizite Nachweis der Dauerhaltbarkeit soll später mit Tassenstößeln mit integriertem HVA-Element geführt werden.

### 5.3 Integration des HVA-Elements

Bereits in Kap. 3.1 wird auf die Bedeutung des Ventilspiels und die beiden Bauarten des mechanischen bzw. hydraulischen Ventilspielausgleichs hingewiesen. Der hydraulische Ventilspielausgleich wird schon 1911 in einem französischen Patent beschrieben [27] und zur Wartungsvereinfachung seit den 50er-Jahren in den USA bei Motoren mit untenliegender Nockenwelle und Stoßstangenantrieb der Ventile (OHV-Bauart) eingesetzt, aber auch schnelllaufende DOHC-Motoren mit Tassenstößeln werden mittlerweile fast ausschließlich mit hydraulischen Ausgleichselementen konzipiert. Neben der Vereinfachung der Servicearbeiten ist dabei der positive Einfluss auf die Abgasemissionen im Warmlauf ein wichtiger Aspekt für die Verwendung von HVA-Elementen.

#### 5.3.1 Aufbau und Funktion des HVA-Elements

Bild 5.33 zeigt die Einzelheiten eines Elements. Es besteht aus einem Grundkörper, der einen Kolben mit einem integrierten Rückschlagventil aufnimmt. Beide Teile sind zueinander mit einem wenige  $\mu\text{m}$  großen Leckspalt verschiebbar, eine innenliegende Feder und der Öldruck aus dem Motorölkreislauf drücken beide Teile auseinander. Während des Ventilhubes belasten die Ventildfeder und die Massenkkräfte des Ventils das Hydraulikelement, das Rückschlagventil sperrt den Hochdruckraum des Elements und durch den entstehenden Druck strömt eine geringe Ölmenge über den sehr engen Leckspalt zurück in den Vorratsraum. In der anschließenden Grundkreisphase (das Ventil liegt im Ventilsitz auf) ist das HVA-Element entlastet, die innenliegende Feder und der Motoröldruck drücken das Element wieder auseinander, bis der



Abstand zwischen Ventil und Stößel vollständig ausgeglichen ist. Der dabei entstehende Differenzdruck führt zum Öffnen des Rückschlagventils, die für den Ausgleichvorgang erforderliche Ölmenge kann in den Hochdruckraum nachströmen. Längenänderungen des HVA-Elements sind somit in beiden Richtungen möglich, um die unterschiedlichen thermischen Längenänderungen von Zylinderkopf (hauptsächlich abhängig von der Kühlmitteltemperatur) und Ventil (hauptsächlich abhängig von der Abgastemperatur bzw. der Temperatur der Ansaugluft) und längerfristig den Verschleiß der Bauteile zu kompensieren.

In Kap. 5.2.4 sind bereits die Schwierigkeiten beim Betrieb der pneumatischen Ventilsfeder in Verbindung mit einem HVA-Element geschildert, eine Verbesserung lässt sich offensichtlich nur durch eine konsequente Trennung der beiden Medien Druckluft und Drucköl erreichen. Die verfügbaren Tassenstößel lassen sich aufgrund der geringen Wandstärken nicht ausreichend nachbearbeiten, deshalb ist eine Neukonstruktion von Tassenstößel und Führungshülse nicht zu vermeiden. Dabei ist auch eine verbesserte Verdrehsicherung der Tasse vorzusehen, die bisher verwendete schmale Flachführung durch eine angeschliffene Flächen am Stößel und einem eingeschraubten Block in der Führungshülse (s. Bild 5.34) ist nicht ausreichend betriebssicher, wie mehrere Schäden gezeigt haben.



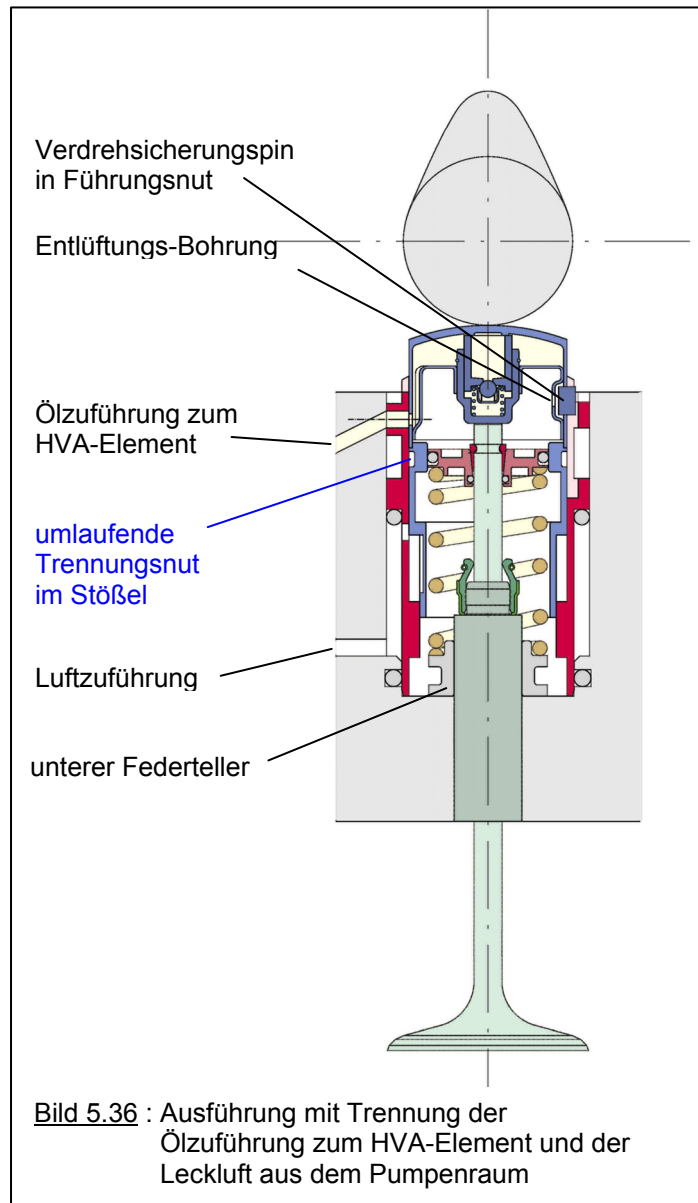
Bild 5.34 : Verdrehsicherung durch Flachführung am Stößel



Bild 5.35 : Verdrehsicherung durch Pin im Stößel

### 5.3.2 Merkmale der optimierten Ausführung

Bild 5.36 zeigt die Ausführung der Bauteile, die für die genannten Anforderungen neu konstruiert und gefertigt werden. Die unter Druck stehende Leckluft aus dem Pumpenraum der pneumatischen Ventildfeder und die Ölversorgung des HVA-Elements aus dem Motorölsystem werden durch eine umlaufende tiefe Nut am Tassenstößel voneinander getrennt. Diese Ringnut steht in Verbindung mit einer axial verlaufenden Nut in der Führungshülse, in der der zylindrische Pin der Verdrehsicherung des Tassenstößels geführt wird, (s. Bild 5.35). Die Ausführung der Verdrehsicherung entspricht der am serienmäßigen Tassenstößel. Die Nut in der Führungshülse leitet nicht nur die Leckluft aus dem Pumpenraum ab, sondern entlüftet auch das Volumen im Tassenstößel zwischen Federteller und Innenteil des Stößels. In dieses Volumen strömt sowohl eine geringe



Menge Leckluft aus dem Federraum (die beiden O-Ringe im Federteller sind nicht absolut dicht) als auch eine geringe Menge Lecköl aus der Führung des HVA-Elements. Eine Entlüftungsbohrung zur Führungsnut der Verdrehsicherung verhindert Ölsammlungen und Druckaufbau in diesem Raum.

Die untere Auflage der mechanischen Zusatzfeder, die bei der bisherigen Ausführung in die Führungshülse integriert ist, muss durch die geänderte Lage der unteren Dichtfläche der pneumatischen Ventildfeder von einem separaten unteren Federteller übernommen werden, um die Einbaulänge der aus verfügbaren Serienteilen ausgewählten Zusatzfeder darzustellen.

### 5.3.3 Funktionsversuche

Mit diesen neu gefertigten Teilen werden die Funktionsversuche mit eingebauten HVA-Elementen wieder aufgenommen, dabei zeigt sich die Wirksamkeit der umgesetzten Maßnahmen zur Trennung von Leckluft und Ölversorgung des HVA-Elements: über den gesamten Drehzahlbereich sind keine Funktionsstörungen durch Luft im Element festzustellen. Auch die Verdrehsicherung ist jetzt funktionssicher.

Allerdings zeigt sich bei diesen Versuchen auch, dass bei Nockenwellendrehzahlen über 4.000 U/min der Stößel in der Grundkreisphase nicht mehr am Nocken anliegt und dann in der Hubphase nicht mehr auf der Öffnungsrampe, sondern im Bereich des beginnenden Hauptnockens aufsetzt. Ursache dieses Verhaltens ist die Reibung der beiden Dichtflächen des Stößels in der Führungshülse, zusätzlich wird die Ausgleichsbewegung des Stößel in der Grundkreisphase durch den O-Ring im Federteller, der an der Innenseite des Stößels anliegt, behindert.

Beim serienmäßigen Ventiltrieb kompensiert die mit 0,1 mm relativ hohe Schließrampe des Nockens das Absinken des HVA-Elements in der Hubphase, so dass das Ventil nicht mit hoher Geschwindigkeit im Sitzring aufschlägt. In der anschließenden Grundkreisphase führen der hydraulische Druck aus der Versorgung des Elements in Verbindung mit der Rückführfeder im Hochdruckraum wieder zum Anliegen des Stößels am Grundkreis des Nockens, die Öffnungsrampe kann deshalb mit 0,03 mm wesentlich niedriger ausgeführt werden.

Bei der pneumatischen Ventilfeeder führt diese Rampenkonfiguration jedoch dazu, dass der Stößel durch die Schließrampe zu früh abgebremst wird und die Rückführkräfte aus der Ölversorgung bzw. die im HVA-Element integrierte Feder nicht ausreichen, in der zur Verfügung stehenden Zeit gegen den Reibungswiderstand der Spaltdichtflächen und des O-Rings den Stößel an den Grundkreis zurückzuführen. Die Reibungswiderstände des Stößels sind konzeptbedingt und auch die Rückstellkräfte des HVA-Elements lassen sich nicht ausreichend erhöhen, deshalb müssen die Rampen der Nockenerhebung an die Anforderungen der pneumatischen Ventilfeeder (in der vorgeschlagenen Ausführung als selbstpumpendes Element) angepasst werden.

Erste Versuche mit einer Nockenwelle mit symmetrischen Rampen sind erfolgreich, diese Nockenwelle wurde bereits für die Untersuchungen mit starrer Ventilspieleinstellung verwendet. Die Rampenhöhe der Nockenerhebung für mechanischen Ventilspielausgleich



---

beträgt 0,4 mm und ist damit für HVA zu groß, für weiterführende Untersuchungen müssten deshalb Nockenwellen mit deutlich kleineren symmetrischen Rampen beschafft werden. Parallel dazu sollte aber auch die Verwendung von – im Vergleich zur Öffnungsrampe – kleineren Schließrampe untersucht werden, um auch bei hohen Reibkräften z.B. des O-Rings im Federteller beim Ventilöffnen einen sicheren Kontakt des Stößels zur Öffnungsrampe zu gewährleisten. Im Hinblick auf mögliche Ventilgeräusche beim Aufsetzen des Ventils ist diese Variante sicher nicht unproblematisch und muss entsprechend abgestimmt werden.

Diese Untersuchungen bleiben jedoch aufgrund des erheblichen Zeitaufwands den weiterführenden Arbeiten vorbehalten.

## 5.4 Zweistufige Kompression

Wie im vorangegangenen Kapitel dargestellt, ist die Integration des HV-Elements in den Tassenstößel der pneumatischen Ventildfeder möglich, führt jedoch zu einer größeren Masse des Tassenstößels und in Folge zu einem höheren erforderlichen Systemdruck. Die Abdichtung des Federtellers im Stößel durch ein geeignetes Dichtelement (bei den bisherigen Ausführungen wurde ein O-Ring eingesetzt) bedeutet zusätzlich ein Schadensrisiko bei der Montage und möglicherweise auch ein Verschleißrisiko bei längeren Laufzeiten.

Eine weitere Problematik ergibt sich aus der im vorangegangenen Kapitel gezeigten erforderlichen Anpassung der Schließrampe an die höheren Reibkräfte des Stößels, um die Funktion des HVA-Elements sicherzustellen. Zusätzlich erschwert wird diese Abstimmung durch die Streuung der auf den Stößel wirkenden Reibkräfte, die durch die Bauteiltoleranzen des O-Rings und des Federtellers, durch die Oberflächengüte der Reibpartner, durch die unterschiedlichen Betriebstemperaturen und andere Einflussfaktoren verursacht werden. Eine zu hohe Reibkraft beispielsweise durch hohe Vorspannung des O-Rings würde die erforderliche Relativbewegung zwischen Ventil / Federteller und Stößel und damit die Funktion des HVA-Elements unzulässig stören, zu geringe Vorspannung beeinträchtigt die Abdichtung des Federraums.

Alle diese Risiken lassen sich vermeiden, wenn der Pumpenkolben starr mit dem Ventil verbunden ist, eine Aufteilung in die Bauteile Federteller (überträgt die pneumatische Druckkraft auf das Ventil) und Pumpenstößel mit der Notwendigkeit der Abdichtung zwischen beiden Bauteilen ist dann nicht mehr erforderlich. Diese Bauform wurde bereits in der ersten Ausführung für die Prinzipversuche verwendet (Kap. 5.1.1), kann so aber aufgrund der darin dargestellten Problematik der thermischen Dehnung des Ventilschafts und der zur Erzeugung des Systemdrucks erforderlichen Kompressionshöhe für einen befeuerten Motor nicht umgesetzt werden. Bekanntlich dehnt sich der Ventilschaft des Auslassventils im befeuerten Motor um bis zu 0,3 mm, die Kompressionshöhe der optimierten Ausführung beträgt dagegen im UT nur 0,2 mm.

Realisierbar ist diese Variante nur, wenn die Kompressionshöhe der Pumpe deutlich größer ist als die thermische Dehnung des Ventils. Dadurch verringert sich jedoch auch der erreichbare Kompressionsenddruck der Pumpe erheblich, Tabelle 5.37 zeigt diesen Einfluss bei gleichen geometrischen Randbedingungen (Stößeldurchmesser, Breite der Kolbenstufe, Ventilhub, etc.) der bisher untersuchten optimierten Ausführung:

Kompressionshöhe [mm]	<b>0,2</b>	0,5	1	2	3	4
rechn. Kompressionsenddruck [bar]	<b>52,4</b>	31,6	18,2	9,3	6,1	4,5
<u>Tabelle 5.37</u> : Einfluss der Kompressionshöhe auf den Verdichtungsenddruck der Pumpe						

Um den notwendigen Federraumdruck von mindestens 18,9 bar zu erreichen und die Leckageverluste auszugleichen, ist nach den bisherigen Erkenntnissen ein rechnerischer Kompressionsenddruck von ca. 50 bar erforderlich. Um diesen Wert bei ausreichend großer Kompressionshöhe dennoch zu erreichen, bietet sich die Aufteilung des Kompressionsverhältnisses auf zwei Stufen an. Sinnvollerweise wird dabei für beide Stufen die gleiche Kompressionshöhe gewählt, die Teilevielfalt lässt sich so reduzieren. Im Bild 5.38 ist das Funktionsprinzip dargestellt:

- In der ersten Stufe wird die Luft mit Umgebungsdruck angesaugt und auf 7,4 bar komprimiert (Rechnung ohne Berücksichtigung der Leckage) und strömt nach dem Öffnen des Überströmkanals in einen Zwischenspeicher.
- Aus diesem Zwischenspeicher saugt die zweite Stufe an und verdichtet die Luft auf 53,8 bar.
- Nach dem Öffnen des Überströmkanals der zweiten Stufe strömt die Luft in den Federraum dieses Pneumatikelements und über eine Bohrung, die die Federräume aller Pneumatik-elemente miteinander verbindet, auch in die Federräume der Elemente der 1. Stufe.

Die geförderten Volumenströme der Elemente der 1. und 2. Stufe sind aufgrund der gleichen Hubvolumina der Elemente sehr unterschiedlich. Um annähernd gleiche Volumenströme der in Reihe geschalteten 1. und 2. Stufe zu erreichen, fördern mehrere Elemente der 1. Stufe in den Zwischenspeicher, aus dem dann ein Element als 2. Stufe ansaugt.

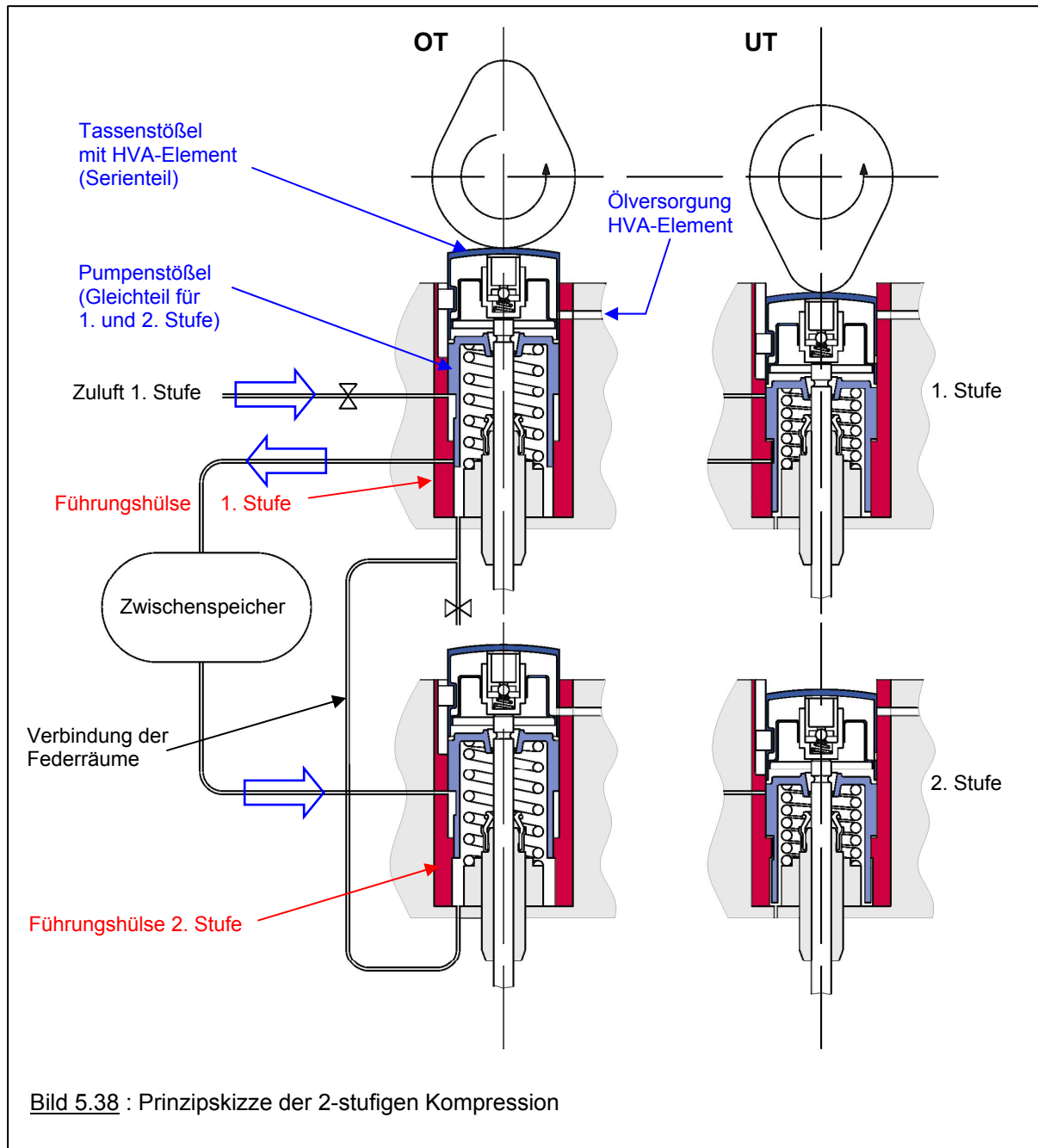
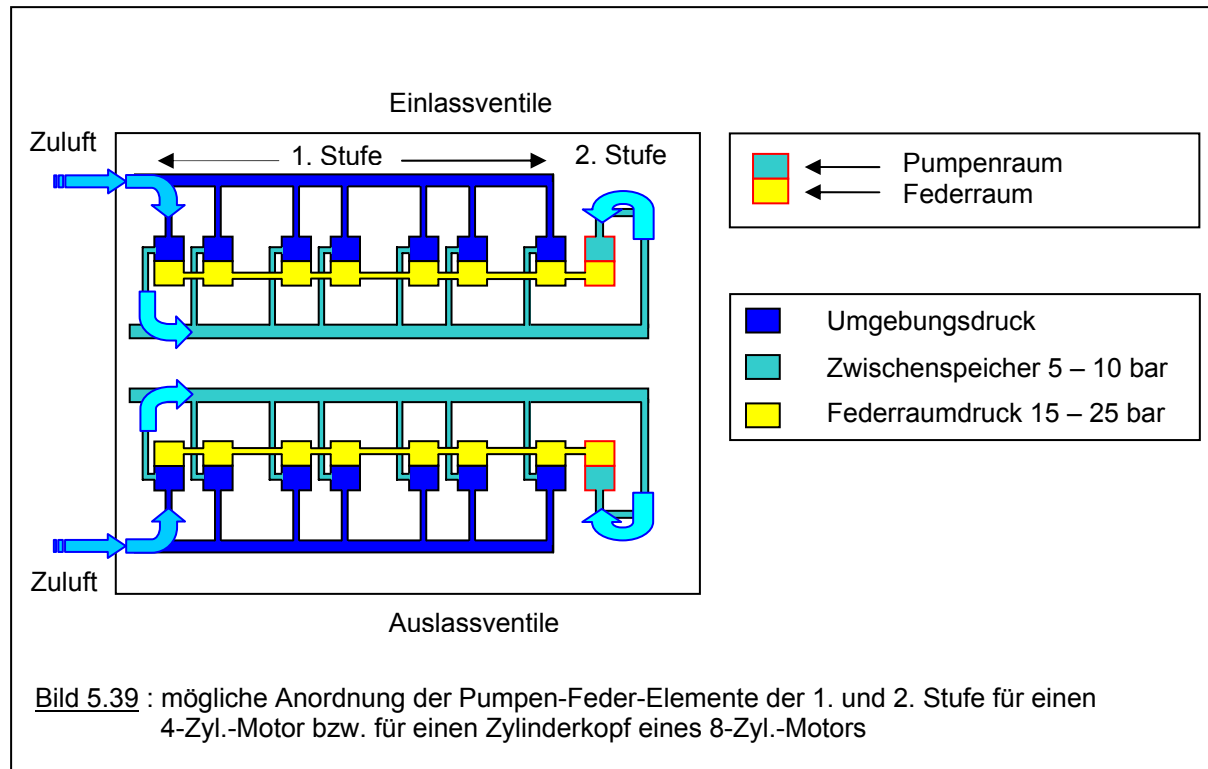


Bild 5.39 zeigt eine Möglichkeit, für einen 4-Zyl.-Motor bzw. für einen Zylinderkopf eines 8-Zyl.-Motors die beiden Stufen sinnvoll anzuordnen. Dabei fördern sieben Elemente der 1. Stufe in eine Verbindungsbohrung im Zylinderkopf, die als Zwischenspeicher dient, ein Element als 2. Stufe verdichtet die daraus angesaugte Luft weiter und versorgt über eine weitere Verbindungsbohrung die Federräume aller Elemente dieser Gruppe. Zu einer Gruppe lassen sich z.B. die in einer Reihe liegenden Pneumatiketeile der Auslassventile zusammenfassen, eine weitere Gruppe bilden dann die Elemente der Einlassventile.

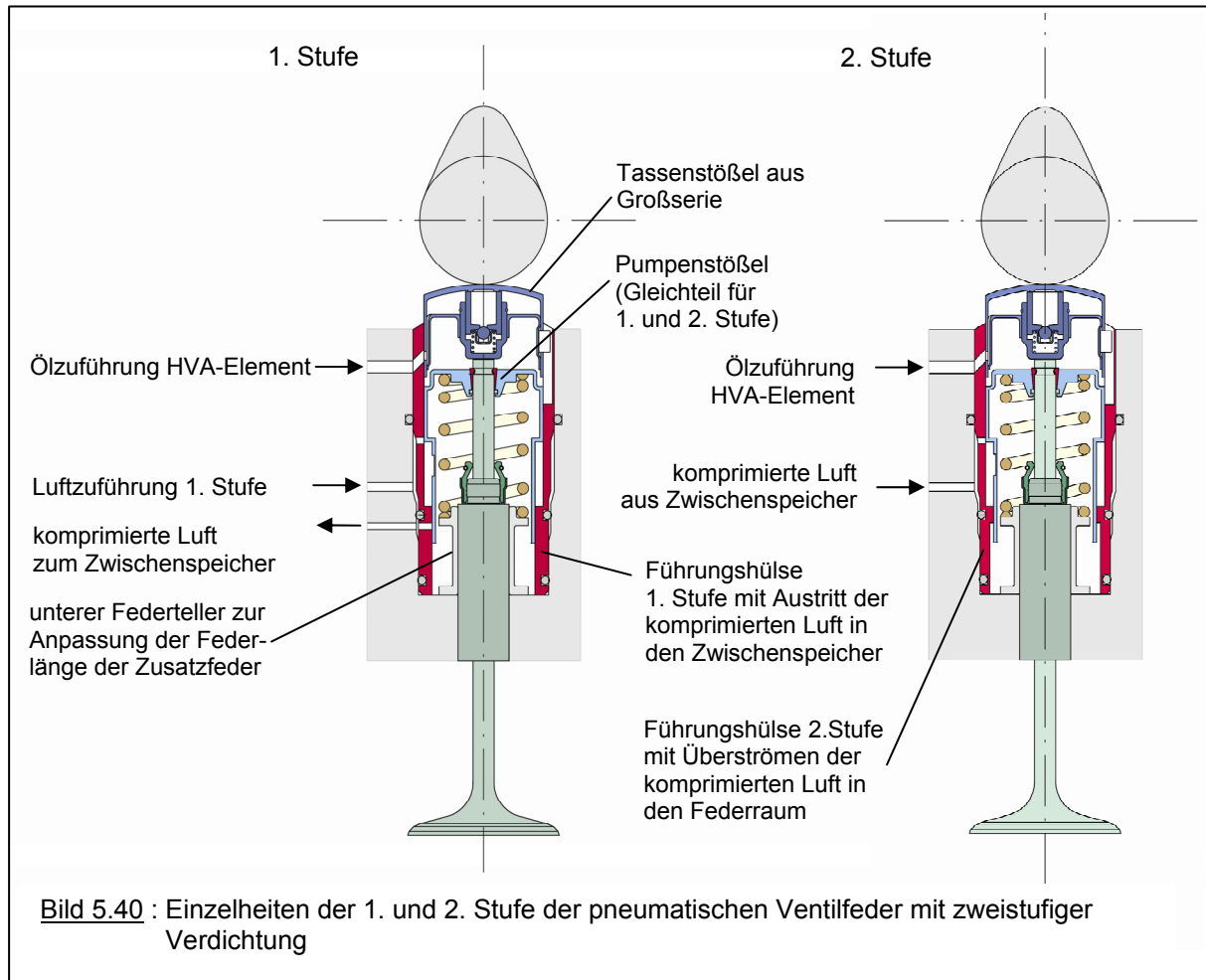


### 5.4.1 Konstruktive Merkmale

Die konstruktiven Einzelheiten dieser zweistufigen Ausführung der pneumatischen Ventilfeder sind in Bild 5.40 dargestellt:

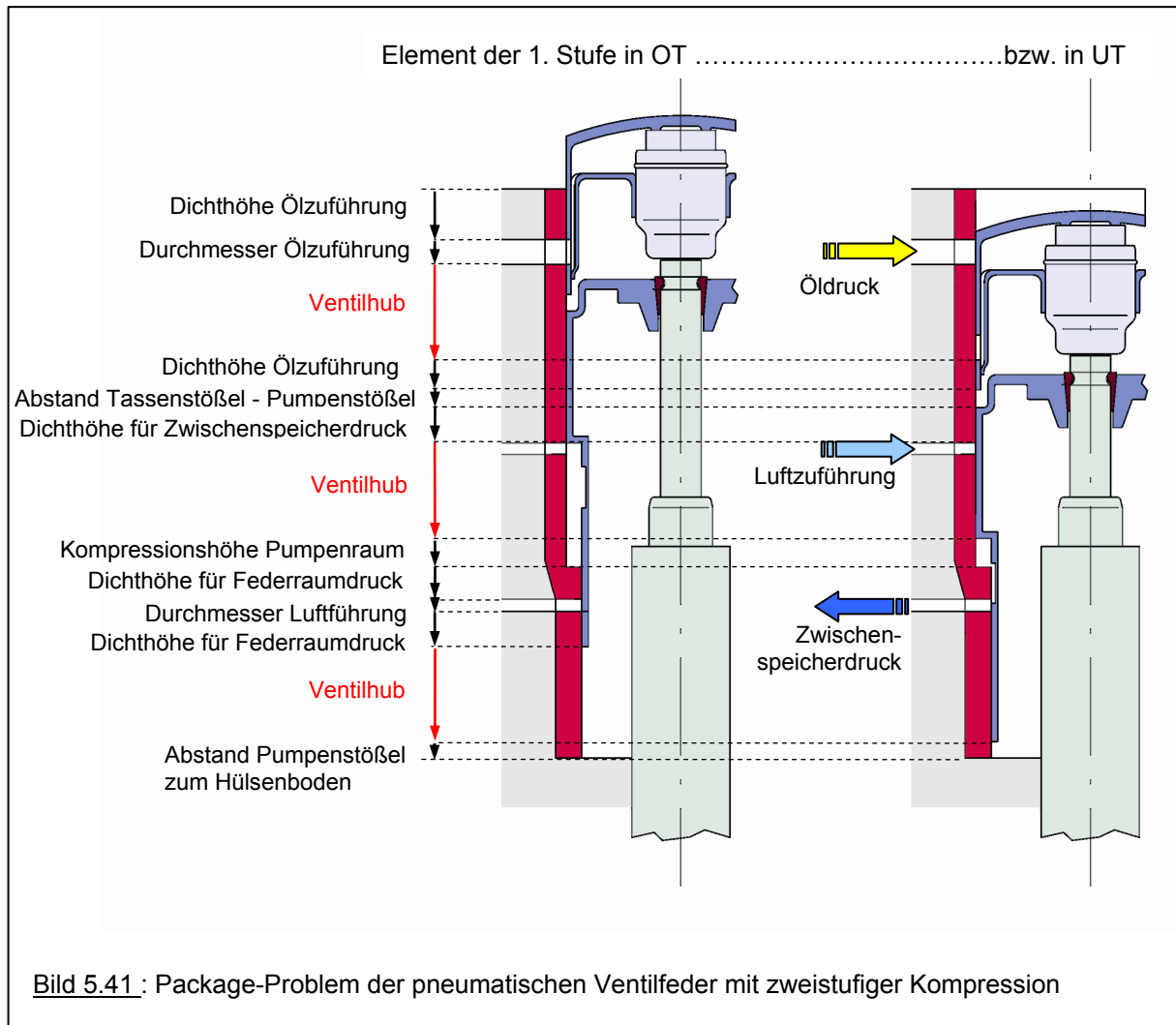
- Ein gestufter Pumpenstößel ist über konventionelle Kegelstücke starr mit dem Ventilschaft verbunden, ein O-Ring in der Stößelbohrung dichtet zum Ventilschaft ab. Dieser Pumpenstößel übernimmt auch die Funktion, sowohl die Federkraft der mechanischen Hilfsfeder als auch die pneumatische Druckkraft auf das Ventil zu übertragen. Um die Teilevielfalt aus Kostengründen möglichst gering zu halten, sind die Stößel beider Stufen als Gleichteil konzipiert.
- Zwischen Pumpenstößel und Nockenwelle ist ein serienmäßiger balliger Tassenstößel mit HVA-Element angeordnet. Die Verdrehsicherung in Form eines in das Tassenhemd eingesetzten Zylinders wird in einer entsprechenden Nut in der Führungshülse geführt. Diese Nut entlüftet gleichzeitig den Raum zwischen Pumpen- und Tassenstößel und führt das Lecköl des HVA-Elements in den Ölraum des Zylinderkopfs zurück.
- Die Führungshülse formt zusammen mit dem gestuften Pumpenstößel das Kompressionsvolumen der Pumpe. In der 1. Stufe wird die komprimierte Luft nach dem Öffnen des Überströmkanals in eine Verbindungsbohrung im Zylinderkopf geführt, die die Pumpenelemente der 1. Stufe verbindet und auch als Zwischenspeicher dient. In der

2. Stufe strömt die auf Enddruck komprimierte Luft direkt in den Federraum des Pneumatikelements, das über eine Verbindungsbohrung auch alle anderen Pneumatik-elemente dieser Gruppe mit Druckluft versorgt.



Bei dieser Ausführung der pneumatischen Ventilfeder als selbstpumpendes Element müssen drei druckführende Medien (Luftzuführung zur 1. Stufe, komprimierte Luft zum Zwischenspeicher und Ölversorgung des HVA-Elements) durch Spaltdichtflächen abgedichtet und zuverlässig voneinander getrennt geführt werden, um Funktionsstörungen zu vermeiden. Zusätzlich müssen die Versorgungsbohrungen zum Tassen- bzw. Pumpenstößel, abhängig vom Ventilhub, definiert geöffnet bzw. geschlossen werden. Dies führt bei Beachtung ausreichender Dichtlängen zu einer erheblichen Verlängerung des gesamten Pneumatikelements im Vergleich zu der in Kap. 5.3 dargestellten einstufigen Ausführung.

Bild 5.41 zeigt in einer vereinfachten Schemazeichnung diese geometrischen Zusammenhänge am Beispiel der 1. Stufe, die, abhängig vom Ventilhub und den Platzverhältnissen, im konkreten Zylinderkopf zu erheblichen Package-Schwierigkeiten führen können.



Für den bisher verwendeten Versuchsaufbau (Zwei-Ventil-Attrappe) mit den geometrischen Randbedingungen eines Serienmotors hätte dies aufgrund der größeren Gesamthöhe des Pneumatik-Elements eine komplette Neuanfertigung bedeutet, Versuche können deshalb im Rahmen dieser Untersuchung nicht mehr durchgeführt werden.

Für eine Neukonstruktion, bei der sowohl die Vorteile einer selbstpumpenden pneumatischen Ventildfeder als auch die bewährte Auslegung des Ventiltriebs mit konventionellen HVA-Elementen genutzt werden sollen, bietet diese Ausführung aber eine attraktive Alternative.

## 6 Dichtungsproblematik

Die in der Patenliteratur veröffentlichten bzw. durch den Einsatz im Motorsport bekannten Ausführungen der pneumatischen Ventildedern sehen fast ausnahmslos die Abdichtung des Federraums zum Gehäuse und zum Ventilschaft durch berührende Elastomerdichtungen vor. Diese Art der Abdichtung setzt glatte, nicht durch Bohrungen oder Nuten unterbrochene Kontaktflächen der Dichtungen voraus. Bei den in dieser Arbeit untersuchten Ausführungen mit integrierter schiebergesteuerter Luftpumpe für die Druckversorgung des Federraums würden die Steuerkanten in der Führungshülse Elastomerdichtelemente nach kurzer Laufzeit zerstören. Außerdem verursachen berührende Dichtungen durch die erforderliche Vorspannkkräfte immer auch Reibkräfte und Verschleiß, sowohl an den Laufflächen, als auch an den Dichtelementen.

Da einer der Schwerpunkte bei der hier dargestellten Entwicklung der pneumatischen Ventildeder die Reduzierung der Reibung im Ventiltrieb ist und für einen Serienmotor der Verschleiß von Bauteilen nach Möglichkeit soweit eingeschränkt werden soll, dass der Wechsel von Bauteilen während der gesamten Betriebszeit des Motors nicht erforderlich wird, sind deshalb bei allen hier untersuchten Varianten der Pneumatikfeder berührungslose Spaltdichtungen zur Abdichtung von Pumpen- und Federraum vorgesehen. Die im Rennsport verwendeten pneumatischen Ventildedern erfordern einen erheblichen Wartungsaufwand, üblicherweise werden die Dichtelemente nach jedem Rennen erneuert (die Wartungsintervalle sind im jeweils gültige Reglement festgelegt, für die Formel 1 ist ab der Saison 2006 der Wechsel erst nach jedem zweiten Rennwochenende erlaubt)

Für das Verständnis der physikalischen Abläufe während eines Arbeitsspiels wird im Folgenden unter anderem das zugrunde liegende physikalische Modell der Spaltdichtungen beschrieben, das unter Berücksichtigung der Geometrien und der Leckagen das Verhalten der Kolbenpumpe und der Kolbenfeder während eines Arbeitsspiels erklärt. Ziel ist es, mit den berechneten Größen die Bauteile dimensionieren zu können und Schlüsse über den Zusammenhang einzelner Geometrieänderungen auf die Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems ziehen zu können.



## 6.1 Systembeschreibung

Das in dieser Arbeit untersuchte System der pneumatischen Ventildfeder setzt sich aus den beiden Teilsystemen „Kolbenpumpe“ und „Kolbenfeder“ zusammen, die beide von den Bauteilen „Stößel“ und „Führungshülse“ gebildet werden. Da der Stufenkolben der Kolbenpumpe und der Kolben der Ventildfeder in einem Bauteil vereinigt sind, ist deren Bewegungsablauf während eines Arbeitsspiels identisch. Bild 6.1 zeigt das physikalische Modell und die relevanten Größen.

Angenommene Umgebungsbedingungen der Luft:

Temperatur	$T_0 = 20^\circ\text{C}$
Druck	$p_0 = 1 \text{ bar}$
Dichte	$\rho_0 = 1,204 \text{ kg/m}^3$
dyn. Viskosität	$\eta_0 = 18,4 \mu\text{Pa/s}$

Anmerkung: die Werte für die Dichte und die dyn. Viskosität für Luft sind dem VDI-Wärmeatlas entnommen [37], ggf. werden die erforderlichen Werte aus den diskreten Angaben in diesem Tabellenwerk linear interpoliert.

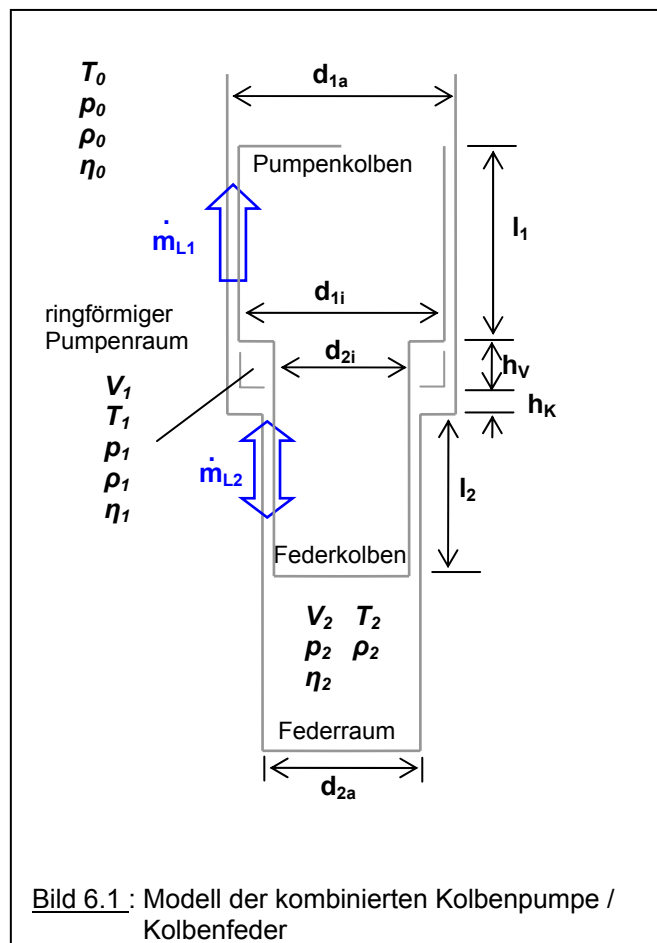


Bild 6.1 : Modell der kombinierten Kolbenpumpe / Kolbenfeder

### 6.1.1 Kompression der Pumpe

Für die Kompression der Luft im Pumpenraum wird eine isentrope Zustandsänderung angenommen (adiabat und reversibel), nach Meissner [38] ist diese Annahme für schnelle dynamische Vorgänge zulässig. Bei den geometrischen Verhältnissen der hier diskutierten Ausführung der Pumpe erscheint auch ein Wärmefluss vom Pumpenvolumen zum Gehäuse und damit ein flacherer Druckanstieg als bei einer Kompression ohne Wärmefluss (adiabat) denkbar, da das Oberflächen-Volumen-Verhältnis mit dem Kolbenweg (d.h. mit dem

Ventilhub) stark ansteigt. Der mögliche Fehler bei der adiabaten Berechnung wird in dieser Phase der Entwicklung akzeptiert, da die Berücksichtigung der sehr komplexen Wechselwirkungen auch die Kenntnis der Oberflächentemperaturen der Bauteile voraussetzt. Die Wärmeströme von der komprimierten Luft im Federraum an die umgebenden Wandungen bzw. umgekehrt sind nicht nur von der Temperaturdifferenz, vom Oberflächen-Volumen-Verhältnis und damit vom Ventilhub abhängig, sondern auch von der zur Verfügung stehenden Zeit, d.h. von der Nockenwellendrehzahl. Bei extrem kleiner Drehzahl z.B. würden die Zustandsänderungen im Pumpenraum isotherm verlaufen. Eventuell müssen diese Einflüsse in einer weiterführenden Arbeit detaillierter untersucht werden.

Der Adiabatenexponent  $k$  für reale Gase ist abhängig von Druck und Temperatur. Für den Wertebereich in dieser Untersuchung kann  $k$  von Luft in guter Näherung durch  $\kappa$  (Adiabatenexponent des idealen Gases) verwendet werden. Da in der Grundkreisphase das Pumpenvolumen durch die Zulaufbohrung mit der Umgebung in Verbindung steht, ergeben sich in der Kompressionsphase folgende Zustandsänderungen :

$$p_1 = p_0 \cdot \left( \frac{V_{1-0}}{V_1} \right)^\kappa \quad (6.1)$$

In der Kompressionsphase strömt aus dem Pumpenvolumen aufgrund der Druckdifferenz durch die Spaltdichtungen die Luftmasse  $m_{L1}$  nach außen in die Umgebung ab. Abhängig von der Druckdifferenz zum Federraum strömt außerdem die Luftmasse  $m_{L2}$  vom Pumpenraum in den Federraum bzw. vom Federraum in den Pumpenraum. Die Berechnung der Leckagen wird in Kap. 6.1.3.1.2 dargestellt. Bei Berücksichtigung dieser Massenströme ergibt sich

$$p_1 = p_0 \left( \frac{V_{1-0}}{V_1 - V_{L1} \pm V_{L2}} \right)^\kappa \quad ; \quad V_{L1} = \frac{m_{L1}}{\rho_1} \quad ; \quad V_{L2} = \frac{m_{L2}}{\rho_2} \quad (6.2)$$

$$m_{L1} = \int_{h_v=0}^{h_v=\max} dm_{L1} \cdot dt \quad ; \quad m_{L2} = \int_{h_v=0}^{h_v=\max} dm_{L2} \cdot dt \quad (6.3)$$

$V_I$  = geometrisches Pumpenvolumen

$V_{I-0}$  = geometrisches Pumpenvolumen bei Beginn der Kompression (Zulaufbohrung geschlossen)

$V_{L1}$  = Leckvolumen durch die Leckage der Dichtfläche zwischen Pumpenraum und Umgebung

$V_{L2}$  = Leckvolumen durch die Leckage der Dichtfläche zwischen Pumpenraum und Federraum

Für die Temperatur im Pumpenraum wird zu Beginn der Kompression die Umgebungstemperatur angenommen, da durch die Zulaufbohrung Luft aus der Umgebung angesaugt wird. Daraus ergibt sich die Temperatur im Pumpenvolumen während der Kompression:

$$T_1 = T_0 \cdot \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (6.4)$$

### 6.1.2 Kompression der Luftfeder

Im Wesentlichen wird der Druck im Federraum durch den Kompressionsenddruck der Pumpe und den Leckagen der Dichtflächen bestimmt, es wird deshalb von einer adiabaten Kompression und Expansion der Luftfeder während des Ventilhubs ausgegangen. Der Einfluss des Wärmeaustausches zwischen Federvolumen und Wandungen ist bei dem gegebenen Oberflächen-Volumen-Verhältnis und der Dynamik der Zustandänderungen sicher vernachlässigbar.

Analog zu den Überlegungen bei der Berechnung der Verhältnisse in der Pumpe bleiben deshalb die Wärmeströme in und aus dem Federvolumen bei der Berechnung des Federraumdrucks unberücksichtigt.

$$p_2 = p_{2\_0} \cdot \left( \frac{V_{2\_0}}{V_2 \pm V_{L2}} \right)^\kappa \quad (6.5) \quad ; \quad T_2 = T_{2\_0} \cdot \left( \frac{p_2}{p_{2\_0}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (6.6)$$

$p_{2\_0}$  = Druck im Federraum bei OT (Systemdruck)

$V_{2\_0}$  = geometrisches Federvolumen bei OT

$V_{L2}$  = Leckvolumen durch die Leckage der Dichtfläche zwischen Pumpenraum und Federraum

### 6.1.3 Spaltströmung

Die Berechnung der Strömungen durch Dichtspalte wird bei *Trutnovsky* [28] ausführlich beschrieben, die Herleitung der entsprechenden Größen zur Berechnung der Leckagen  $V_{L1}$  und  $V_{L2}$  der Dichtflächen zwischen Umgebung und Pumpenraum bzw. zwischen Pumpen- und Federraum stützt sich deshalb weitgehend auf diese Veröffentlichung.

Ausgegangen wird von einer stationären Strömung, Einflüsse des Zulaufs auf die Spaltströmung sowie die Krümmung des Spalts werden nicht berücksichtigt. Die Strömungsgeschwindigkeit und der Fluidzustand variieren hauptsächlich entlang des Strömungsweges (Spaltachse), nicht aber quer dazu. Die Strömung soll zur Spaltmitte symmetrisch sein. Auch bei der in Kap. 7.2 beschriebenen Simulation eines Arbeitsspiels wird die Zeit diskretisiert, dabei wird der Strömungszustand im jeweiligen Zeitabschnitt als stationär betrachtet.

#### 6.1.3.1 Axialer Kreisringspalt mit konstanter Spaltweite

##### 6.1.3.1.1 Strömung inkompressibler Medien

Für das Spaltelement der Länge  $l$ , das mit seiner Innenseite die Symmetrieffläche berührt (s. Bild 6.2), lautet die Gleichgewichtsbedingung (Druckkraft auf der Stirnfläche = Reibungskraft auf der äußeren Mantelfläche) :

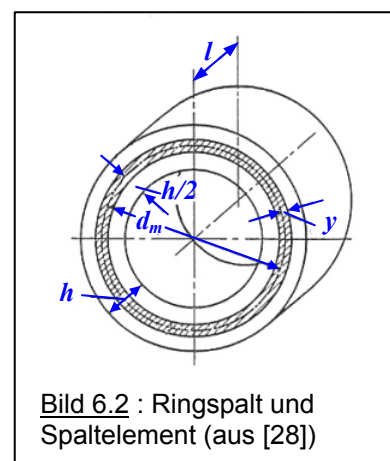
$$d_m \cdot \pi \cdot y (p_1 - p_2) - d_m \cdot \pi \cdot l \cdot \tau = 0 \quad (6.7)$$

(auf die innere Mantelfläche wirkt keine Reibungskraft, da die Nachbarschicht gleich schnell strömt!).

Daraus 
$$\tau = \frac{y(p_1 - p_2)}{l} \quad (6.8)$$

Für die Laminarströmung ist andererseits

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad (6.9)$$



Durch Einsetzen von  $\tau$  in Gl. 6.7 und Integration (Randbedingung: Strömungsgeschwindigkeit an der Wand gleich Null) findet man die Geschwindigkeit im Kreisringspalt:

$$v = \frac{p_1 - p_2}{2 \cdot \eta \cdot l} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (6.10)$$

Die Geschwindigkeitsverteilung ist parabelförmig, die größte Geschwindigkeit ist dabei

$$y = 0 \quad \rightarrow \quad v_{\max} = (p_1 - p_2) \cdot \frac{h^2}{8 \cdot \eta \cdot l} \quad (6.11)$$

Die mittlere Geschwindigkeit entspricht der mittleren Abszisse der Parabel und beträgt

$$v_m = \frac{2}{3} v_{\max} = \frac{h^2}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot (p_1 - p_2) \quad (6.12)$$

Durch Integration über die Spalthöhe ergibt sich der Volumenstrom

$$\dot{V} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot d_m \cdot \pi \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (6.13)$$

und daraus der Massenstrom

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{(p_1 - p_2) \cdot d_m \cdot \pi \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (6.14)$$

Die aus Versuchen ermittelte wirkliche Durchflussmenge ist oft deutlich verschieden von den nach vorstehenden Gleichungen ermittelten Werten. Eine exakte Berechnung der Strömung durch einen Kreisringspalt müsste gegebenenfalls folgende Einflüsse berücksichtigen:

- Die Veränderung des Strömungsprofils unmittelbar vor der Spaltöffnung
- Die Beschleunigungshöhe zum Erreichen der einheitlichen Geschwindigkeit in den Spalt
- Die Eintrittskontraktion (bei scharfkantigem Eintritt tritt Strahlablösung ein, die Durchflussmenge wird dadurch reduziert)
- Die Anlaufstrecke zum vollständigen Ausbilden des Strömungsprofils
- Die Exzentrizität des Spalts
- Die Bewegung einer oder beider Spaltbegrenzungswände

- Die Wandrauhigkeit
- Den Verlust der Geschwindigkeitsenergie nach dem Spalt
- Die Veränderung des Strömungsprofils nach der Austrittsöffnung
- Die Änderung der Viskosität infolge der Druckabnahme
- Die Änderung der Viskosität infolge der durch die Energieumsetzung verursachten Temperaturerhöhung
- Eine Änderung der Spalthöhe durch Temperatur- und Druckeinfluss
- Die Änderung der Dichte mit dem Druck

Die meisten der genannten Einflussgrößen sind für den konkreten Anwendungsfall nicht bekannt oder nur aufwändig experimentell zu ermitteln, für die Bewertung der pneumatischen Ventildfeder erscheint in diesem Stadium der Entwicklung die Berechnung der Leckageeinflüsse mit Hilfe der Gleichung 6.14 ausreichend.

#### 6.1.3.1.2 Strömung kompressibler Medien

Die Strömung von Gasen und Dämpfen baut auf den gleichen physikalischen Grundlagen wie die Strömung inkompressibler Medien auf, es bestehen aber zwei grundlegende Unterschiede:

- Die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit längs des Spalts und als Folge dessen der Verbrauch eines Teils des Druckabfalls für die Beschleunigungsarbeit. Ist der Druckabfall gering, kann die Volumenänderung des strömenden Mediums vernachlässigt werden, man erhält die Gleichungen für die inkompressiblen Medien als Sonderfälle der allgemeinen Lösung.
- Der Einfluss des Wärmeaustausches (Wärmefluss aus den Spaltwänden) auf die Strömung. Als Grenzfall dieses Einflusses ist vor allem die adiabatische Strömung aufzufassen, bei der kein Wärmeaustausch erfolgt. Ein weiterer Grenzfall ist die isothermische Strömung, bei der die Temperatur des strömenden Mediums gleich bleibt.

Bei sehr geringen Spalthöhen und im Verhältnis dazu großen Spaltlängen ist von einer isothermen Strömung auszugehen. Da dies bei den Randbedingungen der pneumatischen Ventildfeder zutrifft, beschränken sich die folgenden Ausführungen auf diesen Fall.

Der Unterschied zu den Gleichungen für inkompressible Medien besteht darin, dass der Druckabfall nicht mehr linear ist, der Term  $\Delta p/l$  ist daher zu ersetzen durch  $dp/dx$ ; damit geht Gl. 6.10 über in

$$v = \frac{1}{2 \cdot \eta} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) \frac{dp}{dx} \quad (6.15)$$

und der Volumenstrom ist

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (6.16)$$

Unter der Annahme, dass es sich bei dem strömenden Medium um ein ideales Gas handelt (Luft kann in guter Näherung als ideales Gas betrachtet werden), ist

$$p \cdot \dot{V} = \dot{m} \cdot R_s \cdot T \quad (6.17)$$

Damit wird

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot h^3 \cdot p}{12 \cdot \eta \cdot R_s \cdot T} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (6.18)$$

Unter der Annahme einer konstanten Temperatur im Spalt bleibt auch die Viskosität des Mediums konstant, damit ergibt sich der Druck an einer Stelle  $x$  des Strömungswegs durch Integration

$$p = \sqrt{p_1^2 - \frac{24 \cdot \eta \cdot R_s \cdot T \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_m \cdot h^3}} \quad (6.19)$$

Die Druckverteilung im Spalt ist daher parabolisch. Durch Integration über die Länge  $l$  des Strömungswegs kann so der Massenstrom bestimmt werden:

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot h^3}{24 \cdot \eta \cdot R_s \cdot T \cdot l} (p_1^2 - p_2^2) \quad (6.20)$$

Dabei ist	$\eta$	= dyn. Viskosität	$d_m$	= mittl. Durchmesser des Ringspalts
	$R_s$	= spez. Gaskonstante	$h$	= Dichtspalthöhe
	$T$	= Absoluttemperatur	$l$	= Dichtspalllänge
	$p_1$	= Druck vor Dichtspalt	$p_2$	= Druck nach Dichtspalt

Für  $h/l < 1/1000$  erhält man durch diese vereinfachte Rechnung sehr genaue Ergebnisse, für  $h/l > 1/1000$  sollten die Trägheitskräfte bei der Beschleunigung der Strömung berücksichtigt werden, *Trutnovsky* gibt dazu die genaueren Gleichungen an.

### 6.1.3.2 Laminare Strömung

Die in den Kap.6.1.4.1 und 6.1.4.2 dargestellten Gleichungen für die Massenströme von inkompressiblen bzw. kompressiblen Medien durch einen Ringspalt gehen von einer laminaren Strömung (auch Parallel- oder Fadenströmung genannt) aus.

Zur Beurteilung, ob eine Strömung laminar oder turbulent ist, wird die Reynolds-Zahl (6.21) betrachtet. Sie charakterisiert das Verhältnis der Trägheitskräfte (Beschleunigungskräfte) zu den Zähigkeitskräften (Reibungskräfte). Bei kleinen Reynolds-Zahlen überwiegen die in der Strömung übertragenen Zähigkeitskräfte die Trägheitskräfte, für große Reynolds-Zahlen ist es umgekehrt. Verknüpft mit dem Massenstrom durch den Dichtspalt ist

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot v_m \cdot h \cdot \rho}{\eta} = \frac{2 \cdot \dot{m}}{\eta \cdot \pi \cdot d_m} \quad (6.21)$$

dabei ist

- $v_m$  = mittlere Strömungsgeschwindigkeit
- $h$  = charakteristische Länge senkrecht zur Strömungsrichtung (Spalthöhe)
- $\rho$  = Dichte des strömenden Mediums
- $\eta$  = dynamische Viskosität
- $\dot{m}$  = Massenstrom im Dichtspalt
- $d_m$  = mittlere Durchmesser des Ringspalts

Die Reynolds-Zahl gilt lokal für jeden Querschnitt längs des Strömungswegs, da die einzelnen Größen über dem Strömungsweg variieren.

Die Strömung wird turbulent, wenn die kritische Reynolds-Zahl überschritten wird, sie liegt bei glatten Dichtspalten im Bereich 2000 .... 4000.

Bei einem sehr „rauhem“ Spalt, der beispielsweise mehrfach durch tiefe Nuten oder Absätze unterbrochen wird, kann die Strömung bereits bei Reynolds-Zahlen  $< 500$  .... 1000 turbulent verlaufen. Der Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Strömung in Dichtspalten wurde u.a. von *Blasius* [33] untersucht.



Werden die geometrischen Werte der pneumatischen Ventildfeder, ein Massenstrom von 1 kg/h (vergl. Kap. 6.3) und die dynamische Viskosität der Luft am Spaltausgang eingesetzt, so ergibt sich die Reynolds-Zahl mit

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot 1,0 \text{ kg/h}}{21 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \pi \cdot 28 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 300,7$$

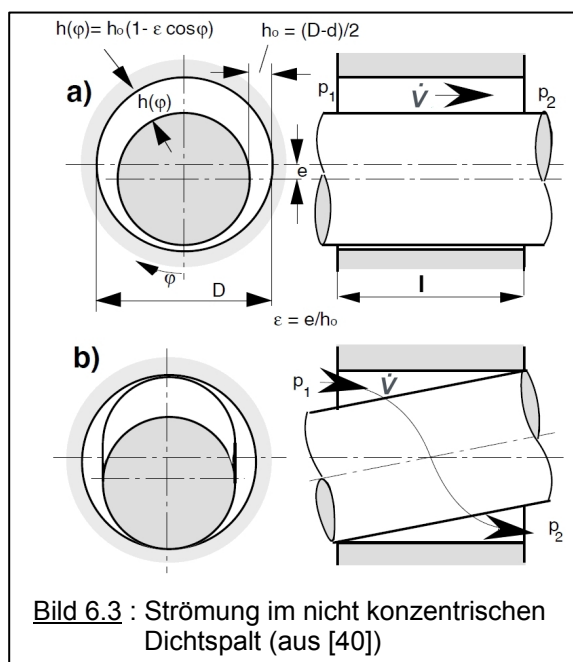
damit ist die Strömung über die gesamte Spaltlänge laminar.

Auf die Betrachtung der turbulenten Strömung im Dichtspalt kann deshalb verzichtet werden, sie wird bei *Trutnovsky* [28] in Kap. 2.232 ausführlich dargestellt.

*Anmerkung: am Spaltausgang wird ein Druck von 1 bar bei einer Temperatur von 80°C (das sind die Umgebungsbedingungen im Zylinderkopf) angenommen.*

### 6.1.3.3 Einfluss der exzentrischen Lage

Sind die Achsen der spaltbildenden Körper parallel zueinander versetzt (Bild 6.3a), so ist die relative Exzentrizität  $\varepsilon_s = e_s / h$ , dabei ist  $h = 0,5 \cdot (d_a - d_i)$  die mittlere Spalthöhe. In erster Näherung ändert sich die Spalthöhe in Umfangsrichtung nach einer Sinusfunktion. Durch



Integration über dem Umfang analog dem Vorgehen beim Spalt mit konstanter Höhe erhält man

$$\dot{V}_e = \dot{V}_0 \cdot (1 + 1,5 \varepsilon_s^2) \quad (6.22)$$

Das bedeutet, der Durchfluss  $\dot{V}_e$  ist bei exzentrischer Lage größer als der bei konzentrischer Lage und wächst bei maximalem Achsversatz (die Welle, bzw. bei der pneumatischen Ventildfeder der Stößel, liegt entlang einer Mantellinie an der Bohrung bzw. an der Führungshülse an) auf den 2,5-fachen Wert.

#### 6.1.3.4 Einfluss der gekippten Achse

Bild 6.3b zeigt eine in der Bohrung gekippte Welle. Die Strömung ist hier zweidimensional (mit x- und z-Komponenten). Die Integration der diese Strömung beschreibende Reynolds-Gleichung ist jedoch analytisch nicht möglich. Versuche zeigten aber, dass bei maximaler Kippung, d.h. wenn entsprechend Bild 6.3b die Welle den Rand der Bohrung jeweils am Anfang und am Ende berührt, der Durchfluss nur noch ungefähr halb so groß ist wie der Wert bei koaxialer Lage.

$$\dot{V}_k \approx 0,5 \cdot \dot{V}_0 \quad (6.23)$$

Zusammengefasst zeigen die Gleichungen 6.22 und 6.23, dass, ausgehend von der maximalen Kippung der Welle in Bohrung bis zum Zustand der maximalen achsparallelen Exzentrizität, der Durchfluss bei gleicher mittlerer Spalthöhe im Verhältnis 1:5 zunimmt.

Für die praktische Anwendung ist dies bei der Bewertung der Ergebnisse aus den Gleichungen 6.14 bzw. 6.20 unbedingt zu beachten, da bei realen Bauteilen Exzentrizität und Kippung im Allgemeinen nicht bekannt sind.

Im Falle der pneumatischen Ventilfeeder der vorgestellten Bauform sind außerdem jeweils zwei Dichtflächen an den Bauteilen „Stößel“ bzw. „Führungshülse“ kombiniert, deshalb sind dabei auch noch die fertigungsbedingten Abweichungen der Zylinderachsen der beiden zylindrischen Dichtflächen von der idealen konzentrischen Lage zu beachten und die Maße in den Fertigungszeichnungen entsprechend zu tolerieren.

#### 6.1.3.5 Einfluss der Bewegung einer Wandung

Bei der Bewegung einer der begrenzenden Spaltwände, wie sie bei der Abdichtung von Wellen oder Stangen meistens vorhanden ist, werden Reibungskräfte auf das strömende Medium ausgeübt und der Durchfluss dadurch verändert.

Die Durchflussgleichung 6.13 für inkompressible Medien und laminarer Strömung ändert sich bei der gradlinigen Bewegung des konzentrischen Ringspalts mit der konstanten Geschwindigkeit  $v$  :

$$\dot{V} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot d_m \cdot \pi \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (6.13) \quad \rightarrow \quad \dot{V} = \left[ \frac{(p_1 - p_2) \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \pm h \cdot \frac{v}{2} \right] \cdot d_m \cdot \pi \quad (6.24)$$

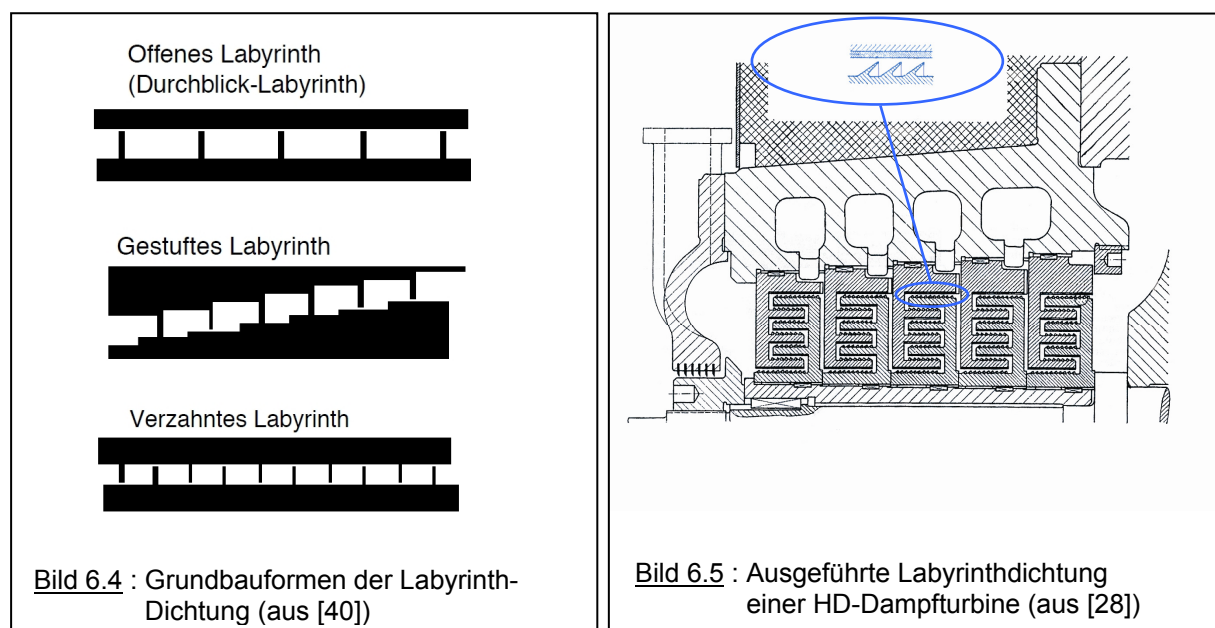
(ohne Bewegung) (mit Bewegung)

Dieser Einfluss ist vor allem bei rotierenden Bauteilen zu beachten, bei der oszillierenden Bewegung im Falle der pneumatischen Ventildfeder hebt sich der Effekt der bewegten Wandung über ein Arbeitsspiel auf.

### 6.1.4 Labyrinthströmung

Eine weitere bekannte Ausführung berührungsloser Dichtungen sind Labyrinth-Dichtungen, (Bild 6.4 zeigt Grundbauformen) die in verschiedenen Ausführungen vor allem bei Gas- und Dampfturbinen die Rotordurchführungen gegen die heißen und unter hohen Druck stehenden Prozessgase abdichten, Bild 6.5 zeigt die ausgeführte Abdichtung einer Hochdruck-Dampfturbine. Eine minimale Leckage ist bei diesen Anwendungsfällen zulässig. Die relativ großen axiale und radiale Wellenbewegungen sowie die unterschiedliche thermische Dehnungen der Wellen bzw. Gehäuse erfordern bei diesen Maschinen entsprechend große Dichtspalte, als Mindestmaß ist z.B. nach Traupel [35] vorzusehen :

$$h_{\min} = c \cdot \frac{D}{1000} + 0,25 \text{ mm} \quad (6.25)$$



$D$  ist dabei der Wellendurchmesser in mm, der Faktor  $c = 0,6 \dots 1,3$  berücksichtigt die Wärmedehnungen und Lagerspiele. Der Wert 0,6 wird für die Auslegung von Verdichter empfohlen, 1,3 für Dampfturbinen und austenitische Werkstoffe. Für die Welle einer Dampfturbine mit einem Durchmesser von 250 mm ergibt sich so eine minimale Dichtspalthöhe von 0,45 mm.

Für den Anwendungsfall der pneumatischen Ventildfeder ist diese Empfehlung offensichtlich ungeeignet.

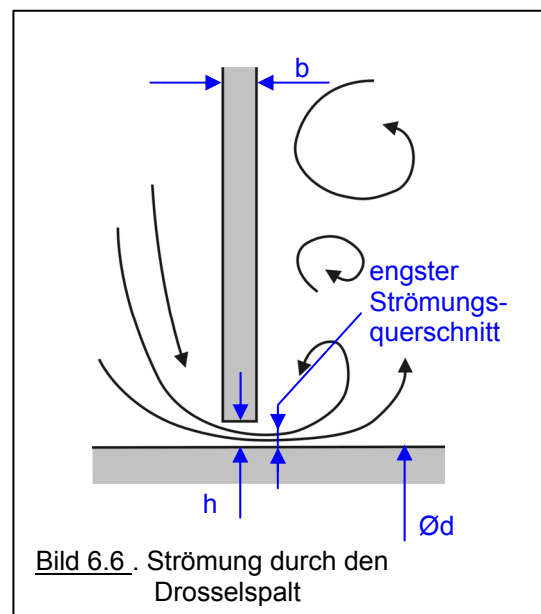
Die folgenden Ausführungen über die thermodynamischen Grundlagen der Labyrinthdichtung basieren auf *Trutnovsky* [28], der auch verschiedene Berechnungsverfahren und Versuchsergebnisse darstellt. Die Versuchsergebnisse beziehen sich vor allem auf Untersuchungen an Großmaschinen (Dampf- und Gasturbinen), für die Bauteile der pneumatischen Ventildfeder sind diese Ergebnisse deshalb nur teilweise übertragbar.

#### 6.1.4.1 Wirkungsweise des idealen Labyrinths

Wie beim glatten Dichtspalt hat auch bei der Strömung durch ein Labyrinth die Kompressibilität des Mediums entscheidenden Einfluss auf die Zustandsänderungen. Im Folgenden wird im Hinblick auf die mögliche Verwendung bei der pneumatische Ventildfeder nur die Strömung kompressibler Medien behandelt.

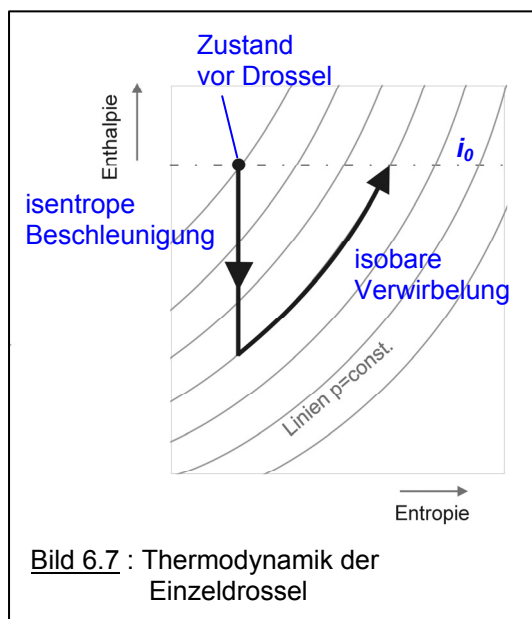
Das physikalische Verhalten eines Drossellabyrinths wird verständlich, wenn die thermodynamischen Änderungen der Gasströmung durch die Ringblenden und Kammern des Labyrinths betrachtet werden. Bild 6.6 zeigt das charakteristische Strömungsbild.

Vor dem Eintritt in das Labyrinth ist der Zustand des Gases gekennzeichnet durch den Druck  $p_1$ , die Dichte  $\rho_1$  und die Temperatur  $T_1$ . Bei einem idealen Gas ist  $p/\rho = R \cdot T$ , dabei ist  $R$  die Gaskonstante. Dieser Ausgangszustand entspricht der Ausgangsenthalpie  $i_1$ .



Anmerkung: in der Thermodynamik wird für die Enthalpie üblicherweise der Buchstabe  $h$  verwendet, in dieser Arbeit über die Entwicklung der pneumatischen Ventiltfeder wird  $h$  jedoch durchgängig für die Spalthöhe verwendet, deshalb wird hier die Enthalpie mit  $i$  bezeichnet.

Beim Einströmen in den Drosselquerschnitt mit der Spalthöhe  $h$  wird das Gas isentrop beschleunigt. Im Drosselpalt löst sich durch die scharfe Kante der Drossel die Strömung ab, der engste Strömungsquerschnitt  $A$  liegt hinter dem Drosselpalt und ist kleiner als die geometrische Drosselpaltfläche  $A_g = \pi \cdot d_m \cdot h$ .



Das Flächenverhältnis  $\alpha = A/A_g$  wird als Durchflusszahl bezeichnet.

In der anschließenden großvolumigen Labyrinthkammer expandiert der Gasstrahl und löst sich bei konstantem Druck in kleine Wirbel auf, die gesamte Bewegungsenergie des Gasstrahls wird in Wärme umgewandelt. Bild 6.7 zeigt im Enthalpie-Entropie-Diagramm den idealen Vorgang in einer Drosselstufe.

Für die in Strömungsrichtung hintereinander angeordnete Drosselstufen eines Labyrinths beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $v_m$  in den engsten Querschnitten der Ringblenden :

$$v_m = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad (6.26)$$

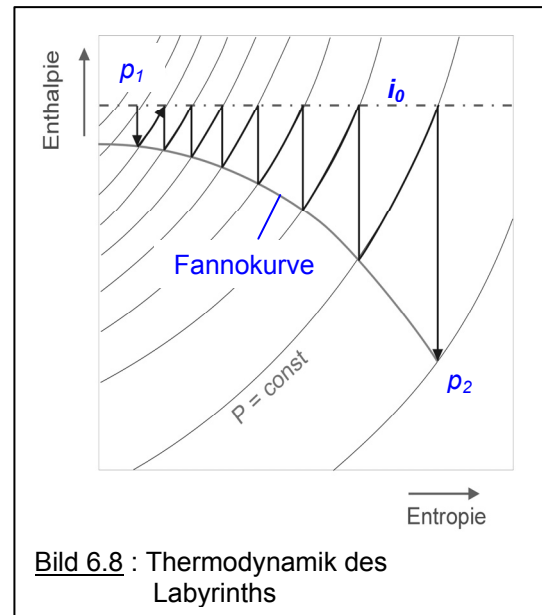
Dabei ist  $\dot{m}$  der Massenstrom,  $A$  der engste Strömungsquerschnitt und  $\rho$  die jeweilige Dichte des Gases. Da der Massenstrom konstant ist, nimmt die Geschwindigkeit in Strömungsrichtung bei sinkendem Druck und damit abnehmender Dichte mit jeder Drosselstufe zu. In jeder Drossel wird im Idealfall das Enthalpiegefälle  $\Delta i$  isentrop in Strömungsgeschwindigkeit umgesetzt. Dabei gilt

$$\Delta i = i_0 - i = \frac{1}{2} v^2 \quad (6.27)$$

Setzt man die Geschwindigkeit  $v$  aus Gl. 6.26 in Gl. 6.27 ein, so ergibt sich

$$\Delta i = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2}{2 \cdot \rho^2} = \frac{\Phi}{\rho^2} \quad (6.28)$$

Der Wert  $\Phi = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2$  hat für jede Drosselstelle



eines Labyrinths denselben Betrag, falls die Spalthöhen und die Durchflusszahlen  $\alpha$  überall gleich sind. In der Praxis ist  $\alpha$  von der Strömungsgeschwindigkeit und von der Spaltform nur wenig abhängig, so dass  $\Phi$  näherungsweise als konstant angesehen werden kann. Günstig für die Drosselwirkung sind dünne scharfkantige Ringe mit einem Verhältnis  $h/b \approx 2$  (s. Bild 6.6). Der Zusammenhang zwischen Enthalpiegefälle  $\Delta i$  und der Dichte  $\rho$  ergibt im  $i$ - $s$ -Diagramm für jeden Wert von  $\Phi$  (d.h. für jeden Massenstrom) eine bestimmte Kurve. Diese wird als *Fanno-Kurve* bezeichnet (s. Bild 6.8). Sie beschreibt die Änderung des thermodynamischen Zustands in einem Gasstrom bei Dissipation kinetischer Energie.

Schneidet die einem  $\Phi$ -Wert zugeordnete Fanno-Kurve die Isobare des Umgebungsdrucks mit einer endlichen Steigung  $di/ds$ , so ist die Ausströmgeschwindigkeit aus dem Labyrinth kleiner als die Schallgeschwindigkeit. Bei zunehmenden Werten von  $\Phi$  wird diese Steigung immer größer, bis der Scheitel der Fanno-Kurve auf der  $p_2$ -Isobaren liegt. In diesem Zustand strömt das Gas mit Schallgeschwindigkeit aus dem Labyrinth, das Verhältnis von Eintritts- zu Austrittsdruck des Labyrinths ( $\beta = p_1/p_n$ ) wird als *kritisches Druckverhältnis*  $\beta_{krit}$  bezeichnet. Die weitere Erhöhung von  $\Phi$  durch Erhöhung des Eintrittsdrucks führt zum *überkritischen* Ausströmen. Das Gas entspannt sich dabei außerhalb des Spalts auf Umgebungsdruck.

### 6.1.4.2 Berechnung der Labyrinthdichtung

Für die Berechnung der Strömung durch Labyrinthdichtungen sind verschiedene Verfahren bekannt, z.B. veröffentlichte *Stodola* [41] bereits 1924 entsprechende Algorithmen. *Egli* [36] erweiterte diese Ansätze mit Versuchsergebnissen, um auch Dichtungsverhältnisse, die vom „idealen“ Labyrinth abweichen, rechnerisch erfassen zu können. Weitere Rechenverfahren wurden von *Weissenberger u.a.* entwickelt, ausführlichere Informationen können der weiterführenden Literatur [42, 43, 44] entnommen werden.

Analog zur Berechnung des Durchflusses durch eine einzelne Drossel lässt sich der Massenstrom auch durch ein Labyrinth näherungsweise berechnen :

$$\dot{m} = A_g \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \quad (6.29)$$

Dabei ist  $p_1$  der Absolutdruck und  $\rho_1$  die Dichte vor dem Labyrintheingang.  $A_g$  ist der geometrisch freie Strömungsquerschnitt. Wenn der Labyrinthdurchmesser  $d_m$  sehr viel größer ist als die Spalthöhe  $h$ , dann gilt für die freie Querschnittsfläche

$$A_g = \pi \cdot d_m \cdot h \quad (6.30)$$

Die dimensionslose Durchflusszahl  $\alpha$  ist unter anderem von der Strömungsgeschwindigkeit und vom Verhältnis  $b/h$  des Drosselquerschnitts (s. Bild 6.5) abhängig und umfasst alle der Theorie nicht zugänglichen Strömungseffekte. Für Ringblenden mit einer Spalthöhe zwischen 0,3 und 0,6 mm sind aus der Literatur (*Egli*, [36])  $\alpha$ -Zahlen von ca. 0,6...1,0 bekannt, im Allgemeinen müssen diese Werte aber empirisch ermittelt werden.

Zur Ermittlung der Labyrinth-Kennzahl  $\varepsilon$  gibt es eine Reihe mehr oder weniger komplexer Methoden. Zur überschlägigen Berechnung gilt folgender Ansatz:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_n}{p_1}\right)^2}{n_L + \ln\left(\frac{p_1}{p_n}\right)}} \quad (6.31)$$

Dabei ist  $p_1$  der Druck vor,  $p_n$  der Druck nach dem Labyrinth;  $n_L$  ist die Anzahl der Drosselstellen.

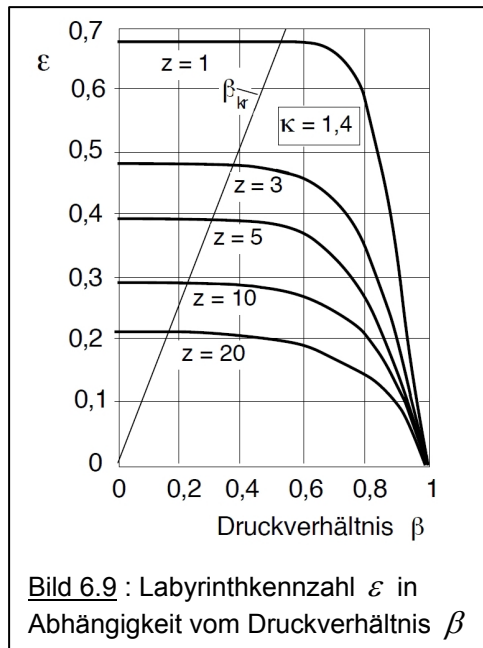


Bild 6.9 : Labyrinthkennzahl  $\varepsilon$  in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\beta$

Die Gl. 6.31 berücksichtigt nicht das von der Anzahl der Drosselstellen abhängige kritische Druckverhältnis des Labyrinths, das Diagramm in Bild 6.9 zeigt deshalb die Kennzahl  $\varepsilon$  in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\beta$  und der Anzahl der Drosselstufen für ideale Gase, in diesem Diagramm ist auch die Begrenzung beim Erreichen des kritischen Druckverhältnisses eingetragen (aus [40]).

### 6.1.4.3 Ausführung der Drosselstellen

Eine Vielzahl möglicher Ausführungen der Drosselscheiben und Expansionskammern wird in der Literatur angegeben, Bild 6.10 zeigt davon eine kleine Auswahl. Die Wirksamkeit von schräggestellten Drosselscheiben, doppelseitige Layrinthspalte und andere Formen der Drosseln bzw. der nachfolgenden Expansionskammern ist zwar bei Großmodellen nachgewiesen, mit abnehmender Spalthöhe wird der Einfluss auf die Durchströmung aber immer geringer. Bei wesentlich höherem Fertigungsaufwand gegenüber einem einfachen

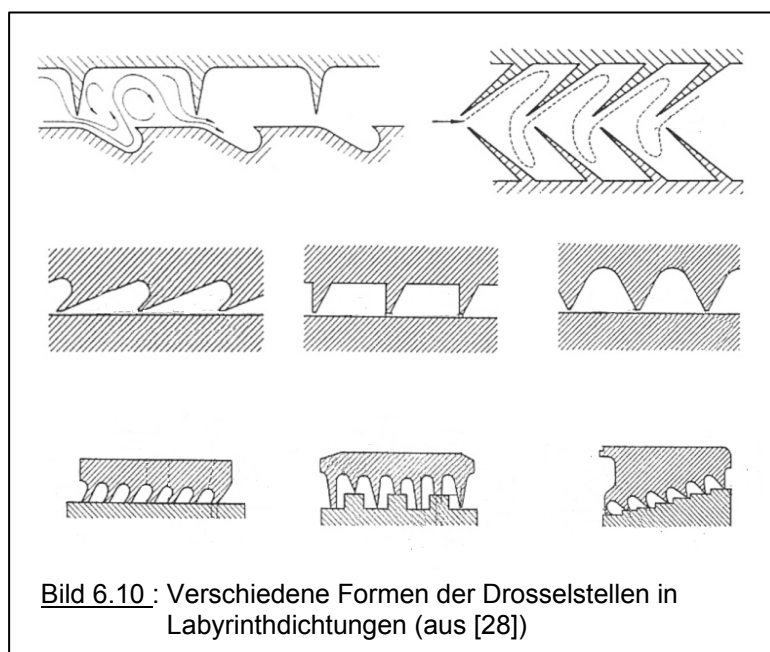


Bild 6.10 : Verschiedene Formen der Drosselstellen in Labyrinthdichtungen (aus [28])

Labyrinth mit Rechtecknuten sind diese Ausführungen für sehr kleine Spalthöhen deshalb nicht mehr sinnvoll.



## 6.2 Ausführung der Dichtung für die pneumatische Ventilfeeder

Vor dem Hintergrund, die Reibleistung eines hochdrehenden Serienmotors zu reduzieren, werden bei dem hier vorgeschlagenen Konzept der pneumatischen Ventilfeeder berührende Dichtungen, wie sie z.B. in Rennsport-Motoren eingesetzt werden, nicht berücksichtigt. Wie in den vorangegangenen Kapiteln dargestellt, können berührungslose Dichtungen als glatter Drosselspalt oder als Labyrinthdichtung ausgeführt werden, die Eignung der beiden Dichtungsbauarten für die pneumatische Ventilfeeder ist zu bewerten.

### 6.2.1 Vergleich von Spalt- und Labyrinthdichtung

Basis der in dieser Arbeit untersuchten Ausführung der pneumatische Ventilfeeder ist die Abdichtung von Pumpen- und Federraum durch glatte Drosselspalte.

Für die alternative Abdichtung durch Labyrinth wäre nur das offene Labyrinth geeignet, da sich der Stößel in der Führungshülse axial bewegt. Der Aufbau des Labyrinths aus dünnen scharfkantigen Blechringen, wie er im Turbinenbau üblich ist, lässt sich aufgrund des eingeschränkten Bauraums, der Belastung durch die hohen Beschleunigungskräfte während eines Ventilhubes und der Notwendigkeit, die Masse des

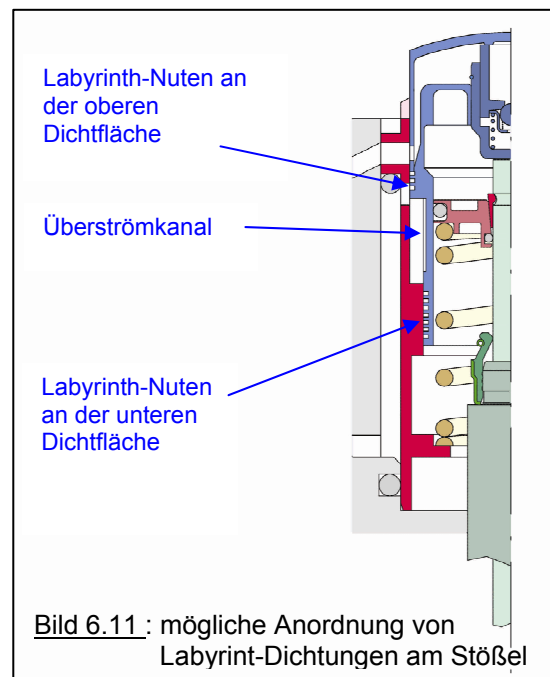


Bild 6.11 : mögliche Anordnung von Labyrinth-Dichtungen am Stößel

Stößels möglichst gering zu halten, nicht realisieren. Möglich wäre aber die Anordnung von Labyrinthnuten sowohl an der oberen wie an der unteren Dichtfläche. Die Nuten müssten dabei aus Fertigungsgründen im Stößel vorgesehen werden, siehe Bild 6.11.

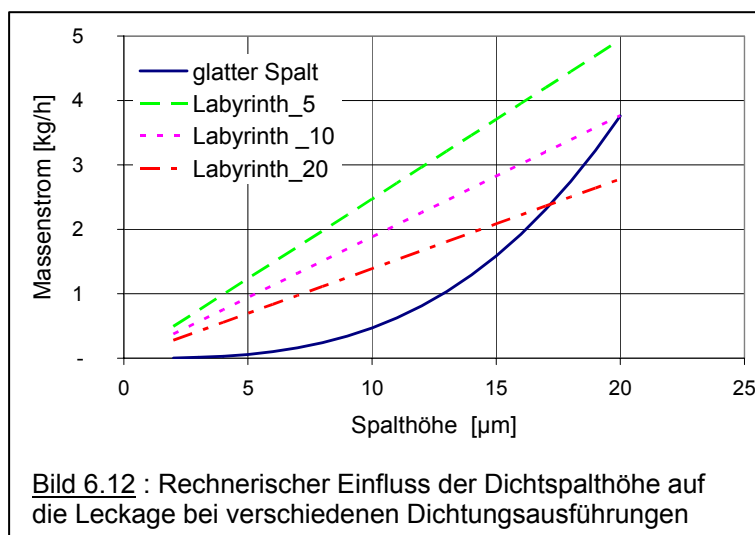
Wirksam wäre diese Art der Dichtung vor allem in der Grundkreisphase zur Abdichtung des Federraums zum Pumpenraum (untere Dichtfläche,  $\varnothing 24,2$ ), da der Pumpenraum in dieser Phase durch die geöffnete Zulaufbohrung belüftet wird. In der Kompressionsphase nimmt die Wirkung dieser Dichtung durch das Austauchen aus der „Stufe“ in der Führungshülse ab. Zusätzliche Labyrinth-Nuten im Bereich des Überströmkanals müssten vor dem Kanal enden, um den Druckausgleich zwischen den Drosselstufen des Labyrinths zu verhindern.

Eine Labyrinthdichtung an der oberen Dichtfläche wäre nur in der Kompressionsphase nach dem Überstreichen der Zulaufbohrung wirksam.

Der Fertigungsaufwand für den aus zwei Teilen gefügten Tassenstößels erhöht sich durch das Einschleifen bzw. Eindrehen von Labyrinthnuten jedoch erheblich, auch die Masse des Stößels würde etwas ansteigen.

### 6.2.2 Rechnerischer Vergleich der Leckströme

Werden die geometrischen Werte der unteren Dichtfläche der pneumatischen Ventildfeder in die Gleichung 6.14 bzw. 6.29 eingesetzt und ein Differenzdruck von 7 bar angenommen (Auslegung des Federraumdrucks in der Grundkreisphase), ergeben sich in Abhängigkeit von der Dichtspalthöhe die in Bild 6.12 gezeigten Verläufe der Leckluftströme. Für die



Labyrinthdichtung werden dabei fünf, zehn und zwanzig Drosselstellen angenommen. Zum Vergleich ist die entsprechende Kurve für eine glatte Spaltdichtung eingetragen. Aus diesen Berechnungen ergibt sich für Drossel­spalthöhen <18 μm ein klarer Vorteil für den glatten Dichtspalt. Erst bei Dichtspalthöhen >18 μm, die wegen der hohen Durchfluss-

werte für diesen Anwendungsfall nicht sinnvoll sind, wären Labyrinthdichtungen mit mindestens zwanzig Drosselstellen vorzuziehen.

### 6.2.3 Messung der Leckage an Probekörpern

Die Gültigkeit der Gl. 6.2 und 6.29 wird in der berücksichtigten Literatur nur für relativ große Bauteile bestätigt. Für die Randbedingungen der pneumatischen Ventildfeder mit sehr geringen Spalthöhen und kleinen Massenströmen müssen die Rechenergebnisse wegen der Bedeutung des Dichtungskonzepts für die Funktion der Luftfeder und für die Fertigung der Bauteile durch einen Prinzipversuch bestätigt werden.

An den Bauteilen der in Kap. 5.2 dargestellten Variante der Luftfeder ist eine Labyrinth-Dichtung aufgrund der geringen Wandstärke des Tassenstößels nur eingeschränkt realisierbar. Es werden deshalb massive Probekörper (s Bild 6.13) angefertigt und in einem Prüfzylinder der Durchfluss der Leckluft statisch gemessen.

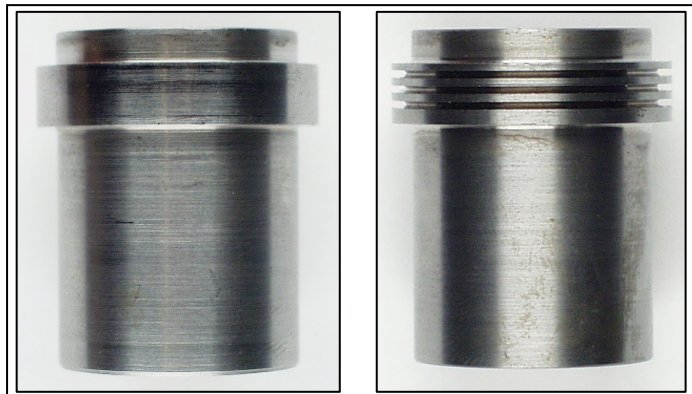


Bild 6.13 : Probekörper mit glatter Dichtfläche bzw. mit Labyrinthdichtung

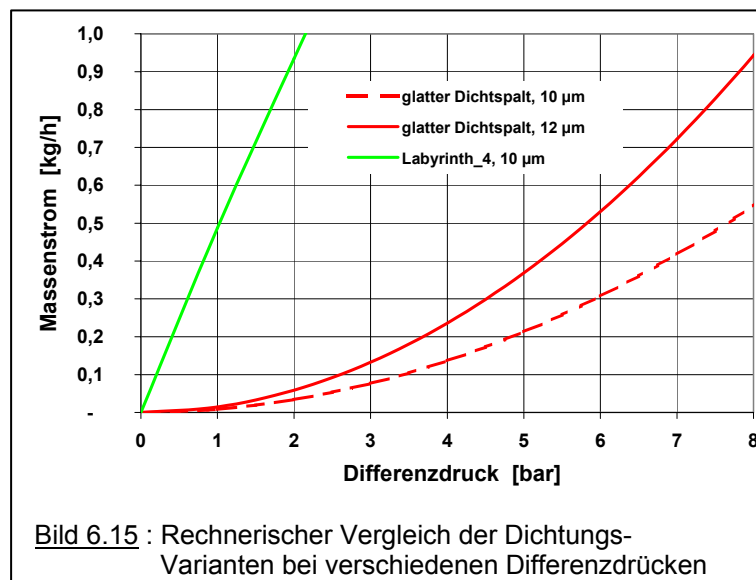
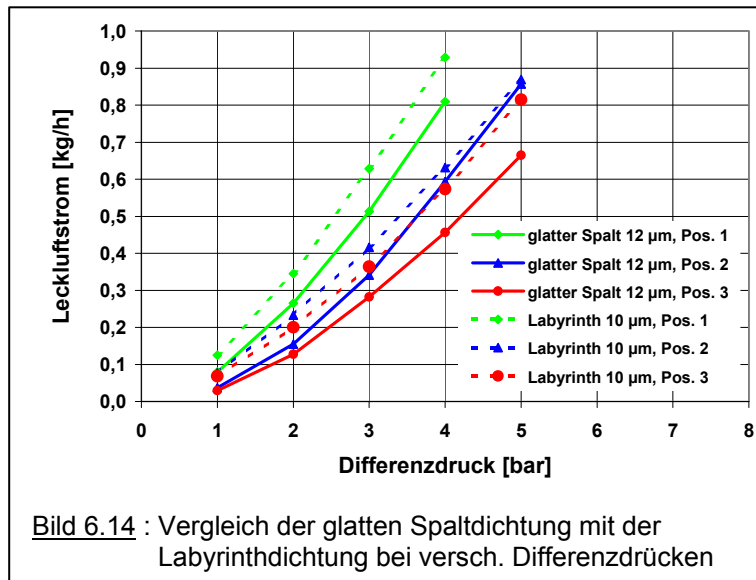
Idealerweise sollten die Drosselstellen im Labyrinth als dünne scharfkantige Blenden ausgeführt werden, sie werden im Turbinenbau häufig durch ins Gehäuse eingesetzte Blechstreifen realisiert. Empfohlen wird, die Nuttiefe mindestens zehnmal größer als die Spalthöhe auszuführen, der Abstand der Drosselstellen sollte drei- bis viermal größer als die Nuttiefe sein ([40]). Die relativ große Lagerdurchmesser der Turbinenläufer von Dampfturbinen ermöglichen dafür auch die entsprechende konstruktive Gestaltung. Bei den Bauteilen der pneumatischen Ventillfeder würde dies aber eine Nuttiefe von ca. 0,01 mm und einen Abstand der Drosselstellen von 0,04 mm bedeuten. *Clausnitzer* ([47]) untersuchte 1961 die Dichtigkeit von Labyrinthspalte mit Stickstoff. Seine Ergebnisse zeigen, dass bei sehr kleinen Spalthöhen ( $h_s < 0,05$  mm) der Durchfluss durch den glatten Dichtspalt kleiner ist als durch den Labyrinthspalt. Er findet, dass bei  $h_s = 0,05$  mm die günstigste Nutbreite  $b_N = 0$  ist. Grundsätzlich besteht bei sehr kleinen Nuttiefen auch die Gefahr, dass sich im Betrieb durch Verschleiss der Oberflächen bzw. durch Ablagerungen in den Nuten der Durchfluss durch das Labyrinth deutlich verändert.

Nicht zuletzt aus Fertigungsgründen wird deshalb für den untersuchten Probekörper die Breite der Drosselstellen und der Abstand mit je 0,75 mm gewählt, die Nuttiefe beträgt 1,5 mm. Kleinere Rechtecknuten wären mit den Fertigungsmöglichkeiten der Versuchswerkstatt nur sehr aufwändig realisierbar. Die Vermessung der fertigen Bauteile ergibt eine Leckspalthöhe von 10  $\mu\text{m}$  für den Probekörper mit glatter Dichtfläche und 12  $\mu\text{m}$  für die Labyrinthdichtung.

Der Prüfzylinder wird mit Druckluft beaufschlagt (100 bar-Druckgasflasche mit Druckminderer) und der Durchfluss mit einem Messgerät der Fa. MKS ermittelt. Dieses Gerät arbeitet nach dem Prinzip des Hitzdrahtes und misst den Massenstrom. Begrenzt durch den

Messbereich des momentan verfügbaren Hitzdraht-Massenstrom-Messgerät sind die Messungen nur bis zu einem Durchfluss von ca. 1,1 kg/h möglich.

Um mögliche Einflüsse der Form des Prüfzylinders auf die Durchflussmessung zu berücksichtigen, wird die Leckage bei drei verschiedenen Positionen der Probekörper im Zylinder gemessen, Bild 6.14 zeigt den Massenstrom in Abhängigkeit vom Differenzdruck, Bild 6.15 zum Vergleich die entsprechenden Werte der Rechnung.



Die rechnerischen Vorteile der glatten Spaltdichtung in dem für die pneumatische Ventile relevanten Bereich von Stößeldurchmesser und Differenzdruck wird durch die Prinzipversuche mit den Probekörpern bestätigt. Allerdings weichen die Messergebnisse der Labyrinthdichtung deutlich von den Rechenergebnissen ab. Die Ursache dürfte in der Ausführung der Labyrinthnuten zu suchen sein, die deutlich größer dimensioniert sind als die von der Literatur empfohlene Nutgeometrie.

Die Messergebnisse zeigen aber klar, dass bei dieser Ausführung die Drosselwirkung der vier hintereinander angeordneten, glatten Dichtspalte die Ergebnisse bestimmen, der thermodynamische Effekt einer Labyrinthdichtung mit isentropen

Beschleunigung der Strömung im Dichtspalt und anschließender isobaren Verwirbelung kommt bei den ausgeführten geometrischen Randbedingungen der pneumatischen Ventile nicht ausreichend zur Wirkung.

Der Vergleich der beiden Bilder zeigt auch einen etwas steileren Verlauf der gemessenen Kurven, dies deutet auf eine exzentrische Lage bzw. eine Schiefstellung der Probekörper im Zylinder hin, Abweichungen von der coaxialen Lage der beeinflussen den Leckluftstrom.

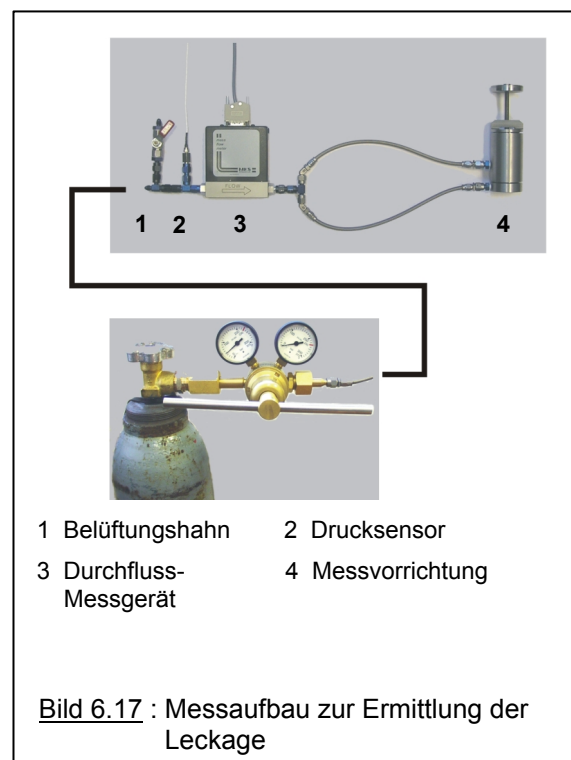
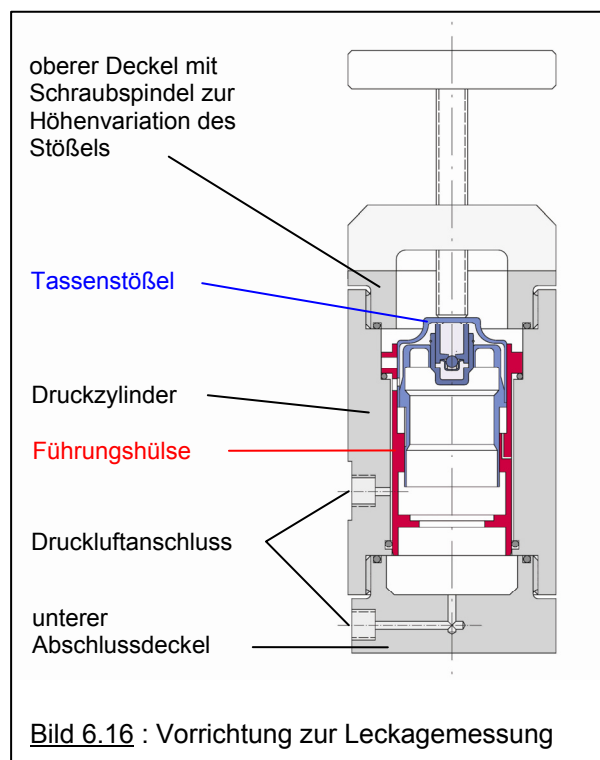
### Entscheidungsgründe für die Dichtungsausführung:

- wirksame Labyrinthnuten sind in den dünnwandigen Bauteilen der pneumatischen Ventildfeder nur schwierig zu realisieren
- die Theorie der Fluidströmung durch enge Spalte ergibt geringere Durchflusswerte der glatten Spaltdichtung im Vergleich zur Labyrinthausführung
- die Ergebnisse der Durchflussmessungen mit den Probekörpern zeigen ebenfalls die Vorteile der glatten Spaltdichtung

Für die Entwicklung der pneumatischen Ventildfeder wird deshalb die Dichtungsvariante „Labyrinthdichtung“ nicht weiter verfolgt.

### 6.2.4 Messung der Leckage an den Bauteilen der Pneumatikfeder

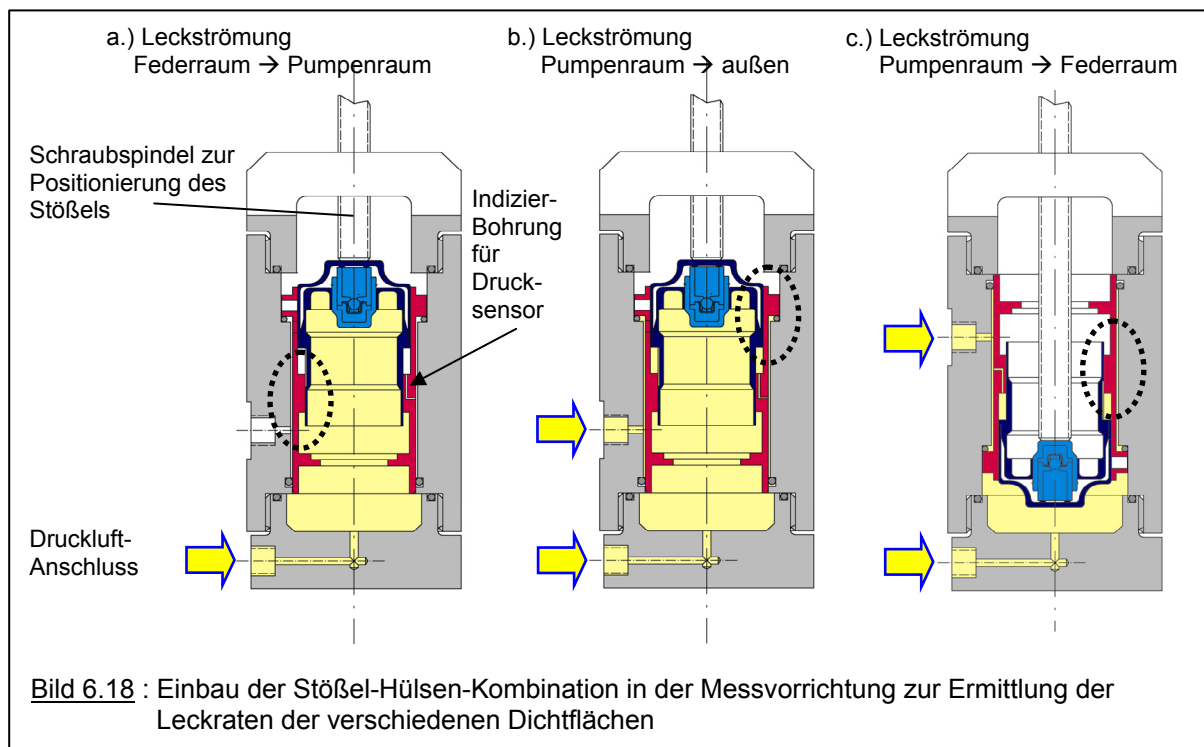
Die Ergebnisse der Leckagemessungen an den Probekörpern und die Bedeutung der Dichtungsausführung auf die Funktionsfähigkeit der pneumatischen Ventildfeder führen zu systematischen Messungen der Leckage der bisher gefertigten und untersuchten Kombinationen von Stößel und Führungshülse. Für diese Messungen wird eine Vorrichtung konstruiert (s. Bild 6.16), die die getrennte Messung der verschiedenen Leckluftwege ermöglicht.



Die möglichen Leckagefälle und die für die Messungen erforderlichen Bauteilanordnungen sind in Bild 6.18 dargestellt:

- aus dem Federraum in den Pumpenraum und anschließend nach außen (diese Leckage tritt in der Grundkreisphase auf)
- aus dem Pumpenraum nach außen (diese Leckage tritt in der Kompressionsphase der Pumpe auf)
- aus dem Pumpenraum zum Federraum (diese Leckage tritt in der Kompressionsphase auf, wenn der Druck im Pumpenraum größer ist als der im Federraum)

Die Indizier-Bohrung zur Messung des Pumpenraumdrucks dient in den Fällen b.) und c.) zur Druckbeaufschlagung des Pumpenraums von außen.



Die Messungen werden wieder bei statischer Druckbeaufschlagung durchgeführt, die Position des Stößels kann durch eine Schraubspindel variiert werden. Die Druckversorgung der Vorrichtung erfolgt aus einer Druckluftflasche mit Druckminderer, die Messung der Leckage (Massenstrom) wieder im Zulauf mit einem Durchflussmessgerät der Firma MTK. In Bild 6.17 ist der Messaufbau dargestellt.

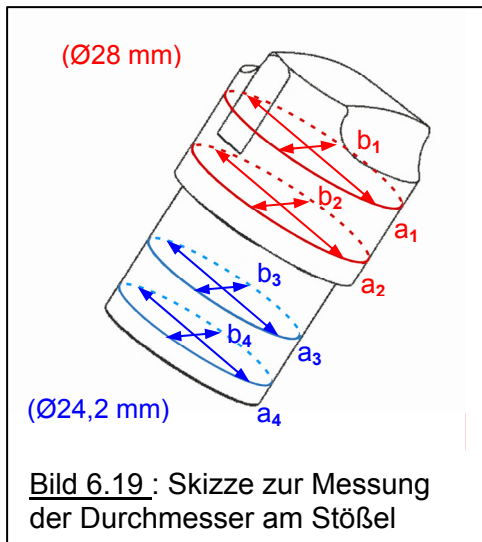


Bild 6.19: Skizze zur Messung der Durchmesser am Stößel

Vor der Messung der Leckage werden die relevanten Durchmesser an den Stößeln bzw. in den Führungshülsen ermittelt, dabei werden die Durchmesser in zwei Höhen und in zwei um  $90^\circ$  versetzte Positionen gemessen, Bild 6.19 zeigt in einer Skizze die Messstellen an einem Stößel. Analog dazu werden die relevanten Innendurchmesser an den Führungshülsen ermittelt.

Zur Ermittlung der Spalthöhen wird der Mittelwert dieser vier Messungen verwendet, die Einzelwerte liegen jeweils in einem Streubereich von maximal  $2 \mu\text{m}$ , d.h. Rundheit und Konizität der Zylinderflächen

ist bei einem angestrebten Spaltmaß von  $5 \mu\text{m}$  anscheinend ausreichend.

Die Stößel werden zur Messung so positioniert, dass der Einfluss des Überströmkanals bzw. der Einfluss der Zulaufbohrung auf die Leckage möglichst gering ist. Für die Ermittlung der Leckage der oberen Dichtfläche (Bild 6.18b) ist dies die Stößelposition in UT, die entsprechende Position zur Messung der unteren Dichtfläche (Bild 6.18a) ist in OT.

Für die Messung der statischen Leckage stehen zwei Hülsen (mit der erforderlichen Indizierbohrung) und 6 Stößel zur Verfügung, die Durchflusswerte der 12 möglichen Kombinationen von Hülse und Stößel in Abhängigkeit vom Differenzdruck zeigen die Bilder 6.20 und 6.21.

In den Bildern 6.22 und 6.23 sind zum Vergleich die gerechneten Leckageströme für den glatten Dichtspalt dargestellt. Die quadratische Abhängigkeit des Durchflusses vom Differenzdruck, die sich aus der Gleichung für den Massenstrom durch einen glatten Dichtspalt ergibt (Gl. 6.20), wird jedoch nur annähernd bestätigt. Ursache für dieses Verhalten ist möglicherweise die Änderung der Dichtspalthöhe bei steigendem Innendruck,

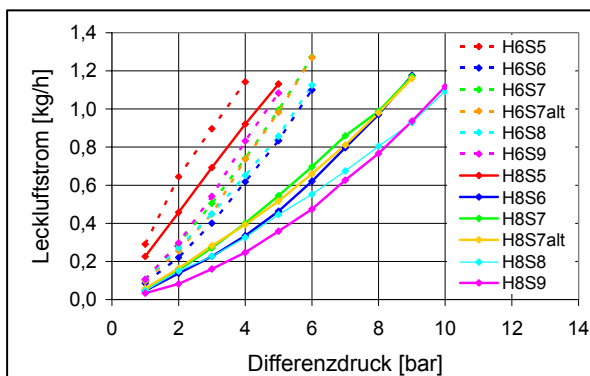


Bild 6.20: Leckage der oberen Dichtfläche  $\text{Ø}28$  bei statischer Druckbelastung

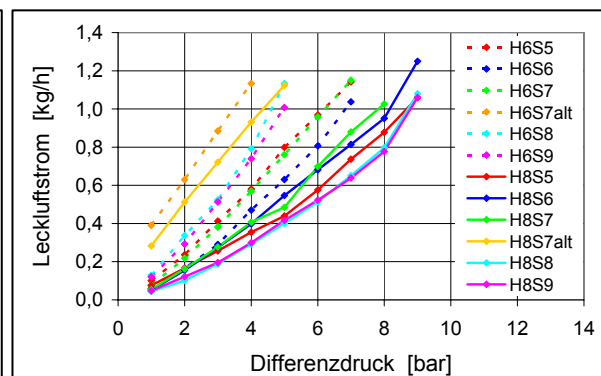


Bild 6.21: Leckage der unteren Dichtfläche  $\text{Ø}24,2$  bei statischer Druckbelastung

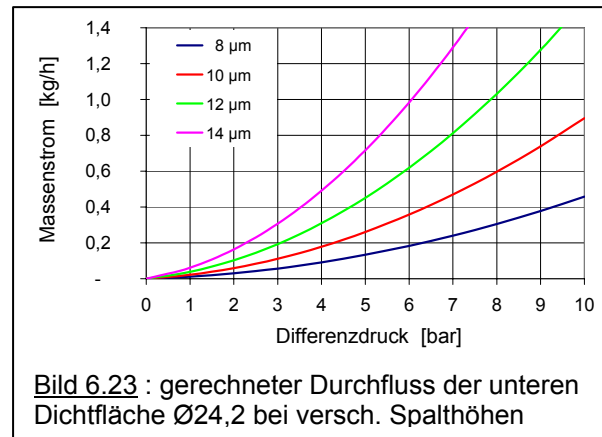
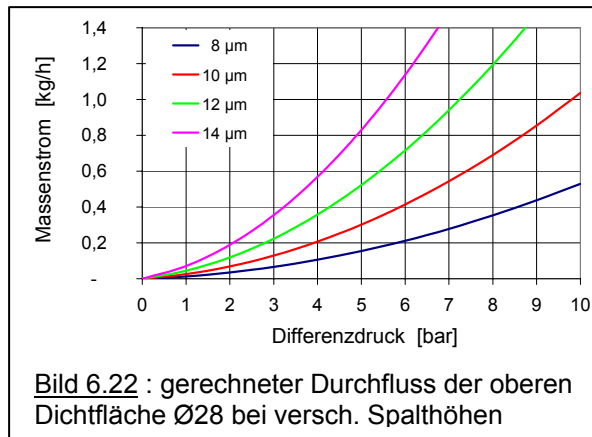
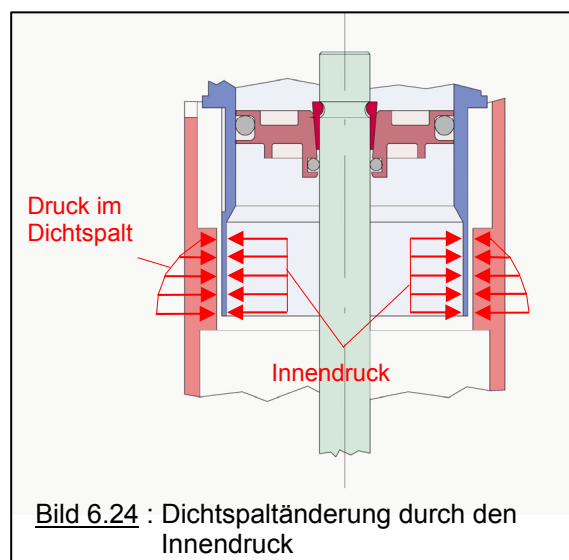


Bild 6.24 zeigt schematisch die Druckverteilung an der unteren Dichtfläche mit dem Durchmesser 24,2 mm.

Mit Hilfe einer einfachen Festigkeitsrechnung ergibt sich bei einem Innendruck von 10 bar und einem angenommenen mittleren Druck im Dichtspalt von 6 bar bei der Wandstärke von 0,475 mm in diesem Bereich des Stößels in erster Näherung eine Verringerung der Spalthöhe von ca. 0,5 µm und damit auch einen etwas geringeren Durchfluss durch diesen kleineren Spalt.



Ähnliche Verhältnisse am oberen Dichtspalt mit dem Durchmesser 28 mm reduzieren auch hier die Leckage mit steigendem Innendruck, die komplexe Geometrie und der Aufbau des Stößels mit Innen- und Außenteil lassen jedoch die Berechnung der Spalthöhenänderung durch den Innendruck ohne aufwändige FE-Modellierung nicht zu. Auch die Rückkoppelung der Dichtspalthöhe auf die Druckverteilung im Dichtspalt ist nicht

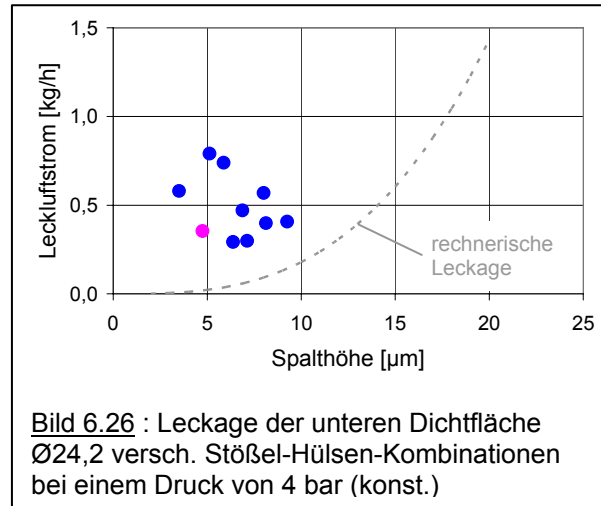
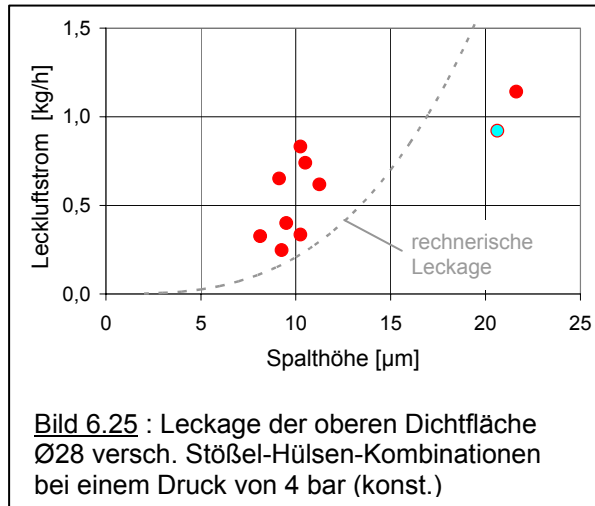
bekannt und behindert die Quantifizierung dieses Effekts.

Außerdem beeinflussen die Abweichungen der Bauteile von der idealen konzentrischen und coaxialen Lage die Durchflusswerte, die Summe dieser Einflussfaktoren erklärt die Differenzen der Messwerte von den theoretischen Volumenströmen.

Aus der Theorie (vergl. Gl. 6.20) ergibt sich mit dem Exponenten 3 der dominierende Einfluss der Dichtspalthöhe auf die Durchflusswerte des glatten Dichtspalts und damit auf die Funktion der pneumatischen Ventildfeder. Die gemessenen Durchflusswerte bei statischer Druckbeaufschlagung werden deshalb über den Spalthöhen der 12 Stößel-Hülse-Kombinationen aufgetragen, die Spalthöhen werden dabei aus der Differenz der gemittelten Durchmesser an den Stößel bzw. Führungshülsen gebildet. Für eine übersichtliche



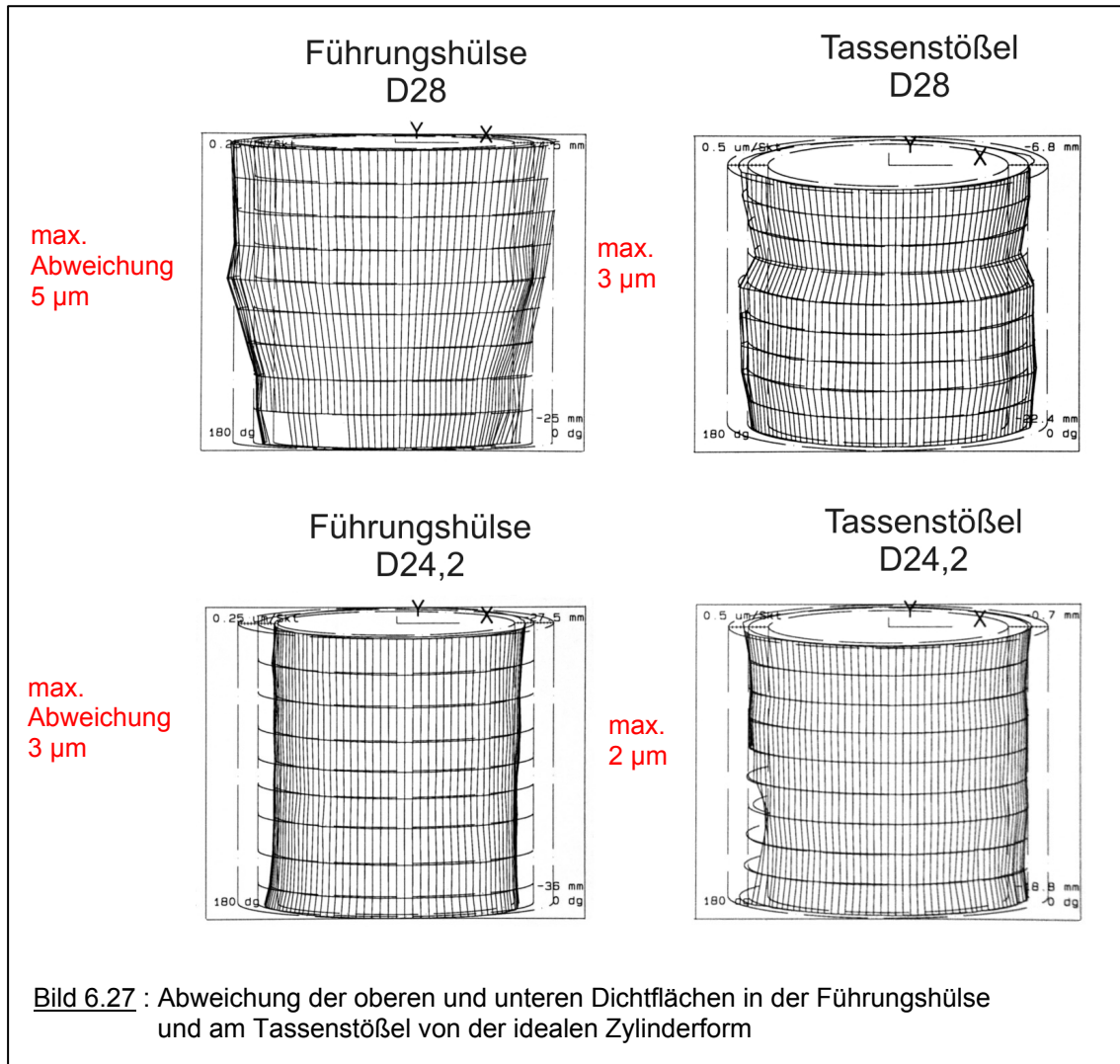
Darstellung werden nur die Durchflusswerte bei einem Differenzdruck von konstant 4 bar eingetragen. Die Bilder 6.25 und 6.26 zeigen die Ergebnisse dieser Auswertung, die Stößel-Hülsen-Kombination H8S5, mit der die Funktionsuntersuchungen (dargestellt in Kap. 5.2.3) durchgeführt wurden, ist farblich hervorgehoben.



Die Bilder zeigen das ernüchternde Ergebnis, dass eine Korrelation zwischen den Durchflusswerten bei statischer Druckbelastung und den Dichtspalthöhen aus dieser Untersuchung nicht erkennbar wird. Ergänzende Auswertungen bei anderen Differenzdrücken zeigen ähnliche Ergebnisse.

Da die Aussagen aus der Strömungstheorie und auch die Funktionsversuche einen deutlichen Einfluss der Dichtspalthöhe ergeben, sind die Ursachen der unbefriedigenden Ergebnisse der Versuche bei statischer Druckbeaufschlagung neben der fehlenden Schlepplage bei nicht bewegten Stößeln möglicherweise auch auf die Abweichungen der Dichtflächenform von der idealen Zylinderform zurückzuführen. In Bild 6.27 sind exemplarisch die Auswertungen von Formmessungen an einer Führungshülse bzw. an einem Tassenstößel dargestellt. Dabei wird auf einer 3D-Messmaschine in 10 verschiedenen Höhen die Rundheit der Dichtfläche gemessen und daraus die Abweichung von der idealen Zylinderform ermittelt. Die Grafiken zeigen diese Formabweichung in 7.500 bzw. 15.000facher Überhöhung. Abhängig von der Lage der Dichtflächen zueinander führt eine positive Formabweichung an der Dichtfläche der Führungshülse, die mit einer negativen Formabweichung in gleicher Höhenlage am Tassenstößel korrespondiert, zu einer deutlichen Verkleinerung der lokalen Spalthöhe und damit zu einer Reduzierung der Spaltströmung.

Bei der Darstellung in den Bildern 6.25 und 6.26 wird die Dichtspalthöhe aus den mittleren Durchmessern (Mittelwert der 4 Messungen, s. Bild 6.19) der zylindrischen Dichtflächen in der Führungshülse bzw. am Stößel gebildet, Differenzen der lokalen Spalthöhen gleichen

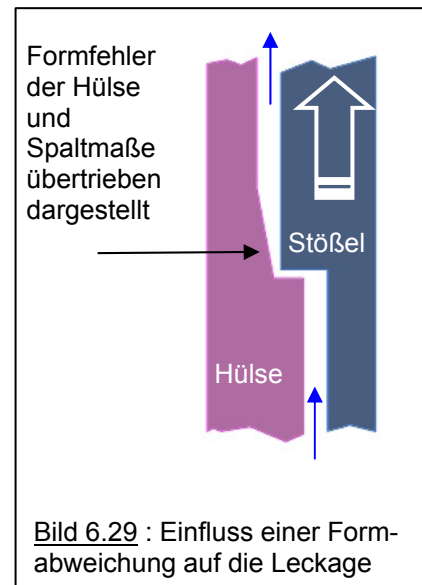
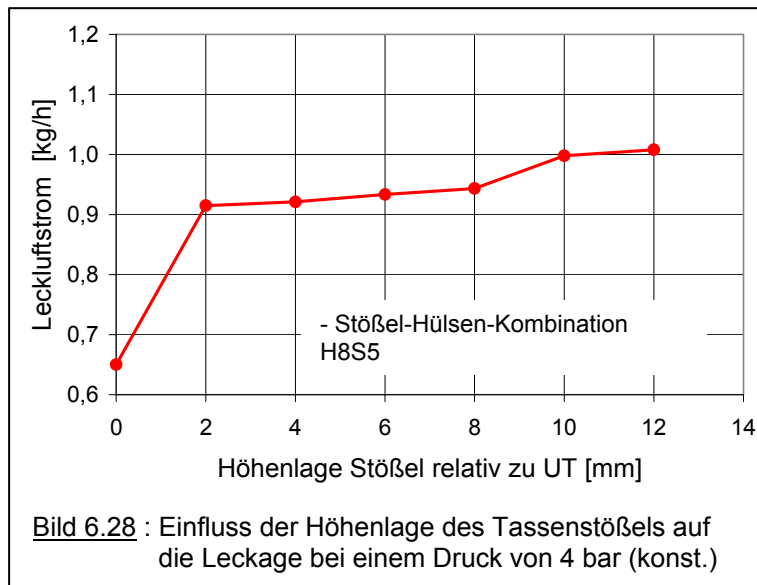


sich dabei durch die arithmetische Mittelwertbildung aus. Die lokale Spaltströmung ist jedoch eine Funktion der 3. Potenz der lokalen Spalthöhe, es ist deshalb anzunehmen, dass die starke Streuung der Durchflusswerte bei den Messungen mit fixierter Stößellage in den Bildern 6.25 und 6.26 durch das zufällige Zusammentreffen lokaler Formabweichungen an den Dichtflächen von Führungshülse u. Tassenstößel begründet ist.

Gestützt wird diese Vermutung durch eine Messung der Leckage der oberen Dichtfläche  $\varnothing 28$  bei unterschiedlichen Höhenlagen des Stößels in der Führungshülse, untersucht wird die bereits mehrfach erwähnte Stößel-Hülse-Kombination H8S5. Die Länge des Strömungswegs bleibt bei dieser Variation weitgehend gleich, nur in dem sehr kleinen Bereich der Zulaufbohrung verkleinert sich der Strömungsweg mit zunehmender Verschiebung des Stößels von UT nach OT.

Bild 6.28 zeigt eine starke Zunahme des Massenstroms bereits nach einer Verschiebung um 2 mm, die nicht nur durch die Veränderungen der Dichtlänge begründet sein kann. Die in Bild

6.29 beispielhaft skizzierte und übertrieben dargestellte Formabweichung der Führungshülse würde dieses Verhalten jedoch zwanglos erklären.



Beim Betrieb der pneumatischen Ventildfeder variiert die Lage der Formabweichungen der beiden Bauteile zueinander abhängig vom Ventilhub, es findet dabei also eine gewisse zeitliche Mittelwertbildung der lokalen Dichtspalthöhen statt. Für die untere Dichtfläche dominiert dabei allerdings die OT-Position des Tassenstößels aufgrund des großen Zeitanteils der Grundkreisphase. Die beobachtete Korrelation der mittleren Spalthöhe mit den Leckagewerten beim Betrieb der pneumatischen Ventildfeder ist so qualitativ erklärbar, für die Tolerierung der Maße in den Fertigungszeichnungen bedeuten die Ergebnisse der Leckagemessung mit statischer Druckbelastung jedoch, dass nicht nur die Durchmesser der Dichtflächen sehr eng toleriert werden müssen, auch die Zylindrizität und Koaxialität der Dichtflächen ist entsprechend zu beachten.

Für das weitere Vorgehen bei der Entwicklung der pneumatischen Ventildfeder ergibt sich daraus, dass die Überprüfung der Leckage von Hülsen-Stößel-Kombinationen durch eine Messung bei fixierter Stößellage und statischer Druckbelastung für eine Aussage über die Funktionsfähigkeit im Betrieb nicht ausreichend ist.

Auch im Hinblick auf die mögliche spätere Fertigung einer Kleinserie erscheint die Durchflussmessung einer möglicherweise gepaarten Stößel-Hülsen-Kombination bei statischer Druckbelastung als Maßnahme der Qualitätskontrolle nicht sinnvoll zu sein. Die Beurteilung der Funktionsfähigkeit des Systems kann deshalb aus momentaner Sicht nur durch die Messung relevanter geometrischer Merkmale an den Einzelbauteilen erfolgen. Die Festlegung der Toleranzen für Durchmesser, Zylindrizität, Koaxialität und Oberfläche der Dichtflächen ist unter Beachtung des Fertigungsaufwandes entscheidend für die Funktion.

## 7 Rechnerische Simulation

Wie in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt, ist die Leckage der Dichtspalte mit entscheidend für die Funktion der pneumatischen Ventildfeder. Durch Versuche lassen sich diese Werte nur schwer und nicht ausreichend exakt ermitteln. Die Kenntnis auch des zeitlichen Verlaufs der Leckageströme ist jedoch Voraussetzung für Dimensionierung der Bauteile, insbesondere für das Spaltmaß der Dichtflächen. Dieses Konstruktionsdetail bestimmt weitgehend das Fertigungsverfahren und damit auch die Fertigungskosten von Tassenstößel und Führungshülse. Aber auch der Druck im Federraum und der maximale Druck im Pumpenraum, der sich aus dem Kompressionsverhältnis ergibt, werden von den Leckagen entscheidend beeinflusst. Diese Drücke bestimmen die Kräfte am Ventil und damit die Funktionsgrenzen der pneumatischen Ventildfeder.

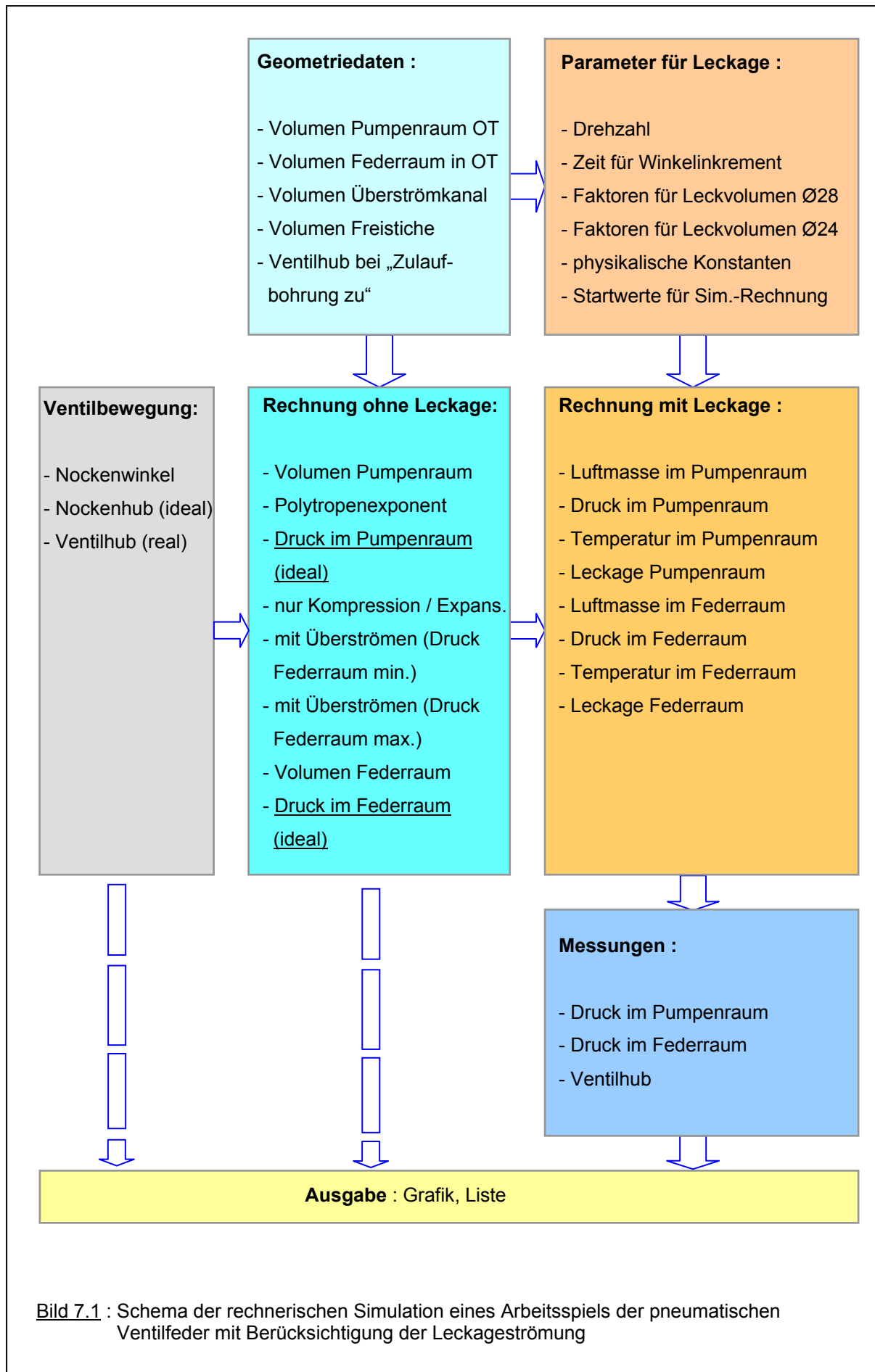
Ein anderer Ansatz, diesen Einfluss der Leckströmungen zu ermitteln, ist die rechnerische Simulation eines Arbeitsspiels des Pneumatikelements. Sind alle Einflüsse durch die Simulation erfasst, so kann durch systematische Variation der Parameter der jeweilige Einfluss auf die funktionsbestimmenden Werte ermittelt werden, um so Erkenntnisse für die Dimensionierung der Bauteile abzuleiten.

### 7.1 Aufbau der Simulationsrechnung

Für die Simulation wird ein vielfach verwendetes Tabellenkalkulationsprogramm (Microsoft EXCEL) eingesetzt, mit dem die Berechnungen durchgeführt werden, die Ergebnisse grafisch darstellbar sind und auch der Vergleich mit den gemessenen Kurven möglich ist.

In Bild 7.1 ist der Aufbau der Simulation schematisch dargestellt.

In einem ersten Block sind die **Geometriedaten** abgelegt. Eingegeben werden die Daten der Variante 2 der pneumatischen Ventildfeder, da für diese Ausführung eine Vielzahl von gemessenen Druckverläufen zum Abgleich der Simulation zur Verfügung stehen. Die Daten werden überwiegend den Konstruktionsmodellen entnommen, Werte wie z.B. das Volumen der Freistiche am Stößel bzw. in der Führungshülse, die für die Berechnung des realen Kompressionsverhältnisses relevant sind, werden durch Messung ermittelt (Auswertung des Profilschriebs mittels Messmaschine).



**Bild 7.1 :** Schema der rechnerischen Simulation eines Arbeitsspiels der pneumatischen Ventildfeder mit Berücksichtigung der Leckageströmung

Ein zweiter Block enthält die **Parameter für die Berechnung des Leckageeinflusses**, d.h. die relevanten Größen der Spaltströmungen durch die obere ( $\varnothing 28$ ) bzw. untere Dichtfläche ( $\varnothing 24,2$ ). Diese Parameter sind zum einen geometrische Werte aus der Konstruktion, zum anderen physikalische Größen wie z.B. die spezifische Gaskonstante, die Dichte und die temperaturabhängige dynamische Viskosität von Luft. Dabei wird die Lufttemperatur in den engen Dichtspalten als konstant und gleich der Bauteiltemperatur angenommen, für den Vergleich mit den Messungen können beispielsweise  $80^\circ\text{C}$  gewählt werden.

**Der Block der Ventilbewegung** beinhaltet in der ersten Spalte den Kurbelwinkel, für die konsistente Darstellung der Simulations- und Messergebnisse wird jedoch in dieser Arbeit der in der nächsten Spalte berechnete Nockendrehwinkel verwendet. Der Winkelbereich des Ventilhubes ist von  $-181^\circ\text{KW}$  (Beginn der Öffnungsrampe) bis  $+181^\circ\text{KW}$  (Ende der Schließrampe), die Inkrementierung wird mit  $1^\circ\text{KW}$  festgelegt. Die Skalierung der Nockenbewegung in  $^\circ\text{KW}$  entspricht der üblichen Konvention der Motormechanik, die Rechenschrittweite von  $1^\circ\text{KW}$  ergibt eine ausreichende Genauigkeit.

Die Ergänzung bis zum Winkel  $+539^\circ\text{KW}$  ergibt ein komplettes Arbeitsspiel von  $720^\circ\text{KW}$ , der Winkelbereich zwischen  $+181^\circ\text{KW}$  und  $-181^\circ\text{KW}$  (Grundkreisphase) ist wichtig für die Ermittlung der Leckage aus dem Federraum in der Grundkreisphase. Gleiche Werte des Federraumdrucks zu Beginn und am Ende eines Arbeitsspiels zeigen dabei den stationären Zustand der pneumatischen Ventildfeder, die Druckerhöhung durch den Pumpvorgang wird durch den Druckabfall aufgrund der Leckage aus dem Federraum kompensiert.

Die Daten der Ventilbewegung werden aus den Ausgabedatensätzen des Programms VENTIL kopiert, VENTIL generiert aus dem Beschleunigungsverlauf der Auslegungsrechnung und den geometrischen Randbedingungen der Ventiltriebsbauteile unter anderem den Ventilhub. Verwendet wird der Beschleunigungsverlauf der Nockenwelle, die bei den in Kap. 5.2.3 beschriebenen Prüfstandsversuchen eingebaut war.

Für die reale Ventilbewegung wird die ideale Ventilbewegung aus der Auslegungsrechnung mit dem Ventilspiel korrigiert, dazu wird aus dem gemessenen Hubverlauf der Winkel ermittelt, bei dem eine erste Ventilbewegung erkennbar ist. Mit der Differenz zum Hub der idealen Ventilbewegung bei diesem Winkel ergibt sich so der reale Hubverlauf.

Im folgenden **Block der Rechnung ohne Leckage** werden die Volumina des Pumpen- bzw. Federraums aus den Geometriedaten und dem realen Ventilhub ermittelt:

$$V_{\text{Pumpe}_m} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot (l_{V\_max} - l_V + l_K) + V_T \quad (7.1)$$

$$V_{\text{Feder}_m} = V_{2\_OT} - \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_3^2) \cdot l_{V\_m} \quad (7.2)$$

$V_{Pumpe\_m}$	<i>momentanes Pumpenvolumen, korrespondierend zum jeweiligen Nockenwinkel</i>
$V_{Feder\_m}$	<i>momentanes Federvolumen, korrespondierend zum jeweiligen Nockenwinkel</i>
$d_1$	<i>äußerer Stößeldurchmesser, s. Skizze 6.1</i>
$d_2$	<i>innerer Stößeldurchmesser</i>
$d_3$	<i>Ventilschaftdurchmesser</i>
$l_{V\_max}$	<i>maximaler Ventilhub</i>
$l_m$	<i>momentaner Ventilhub</i>
$l_{KP}$	<i>Kompressionshöhe des Pumpenstößels in UT</i>
$V_T$	<i>Totvolumina: Freistiche und Überströmkanal</i>
$V_{F\_OT}$	<i>Federvolumen in OT</i>

Anschließend werden die Drücke in Pumpen- und Federraum errechnet, die dabei verwendeten Polytropen-Exponenten  $\kappa$  sind als konstant über dem Ventilhub eingesetzt, spätere Korrekturen z.B. als Funktion des Oberflächen-Volumen-Verhältnisses können so einfacher implementiert werden.

$$P_{Pumpe\_m} = P_{pumpe\_(m-1)} \cdot \left( \frac{V_{Pumpe\_(m-1)}}{V_{Pumpe\_m}} \right)^{\kappa\_Pumpe} \quad (7.3)$$

$$P_{Feder\_m} = P_{Feder\_(m-1)} \cdot \left( \frac{V_{Feder\_(m-1)}}{V_{Feder\_m}} \right)^{\kappa\_Feder} \quad (7.4)$$

*Anmerkung : alle Drücke werden inkrementweise berechnet, d.h. die Anfangsbedingungen  $p_{Pumpe\_(m-1)}$  und  $V_{Pumpe\_(m-1)}$  für die Berechnung des aktuellen Drucks  $p_{Pumpe\_m}$  bei der momentanen Winkelposition  $\alpha_m$  werden der vorangegangenen Berechnung bei der Winkelposition  $\alpha_{(m-1)}$  entnommen. Mit dieser inkrementweisen Rechnung sind auch Unstetigkeiten in den Druckverläufen, die beim Öffnen und Schließen der Steuerkanten auftreten, durch Übernahme der entsprechenden Werte aus dem Pumpen- bzw. Federraum sehr einfach darstellbar.*

Die Kompression im Pumpenraum beginnt nach dem Schließen der Zulaufbohrung durch die Steuerkante am Tassenstößel, der zugehörige Ventilhub wird den Geometriedaten in Block 1 entnommen, analoges gilt für das Öffnen und Schließen des Überströmkanals.

Im nächsten Block erfolgt die **Berechnung unter Berücksichtigung der Leckagen** der beiden Spaltdichtungen zwischen Pumpen- und Federraum bzw. zwischen Pumpenraum und Umgebung.

Neben den Drücken und Temperaturen in Pumpen- und Federraum werden die Massenströme der Leckagen berechnet, dazu wird die Gl. 6.20 (Massenstrom durch den glatten Dichtspalt) verwendet. In der ersten Zeile dieses Berechnungsblocks werden die Anfangsbedingungen jedes Arbeitsspiels definiert:

- die Temperatur der von der Pumpe angesaugten Luft wird entsprechend der Umgebungstemperatur mit 20°C angenommen
- der Druck im Pumpenraum vor Beginn der Kompression mit 1bar (abs.)
- die Anfangstemperatur der Luft im Federraum wird mit der angenommenen Temperatur der Pneumatikbauteile von 80°C gleichgesetzt
- der Druck im Federraum vor dem 1. Arbeitszyklus wird mit 1 bar (abs.) angenommen
- die Luftmassen in Pumpen- und Federraum vor dem 1. Arbeitszyklus ergeben sich aus den Volumina und den entsprechenden Luftdichten bei 20°C bzw. 80°C

Ausgehend von diesen Anfangsbedingungen werden dann für dieses Zeitinkrement die Massenströme durch die Spaltdichtungen ermittelt und die Luftmassen in Pumpen- und Federraum für das nächste Inkrement entsprechend korrigiert :

$$m_{Pumpe\_m} = m_{Pumpe\_(m-1)} - m_{Leckage\_nach\_außen\_(m-1)} + m_{Leckage\_Feder/Pumpe\_(m-1)} \quad (7.5)$$

Zur Berechnung der Temperaturen wird von einer adiabaten Kompression bzw. Expansion ausgegangen:

$$T_{Pumpe\_m} = T_{Pumpe\_(m-1)} \cdot \left( \frac{V_{Pumpe\_(m-1)} \cdot k_T}{V_{Pumpe\_m}} \right)^{\kappa-1} \quad (7.6)$$

Der Korrekturfaktor  $k_T$  berücksichtigt den Einfluss der Leckagen auf die Temperatur im Pumpenraum :

$$k_T = 1 - \frac{m_{Leckage\_nach\_außen\_(m-1)} - m_{Leckage\_Feder/Pumpe\_(m-1)}}{m_{Pumpe\_(m-1)}} \quad (7.7)$$

Aus dem allgemeinen Gasgesetz ergibt sich daraus der Druck:

$$p_{Pumpe\_m} = \frac{m_{Pumpe\_m} \cdot R_s \cdot T_{Pumpe\_m}}{V_{Pumpe\_m}} \quad (7.8)$$



Die Leckage nach außen ist

$$m_{\text{Leckage\_nach\_außen\_m}} = t_{\text{Ink}} \cdot \frac{\pi \cdot d_1 \cdot h_1^3}{24 \cdot \eta \cdot R_s \cdot l_1 \cdot T_m \cdot l_1} \cdot (p_{\text{Pumpe\_m}}^2 - p_{\text{außen}}^2) \quad (7.9)$$

Die Luftmasse, der Druck und die Temperatur im Federraum werden entsprechend berechnet.

### Überströmen :

Das Überströmen der komprimierten Luft beim Öffnen des Überströmkanals vom Pumpenraum in den Federraum wird in der Simulation als sprungartige Zustandsänderung angenommen. Dazu wird in einem ersten Rechenschritt das Federvolumen zum Zeitpunkt unmittelbar vor dem Öffnen des Überströmkanals adiabatisch auf den momentanen Druck des Pumpenvolumens komprimiert :

$$T_{21} = T_{20} \cdot \left( \frac{p_{10}}{p_{20}} \right)^{\frac{\kappa-1}{k}}, \quad V_{21} = V_{20} \cdot \frac{p_{20} \cdot T_{21}}{p_{10} \cdot T_{20}} \quad (7.10)$$

Im zweiten Rechenschritt wird die Mischtemperatur der beiden Volumina ermittelt:

$$T_3 = \frac{m_{10} \cdot T_{10} + m_{20} \cdot T_{21}}{m_{10} + m_{20}} \quad (7.11)$$

Im dritten Rechenschritt ergibt sich, nach adiabater Expansion der beiden Volumina auf den Wert unmittelbar nach dem Öffnen des Überströmkanals, die gemeinsame Temperatur in Pumpen- und Federraum für das entsprechende Inkrement.

$$T_4 = T_3 \cdot \left( \frac{V_{10} + V_{21}}{V_{14} + V_{24}} \right)^{\kappa-1} \quad (7.12)$$

Die Luftmassen in Pumpen- und Federraum sind jetzt bei geöffnetem Überströmkanal proportional den Volumina, der gemeinsame Druck ist dann

$$p_4 = \frac{(m_{14} + m_{24}) \cdot R_s \cdot T_4}{(V_{14} + V_{24})} \quad (7.13)$$

Dabei ist

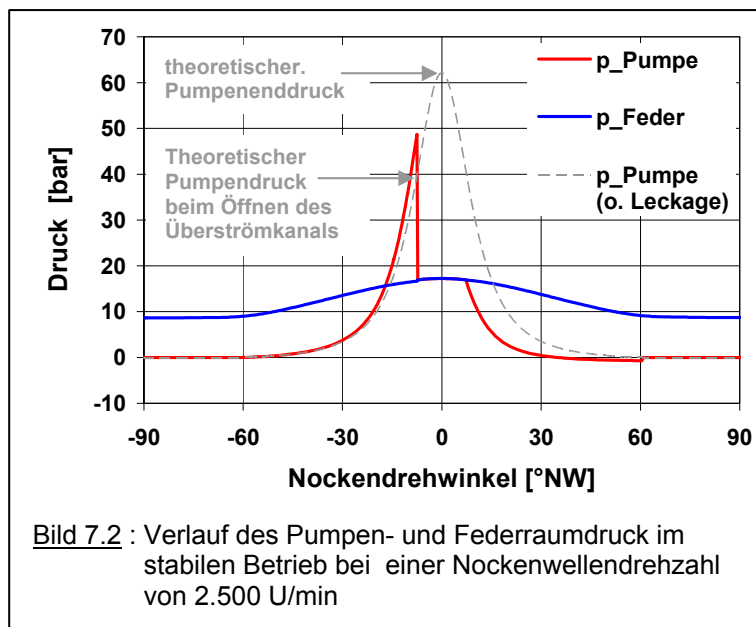
$p_{10}, T_{10}, V_{10}, m_{10}$  = Druck, Temperatur, Volumen und Luftmasse im **Pumpenraum vor** Öffnen des Überströmkanals

$p_{20}, T_{20}, V_{20}, m_{20}$  = Druck, Temperatur, Volumen und Luftmasse im **Federraum vor** Öffnen des Überströmkanals

- $T_{21}, V_{21}$  = Temperatur und Volumen des Federraums nach der rechnerischen adiabaten Kompression auf Pumpenraumdruck
- $T_3$  = rechnerische Mischtemperatur in Pumpen- und Federraum nach der adiabaten Kompression des Federvolumens
- $p_4$  = gemeinsamer Druck und Temperatur in Pumpen- und Federraum nach dem Öffnen des Überströmkanals
- $V_{14}, m_{14}$  = Volumen und Masse im Pumpenraum nach Öffnen des Überströmkanals
- $V_{24}, m_{24}$  = Volumen und Luftmasse im Federraum nach Öffnen des Überströmkanals
- $t_{Ink}$  = Zeitintervall eines Inkrements

## 7.2 Simulation eines Arbeitszyklus mit dem Konstruktionsstand

Wird mit diesen Algorithmen ein kompletter Arbeitszyklus berechnet, ergibt sich nach 720 °KW im Federraum – wie beabsichtigt - eine größere Luftmasse als bei den Anfangsbedingungen bei 0 °KW, damit steigt auch der Druck im Federraum etwas an. Ein in VBA programmiertes Makro setzt diese Luftmasse wieder als Anfangswert des Rechenzyklus ein, um die Luftmasse nach dem zweiten Arbeitsspiel zu ermitteln. Nach einer festzulegenden



Anzahl von Rechenzyklen ergibt sich so der quasistationäre Endzustand der pneumatischen Ventildfeder, Bild 7.2 zeigt die Drücke in Pumpen- und Federraum in diesem stabilen Betriebszustand. Als Funktionsparameter sind die Solldaten der Konstruktion (unter anderem die Dichtspalthöhe von 5 µm) und eine Nockenwellen-Drehzahl von 2.500 U/min in die Simulationsrechnung eingesetzt.

Zum Vergleich ist der Druck-

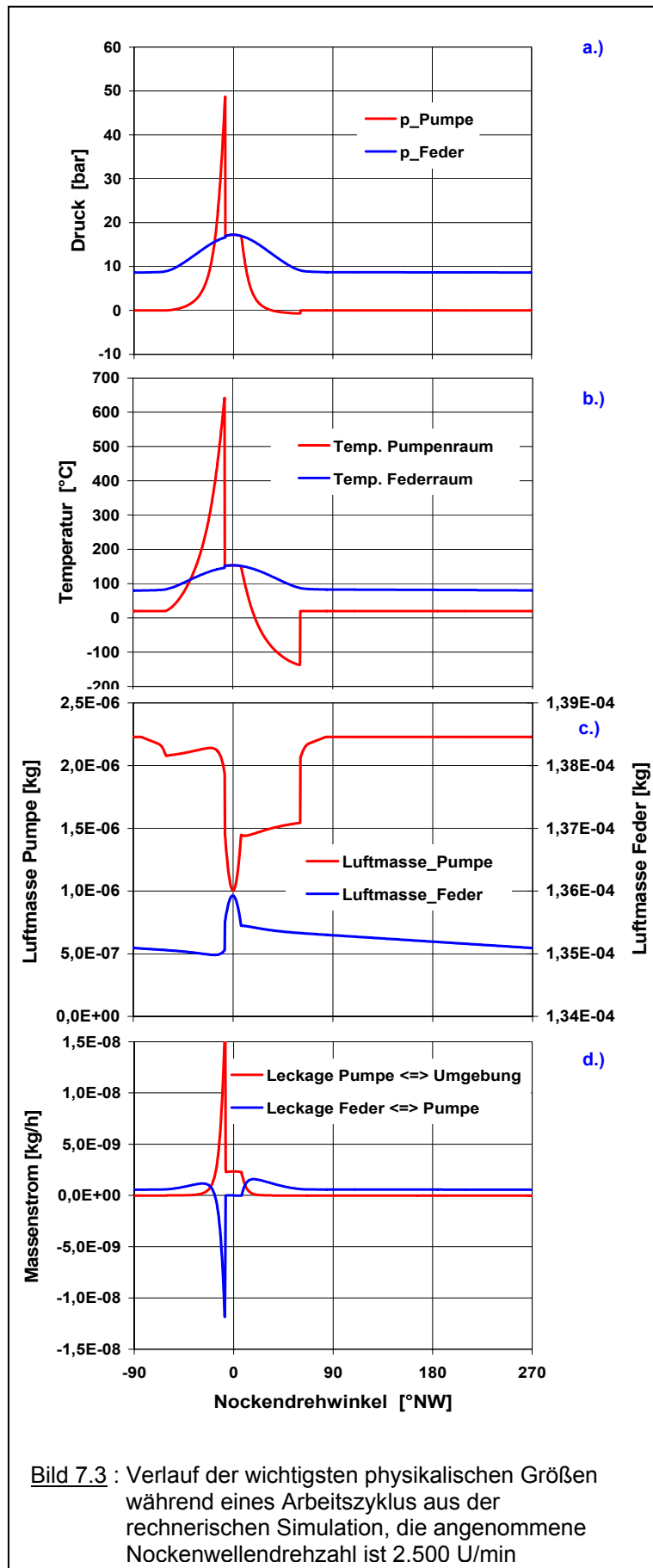
verlauf im Pumpenraum eingezeichnet, der sich ohne Berücksichtigung der Leckagen und ohne Überströmen einstellen würde. Das Bild zeigt auch klar, dass der maximale Federdruck als wichtigste funktionsbestimmende Größe nicht gleich dem Kompressionsenddruck der Pumpe ist, sondern durch den Druck- und Temperatenausgleich beim Überströmen

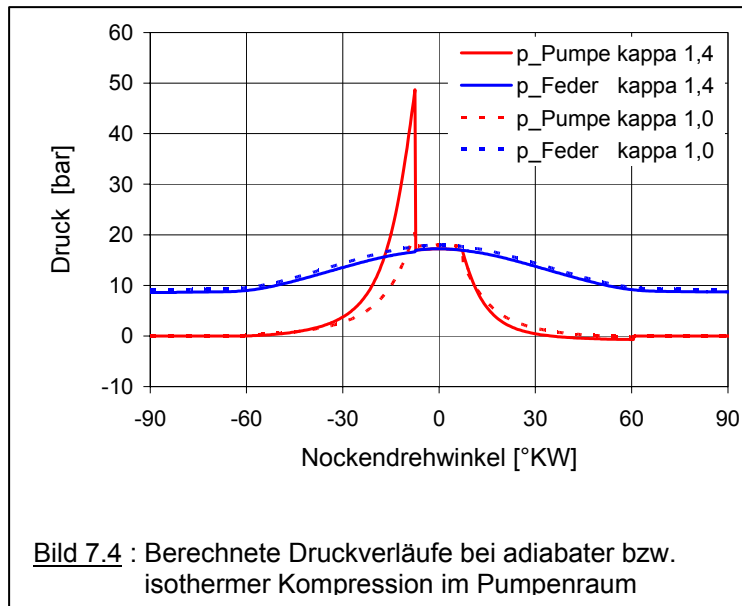
im Wesentlichen vom Verhältnis der Volumina von Pumpe und Feder zum Zeitpunkt des Überströmens bestimmt wird.

Einen Überblick über den Verlauf der wichtigsten physikalischen Größen während eines Arbeitszykluses geben die in Bild 7.3 zusammengestellten Diagramme.

Angenommen wird in dieser Simulation ein konstanter Polytropenexponent  $\kappa$  von 1,4, damit steigt die Temperatur im Pumpenraum beim Kompressionshub bis auf 640°C. Erkennbar ist auch die, einen stabilen Betriebszustand kennzeichnende, ausgeglichene Massenbilanz im Federraum über einen Arbeitszyklus : die durch den Pumpvorgang zugeführte Luftmasse entspricht der Luftmasse, die durch die Leckage vor allem in der Grundkreisphase wieder aus dem Federraum abströmt.

Bild 7.4 zeigt im Vergleich zum Diagramm 7.3a die Druckverläufe, die sich bei der Rechnung mit  $\kappa = 1,0$  für die Pumpe (d.h. bei einer isothermen Kompression des Pumpenvolumens) ergeben, dabei ist für die Temperatur der Luft die Bauteiltemperatur mit 80°C ange-





nommen. Der Einfluss des deutlich geringeren Pumpendrucks beim Öffnen des Überströmkanals auf das erreichbare Druckniveau im Federraum ist aber nicht sehr ausgeprägt. Ursache ist der Druck- und Temperaturengleich beim Öffnen des Überströmkanals. Bei den folgenden Berechnungen wird deshalb auch für die Pumpe eine adiabate Kompression mit  $\kappa = 1,4$  angenommen. Gestützt

wird diese Annahme durch den Vergleich mit Messergebnissen, s. dazu auch Kap. 7.4.

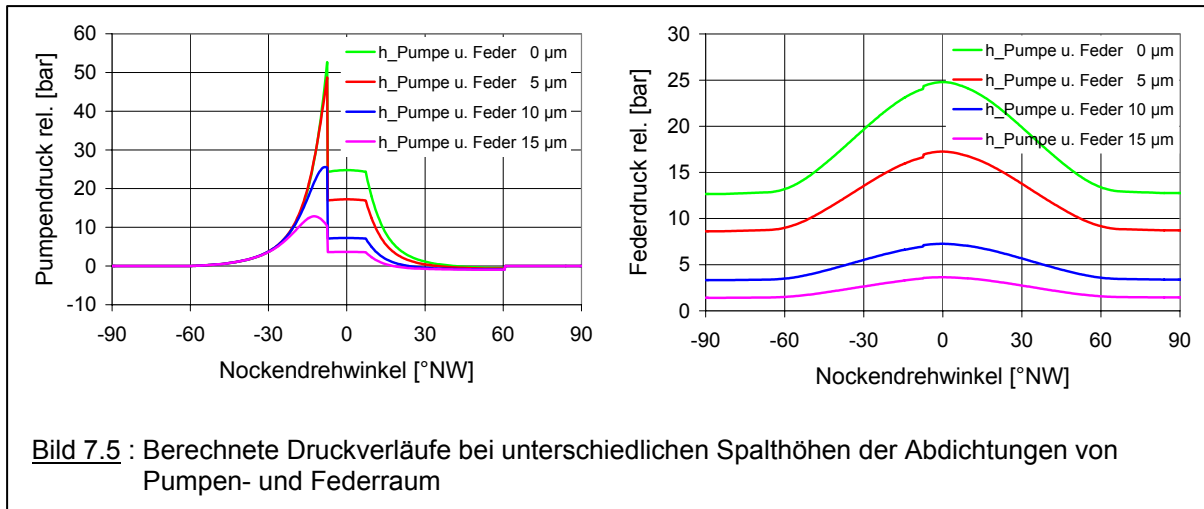
### 7.3 Variation der Simulationsparameter

Die rechnerische Simulation der thermodynamischen Vorgänge beim Betrieb der pneumatischen Ventildfeder ermöglicht die Klärung des Einflusses einzelner Parameter auf die Funktion des Gesamtsystems, es werden deshalb systematisch die geometrischen Größen der Konstruktion variiert, um so die Grenzen der Funktionsfähigkeit zu ermitteln.

#### 7.3.1 Einfluss des Spaltmaßes der Dichtungen

Einer der wichtigsten Parameter für die Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems ist die Spalthöhe der berührungslosen Abdichtungen zwischen Feder- und Pumpenraum bzw. zwischen Pumpenraum und Umgebung. Dieses Maß bestimmt neben der Funktionsfähigkeit auch die Fertigungsverfahren der Bauteile und damit die Gesamtkosten, aber auch die Pumpleistung und der Verschleiß der Gleitflächen werden dadurch beeinflusst.

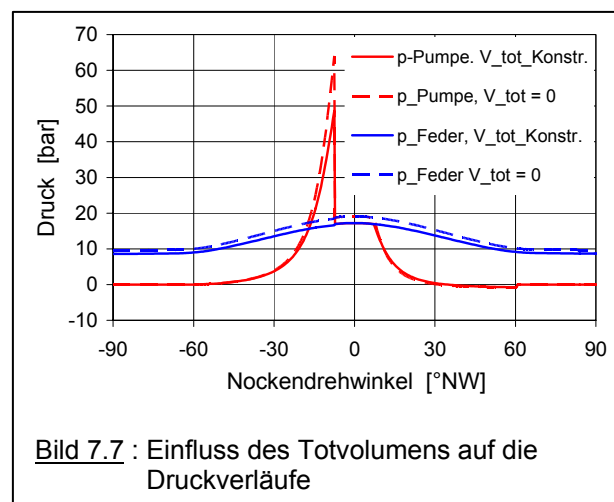
Bild 7.5 zeigt den deutlichen Einfluss der Spalthöhe auf den maximal erreichbaren Federraumdruck, aber auch bei absolut dichten Spaltdichtungen erreicht der maximale Federraumdruck mit ca. 25 bar nicht das Niveau des maximalen Pumpendrucks von ca. 52 bar. Ursache dafür ist, wie bereits oben dargestellt, das Verhältnis der Volumina von Pumpen- und Federraum zu dem Zeitpunkt, an dem der Überströmkanal öffnet bzw. schließt. Aber



auch die Größe des Totvolumens (Volumen des Überströmkanals und der Freistich am Stößel bzw. an der Führungshülse) beeinflusst das Druckniveau der Pneumatikfeder.

### 7.3.2 Einfluss des Totvolumens

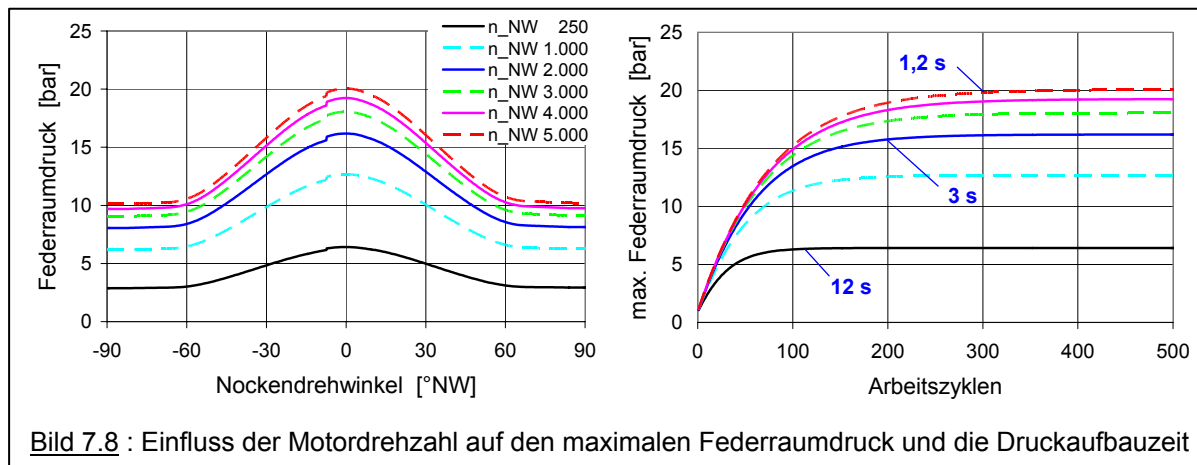
Für die Fertigung der Führungshülse bzw. des Stößels sind im Übergang von den zylindrischen Dichtflächen zu den Planflächen (vergl. Bild 7.6) Freistiche für den Auslauf der Schleifscheibe erforderlich. Das Volumen dieser Freistiche und das Volumen des Überströmkanals sind Teile des Kompressionsvolumens der Pumpe und beeinflussen das erreichbare Druckniveau von Pumpe und Feder. Bild 7.7 zeigt, dass dieser Einfluss nicht zu vernachlässigen ist, bei der Konstruktion ist deshalb auf die Minimierung dieser Volumina zu achten, z.B. kann die Größe des Überströmkanals des untersuchten Konstruktionsstands sicher noch reduziert werden.



### 7.3.3 Einfluss der Drehzahl

Einer der wichtigsten Parameter bei der Auslegung der pneumatischen Ventildfeder ist die Motordrehzahl. Sie bestimmt nicht nur den maximal erforderlichen Druck im Federraum, sondern aufgrund der Leckagen auch den erreichbaren Maximaldruck und die Zeitspanne vom Aktivschalten der Pneumatikfeder bis zum Erreichen des erforderlichen Drucks.

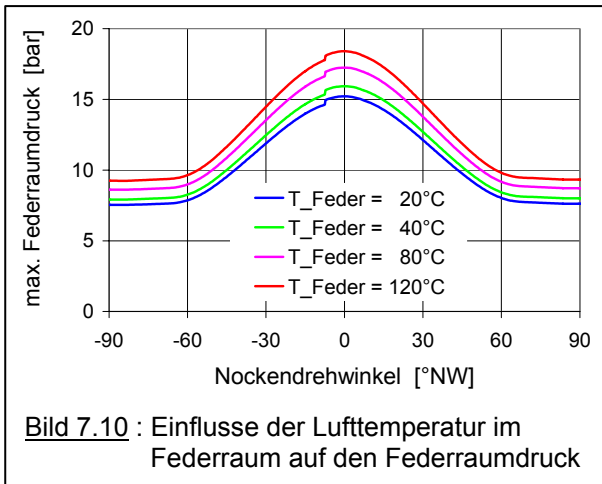
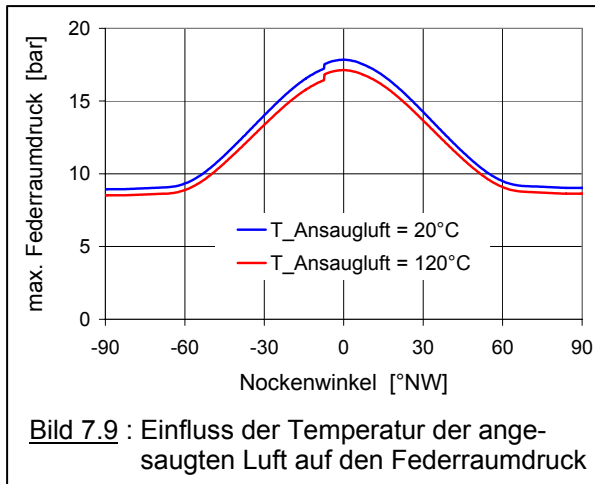
In Bild 7.8 ist neben den Verläufen der Federraumdrücke auch der Druckaufbau bei verschiedenen Motordrehzahlen als Funktion der Anzahl der Arbeitszyklen dargestellt, die für den entsprechenden Federraumdruck erforderlich sind. Zusätzlich ist die Druckaufbauzeit ( $t_{90}$ ) für einige Drehzahlen eingetragen. Die Simulation ermöglicht damit die Auslegung der Einschaltstrategie, die in Kombination mit einem Antriebsstrang-Management die Nutzung des Potentials der pneumatischen Ventildfeder zur Reibungsreduzierung ermöglicht.



### 7.3.4 Einfluss der Bauteiltemperaturen

Auch die Lufttemperaturen im Pumpen- und Federraum beeinflussen die erreichbaren Drücke, die Bilder 7.9 und 7.10 zeigen diesen Einfluss. In der Simulation wird die Temperatur der von der Pumpe angesaugten Luft in einem weiten Bereich ( $20^{\circ}\text{C} - 120^{\circ}\text{C}$ ) variiert, der Druck im Federraum wird dabei jedoch kaum beeinflusst. Es ist deshalb davon auszugehen, dass bei der Konstruktion der pneumatischen Ventildfeder eine thermische Isolierung der Luftzuführung von den Zylinderkopf-Bauteilen nicht erforderlich ist.

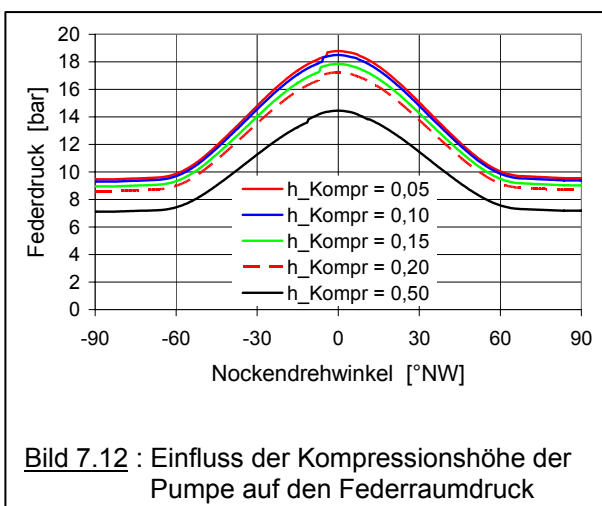
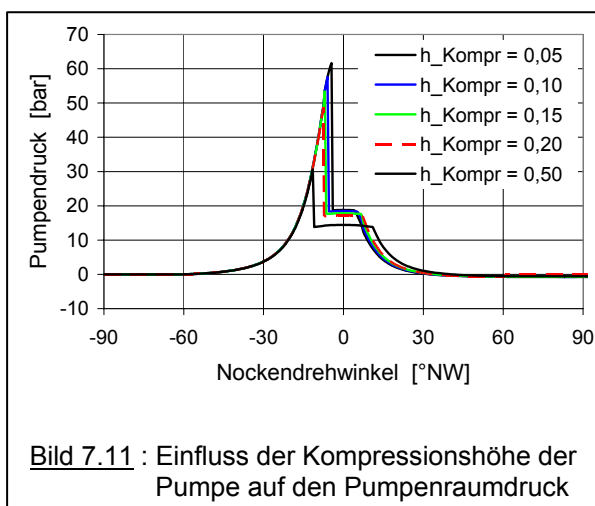
Die Temperatur im Federraum wird in der Grundkreisphase von der Temperatur der umgebenden Bauteile bestimmt. Wie Bild 7.10 zeigt, steigt mit der Bauteiltemperatur auch der im stabilen Zustand sich einstellende Federraumdruck, die Auslegung des Kompressionsenddrucks der Pumpe kann also für die normale Betriebstemperatur erfolgen.



### 7.3.5 Einfluss der Kompressionshöhe der Pumpe

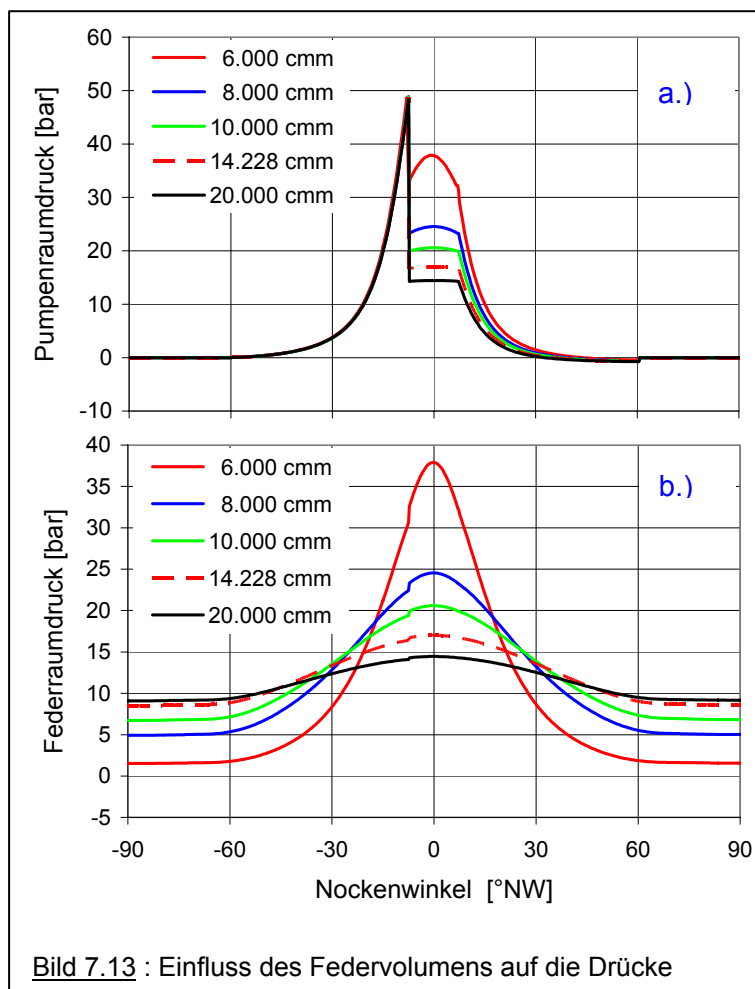
Wie bereits in Kap 7.2 angesprochen, bestimmt das Verhältnis der Volumina von Pumpe und Feder zum Zeitpunkt des Öffnens des Überströmkanals den Maximaldruck im Federraum und damit die Federkraft der pneumatischen Ventildfeder. Das Pumpenvolumen wird von der ringförmigen Querschnittsfläche zwischen Stößel und der Führungshülse, dem Ventilhub und der Längendifferenz des Überströmkanals und Länge der Stufe in der Führungshülse bestimmt. Da die Förderleistung der Pumpe mindestens die Leckageverluste ausgleichen muss und so die Querschnittsfläche nicht beliebig klein werden kann, bleibt für die Auslegung des Kompressionsendrucks der Pumpe vor allem die Differenz von Überströmkanallänge und Stufenhöhe (vergl. dazu auch Bild 5.27a).

In den Bildern 7.11 und 7.12 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Auffällig ist der relativ geringe Einfluss des (bei einer Kompressionshöhe von nur noch 0,05 mm) bis auf 61 bar steigenden Pumpenendrucks auf den maximalen Federraumdruck, der nur bis ca. 18,3 bar ansteigt. Hoher Pumpenenddruck kann nur durch eine entsprechend geringe Differenz der



Längen von Überströmkanal und Stufe in der Führungshülse und damit verbunden einem sehr geringen Anstand des Stößels von der Stufe in UT erreicht werden. Da der Einfluss auf den Federraumdruck aber, wie in Bild 7.12 gezeigt, nicht dominant ist, kann im Umkehrschluss die Kompressionshöhe so groß gewählt werden, dass der Stößel auch unter ungünstigen Umständen nicht auf der Stufe in der Führungshülse aufschlägt. Dazu sind in den Bildern auch die Druckverläufe für eine Kompressionshöhe von 0,5 mm eingetragen, bei der diese Gefahr sicher nicht mehr besteht. Der Konstruktionsstand von 0,2 mm ist gestrichelt dargestellt. In Bild 7.11 ist außerdem bei den hohen Pumpenraumdrücken der begrenzende Einfluss der Leckage nach außen erkennbar, gewählt wurde in dieser Simulation der unterschiedlicher Kompressionshöhen ein Spaltmaß der Dichtungen von 5  $\mu\text{m}$ .

### 7.3.6 Einfluss des Federvolumens



Das Verhältnis von Pumpen- zu Federvolumen und damit der maximale Federraumdruck kann auch durch Variation des Federvolumens beeinflusst werden. Da die maximale Größe durch den verfügbaren Bauraum im Zylinderkopf begrenzt wird und auch das Pumpenvolumen davon einen entsprechende Anteil erfordert, ist in den Diagrammen in Bild 7.13 vor allem der Einfluss von reduzierten Federvolumina wichtig. Der ausgeführte Konstruktionsstand ist wieder gestrichelt dargestellt.

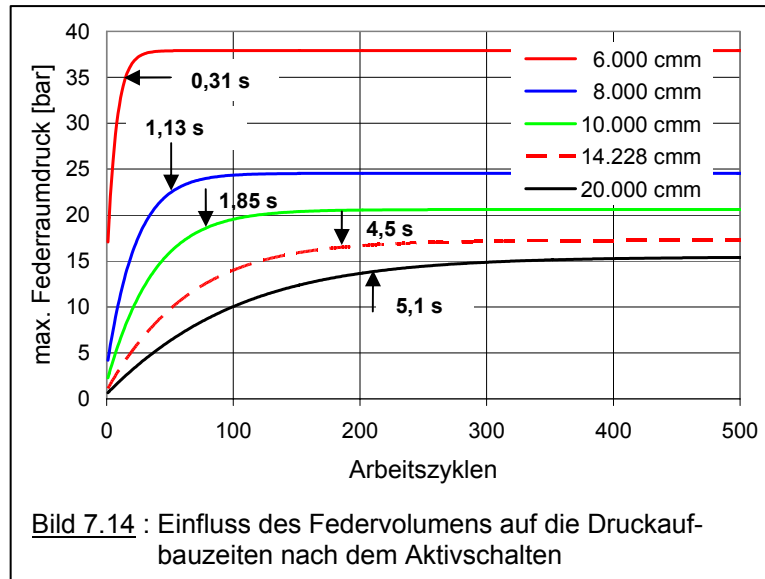
Der Anstieg der maximalen Federkraft durch verringerte Federvolumina ist verbunden mit einem späteren und steileren Anstieg des Federraumdrucks. Der Druckaufbau als Funktion der Arbeitszyklen erfolgt wesentlich schneller, im Bild 7.14 sind beispielhaft die Zeiten bis zu



einem Druckaufbau von 90 % des quasi-stationären Maximaldrucks eingetragen. Als wichtigste Randbedingungen werden wieder eine Motordrehzahl von 5.000 U/min und die Spaltmaße der Dichtungen mit 5  $\mu\text{m}$  angenommen.

Wie vor allem Bild 7.13b zeigt, kann durch unterschiedliche Federvolumina die Kraft der pneumatischen Ventilfeeder in

einem weiten Bereich variiert werden. In Verbindung mit der Auslegung der Stahl-Zusatzfeder und des Kompressionsverhältnisses der Pumpe ist so eine sehr flexible Anpassung der Federkraft an den Bedarf aus der Ventilkonematik möglich.

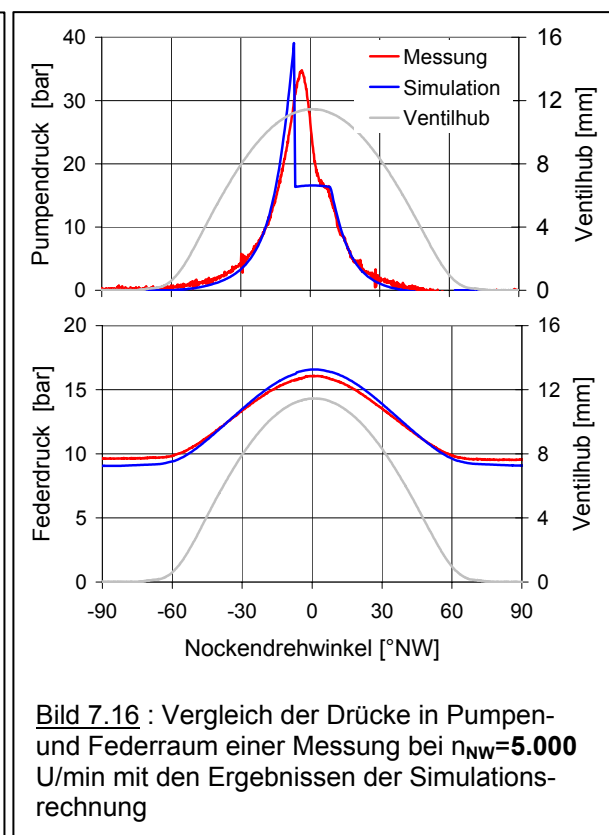
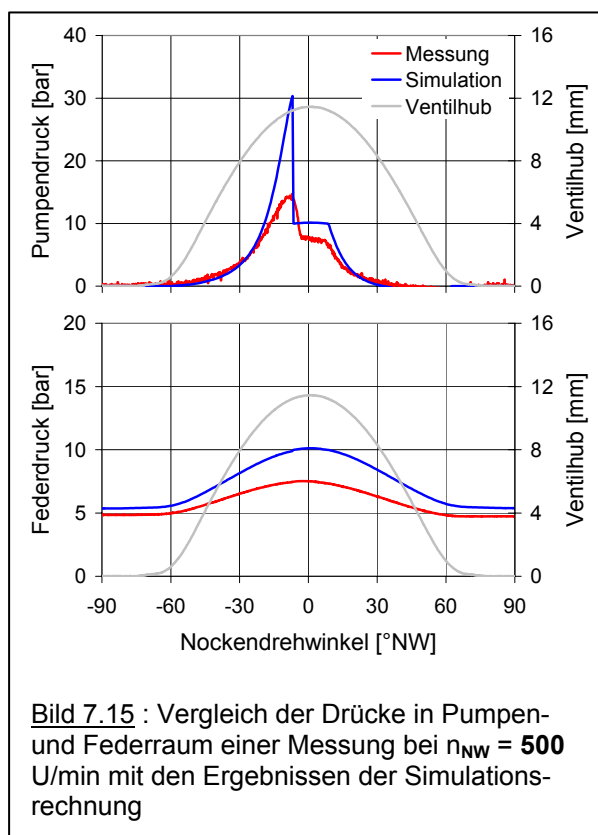


#### 7.4 Vergleich von Simulationsergebnissen mit Messungen

Zur Validierung der Simulationsergebnisse sind in Bild 7.15 die gemessenen Pumpen- und Federraumdrücke bei einer Nockenwellendrehzahl von 500 U/min dargestellt, in Bild 7.16 eine entsprechende Messung bei 5.000 U/min, außerdem sind in den Diagrammen die Ergebnisse der Simulationsrechnungen eingetragen. Für die Simulation werden die gemessenen Spaltmaße der Stößel-Hülsen-Kombination H13S13 eingesetzt, mit dieser Kombination werden auch die Messungen durchgeführt. Das Spaltmaß der oberen Dichtung mit dem Durchmesser 28 mm beträgt dabei 4  $\mu\text{m}$ , das der unteren mit dem Durchmesser 24,2 mm ist 3  $\mu\text{m}$ .

Der Vergleich zeigt, dass die Ergebnisse der Simulationsrechnung bei 500 U/min noch deutlich von den Messergebnissen abweichen, während die Ergebnisse bei 5.000 U/min mit der Messung gut übereinstimmen. Ursache dafür sind mit großer Wahrscheinlichkeit die Formabweichungen der Dichtflächen am Stößel und in der Führungshülse von der idealen Zylinderform (vergl. Kap.6.2.4 Bild 6.27), die in der Simulationsrechnung nicht berücksichtigt werden können und die sich vor allem bei niederen Drehzahlen auswirken. Bei der hohen Nockenwellendrehzahl von 5.000 U/min ist die für die Leckströmung zur Verfügung stehende Zeit erheblich kürzer, die Auswirkung der Leckagen auf die Drücke damit entsprechend geringer.

Wie bereits in Kap. 7.1 dargelegt, wird in der Simulation das Überströmen vom Pumpen- in den Federraum als Sprung angenommen. Die Messung bei 500 U/min zeigt, dass für den Druckausgleich in der Überströmphase auch ausreichend Zeit zur Verfügung steht. Bei 5.000 U/min reicht die Überströmzeit für einen vollständigen Druckausgleich noch knapp aus, eine entsprechende rechnerische Berücksichtigung des Überströmverhaltens in der Simulation erscheint deshalb nicht zwingend erforderlich. Für eine sinnvolle Modellierung des Überströmvorgangs wäre auch die  $\alpha$ -Zahl des Drosselquerschnitts, der durch die Steuerkanten gebildet wird, erforderlich, die Ermittlung dieser Kenngröße an realen Bauteilen wäre mit erheblichem Aufwand verbunden.



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Vorteile einer pneumatischen Ventildfeder sind bereits in den 20er Jahren des vorigen Jahrhunderts erkannt worden, verschiedene Ausführungen wurden in der Zwischenzeit entwickelt und zum Patent angemeldet. Fertigungsschwierigkeiten, hohe Kosten und die stetige Weiterentwicklung der konventionellen Schraubenfeder aus Stahldraht verhinderten bisher den Einsatz in Großserienmotoren. Hochdrehende Saugmotoren für den Rennsport würden jedoch ohne pneumatische Ventildfedern nur wesentlich geringere auf den Hubraum bezogene Leistungen erreichen.

Die Realisierbarkeit einer pneumatischen Ventildfeder für Serienmotoren wird in der vorliegenden Arbeit nachgewiesen. Das Konzept sieht ein selbstpumpendes Element ohne externe Druckversorgung, verschleißfreie berührungslose Spaltdichtungen, die Verwendung einer mechanischen Zusatzfeder und die Integration eines hydraulischen Ventilspiel-Ausgleichselements vor. Die Zusatzfeder ermöglicht den Start des Motors ohne vorherigen Druckaufbau für die Pneumatikfedern und stellt die Notlauffunktion des Motors sicher.

Nach erfolgreichen Prinzipversuchen mit einem modifizierten Flachstößel wird für eine erste optimierte Ausführung als Basis ein balliger Serienstößel verwendet, der durch eine angefügte Stufe in der Außenkontur in Verbindung mit einer gestuften Führungshülse als Kolbenpumpe wirkt. Schwierigkeiten bei der Funktion des HVA-Elements durch eindringende Druckluft werden in einer zweiten konstruktiven Optimierung durch konsequente Trennung der beiden Medien Drucköl und Druckluft gelöst.

Versuche am Aggregate-Prüfstand mit Nockenwellendrehzahlen bis 5.000 U/min bei einer Laufzeit bis zu 3 h werden durchgeführt. Auch die Möglichkeit, durch Abschalten der pneumatischen Ventildfeder die Reibleistung im Ventiltrieb zu reduzieren, wird untersucht und die positive Wirkung bestätigt.

Statische Versuche zur Messung der Leckage der Spaltdichtungen zeigen eine nicht ganz befriedigende Übereinstimmung mit den Rechenergebnissen der Strömungsmechanik, bestätigen aber die Vorteile der glatten Spaltdichtung gegenüber einer Ausführung als Labyrinthdichtung.

Auf der Grundlage der Dichtheitsmessungen wird ein Simulationsmodell der pneumatischen Ventildfeder als Kombination von Kolbenpumpe, Schiebersteuerung und Luftfeder aufgebaut, die Leckage der Spaltdichtungen wird im Modell mit berücksichtigt. Außerdem ermöglicht

das Modell die Simulation des dynamischen Verhaltens des Systems, d.h. die Verläufe des Druckaufbaus im Federvolumen in Abhängigkeit von der Zeit nach dem Aktivschalten der pneumatischen Ventildfeder.

Die Variation der Parameter, wie z.B. Drehzahl, Spaltmaße, Bauteiltemperaturen, Kompressionsverhältnis der Pumpe und Größe des Federvolumens, zeigen die Möglichkeiten, den Druckverlauf der Pneumatikfeder als Funktion des Ventilhubes an den Bedarf aus der Ventilkinematik anzupassen.

Für die weitere Entwicklung dieser Ausführung einer pneumatischen Ventildfeder sollten mit geometrisch optimierten Bauteilen Versuche am befeuerten Vollmotor durchgeführt werden, um Erkenntnisse über das Verhalten des Gesamtsystems zu erhalten:

- Die Konstruktion der Teile ist im Hinblick auf die Fertigungskosten und für möglichst geringe bewegte Massen weiter zu optimieren. Eine zu untersuchende Option ist die Formgebung des Stößels und möglicherweise auch der Führungshülse durch Innenhochdruck-Umformung (IHD-Verfahren).
- Nachweis der Funktionsfähigkeit über den gesamten Temperaturbereich des Motors.
- Weiterführende Untersuchungen, ob bei nicht aktivierter pneumatischer Ventildfeder Öl in den Federraum eindringt (der Druck im Federraum ist in diesem Zustand kleiner als der Umgebungsdruck).
- Verhalten und Zuverlässigkeit der elektropneumatischen Schaltventile, die für das Aktivieren / Deaktivieren des Systems erforderlich sind.
- Ein wichtiger Punkt für den Einsatz in einem Serienmotor ist gegebenenfalls die Notwendigkeit, Fehlfunktionen zu erkennen. Der Einsatz eines überwachenden Drucksensors bedingt z.B. die Verbindung der Federräume miteinander. Diese Verbindungen beeinflussen jedoch den Druckaufbau des Einzelelements über dem Ventilhub. Verbindungsbohrungen mit sehr kleinem Durchmesser vermeiden aufgrund der Drosselwirkung zwar diese gegenseitige Beeinflussung, verhindern aber gleichzeitig, dass der Ausfall (z.B. durch Dichtungsschaden) eines einzelnen Elements erkannt werden kann. Die Überwachung der Systemfunktion durch Körperschallsensoren, die anomale Ventilgeräusche erkennen, erscheint möglich. Der Entwicklungsaufwand dafür darf allerdings auch bei Mitverwendung von eventuell vorhandenen Klopfensensoren nicht unterschätzt werden, auch die Hardware der Motorsteuerung muss für diese Verwendung geeignet sein.
- Dauerläufe am Motorprüfstand und im Fahrzeug sind abschließend zur Bestätigung der Serienreife erforderlich.

Aus momentaner Sicht besteht für den Einsatz von pneumatischen Ventildedern in Serienmotoren beim jetzigen Drehzahlniveau kein Bedarf, Stahlfedern sind aus Kostengründen und wegen der nachgewiesenen Zuverlässigkeit die bessere Wahl. Falls aber in Zukunft Fahrzeugmotoren mit Nenndrehzahlen über 10.000 U/min entwickelt werden, oder wenn durch gesetzliche Regelungen des Kraftstoffverbrauchs die Reibungsverluste des Motors erheblich reduziert werden müssen, bietet die vorliegende Arbeit möglicherweise die Grundlage für den Einsatz von pneumatischen Ventildedern auch in Serienmotoren.



## LITERATURVERZEICHNIS

- [ 1 ] Pischinger, S. (Hrsg.), u.a., *Variable Ventilsteuerung*, Expert-Verlag, 2002  
ISBN 3-8169-2119-1
- [ 2 ] *Ventiltriebsysteme für Verbrennungsmotoren*, Die Bibliothek der Technik Bd. 249,  
Verlag Moderne Industrie, 2003, ISBN 3-478-93293-9
- [ 3 ] Bauder, A., Krause, W., Mann, M., Pischke, R., Pölzl, H.-W., *Die neuen V8-  
Ottomotoren von Audi mit Fünfventiltechnik*, Motortechnische Zeitschrift 60, S. 8 – 21,  
1999
- [ 4 ] Indra, F., *Rennmotoren: Leistungssteigerung durch pneumatische Ventildfedern*,  
6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- u. Motorentechnik, 1997
- [ 5 ] Kollmann, K., Fortnagel, M., Thom, R., Wagner, W.-D., *Die neue V-Motorenbaureihe  
von Mercedes-Benz mit Dreiventiltechnik und Doppelzündung*, Motortechnische  
Zeitschrift 58, S. 308 – 316, 1997
- [ 6 ] Knirsch, S.; Mann, M., Dillig, H., Reichert, H.-J., Bartholmeß, T., *Der neue  
Sechszylinder-V-Motor von Audi mit Fünfventiltechnik*, Motortechnische Zeitschrift 57,  
S. 48 – 55, 1996
- [ 7 ] Muhr, T., *Zur Konstruktion von Ventildfedern in hochbeanspruchten  
Verbrennungsmotoren*, Dissertation RTWH Aachen, 1992
- [ 8 ] Stoffregen, J., *Motorradtechnik*, Vieweg Verlag, 2004, ISBN 3-528-44940-3
- [ 9 ] Gaßebner, J., *Motorradmotoren im Detail*, Motorbuch Verlag, 2005,  
ISBN 3-61302-546-9
- [ 10 ] Apfelbeck, L., *Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor*, Motorbuch-Verlag, 1997,  
ISBN 3-97943-578-2

- [ 11 ] Schwaderlapp, M.; Dohmen, J., Haubner, F., Barthel, R., Biwer, C.,  
*Reibungsreduzierung als Verbrauchsmaßnahme*, Motortechnische Zeitschrift 64,  
S. 222- 229, 2003
  
- [ 12 ] Pischinger, F., *Verbrennungsmotoren*, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen 1995
  
- [ 13 ] N.N., *Systeme de distribution à air comprimé pour moteur à explosion*, Brevet  
d'Invention, N° 569.131, 1923
  
- [ 14 ] N.N., *Valve gear*, United States Patent No. 1.695.011, 1928
  
- [ 15 ] N.N., *Improvements relating to Valves of Super-charged Internal-Combustion  
Engines*, Great Britain Patent Office No. 559.980, 1944
  
- [ 16 ] N.N., *Système de rappel pneumatique de soupape pour moteur à combustion  
interne*, Demande de Brevet d'Invention N° 2 529 616, 1982
  
- [ 17 ] N.N., *Valve Operating System of Internal Combustion Engine*, United States Patent  
No. 5 058 541, 1991
  
- [ 18 ] N.N., *Pneumatic valve system for internal combustion engine*, European Patent  
Application No. 0 646 700 A2, 1994
  
- [ 19 ] N.N., *Pneumatische Ventildfeder für Gaswechselventile von Brennkraftmaschinen*,  
Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt Nr. DE 102 43 388 A1, 2002
  
- [ 20 ] N.N., *Valve System of Internal Combustion System*, Japanese Patent Office  
No. 02294506 A, 1990
  
- [ 21 ] N.N., *Vorrichtung zur Veränderung der Rückstellkräfte bei Gaswechsel-Steuer-  
ventilen von Verbrennungsmotoren*, Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt Nr. DE  
29 49 413 A1, 1981
  
- [ 22 ] N.N., *Ventiltrieb für ein Gaswechselventil einer Brennkraftmaschine*,  
Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt Nr. DE 38 08 542 A1, 1988



- 
- [ 23 ] N.N., *Pneumatische Feder, insbesondere Schließfeder für ein Gaswechselventil einer Brennkraftmaschine*, Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt  
Nr. DE 196 32 628 A1, 1998
- [ 24 ] Yamamoto, *Valve Springs made by Sankos Multi-Arc Wire*, Sanko Senzai Kogyo Co. Ltd., Kyoto 1989
- [ 25 ] van Basshuysen, R., Schäfer, F. (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor*, Vieweg-Verlag 2002, ISBN 3-528-13933-1
- [ 26 ] Muhr, T., *Zur Konstruktion von Ventiltfedern in hochbeanspruchten Verbrennungsmotoren*, Dissertation RWTH Aachen, 1992
- [ 27 ] N.N., *Nockensteuerung für Ventile mit hydraulischer Kraftübertragung*, Patent Nr. 256641, Kaiserliches Patentamt, Berlin 1911
- [ 28 ] Trutnovsky, K., *Berührungsfreie Dichtungen. Grundlagen u. Anwendungen der Strömung durch Spalte u. Labyrinth*, VDI-Verlag, 1964
- [ 29 ] Braun, H., Flierl, R., Kramer, Mader, R., Schlerf, G., Schopp, J., *Die neuen BMW Sechszylindermotoren*, Sonderausgabe MTZ 1998
- [ 30 ] Inoue, K., Nagahiro, R., Ajiki, Y., *A High Power, Wide Torque Range, Efficient Engine with a Newly Developed Variable Valve-Lift and -Timing Mechanism*, SAE-Paper 89 0675, 1989
- [ 31 ] Flierl, R., Hofmann, R., Landerl, C., Melcher, T., Steyer, H., *Der neue BMW Vierzylinder- Ottomotor mit VALVETRONIC Teil 1*, Motortechnische Zeitschrift 62, S. 450-463, 2001
- [ 32 ] *VALVETRONIC*, Die Bibliothek der Technik Bd. 263, Verlag Moderne Industrie, 2004, ISBN 3-478-93308-0
- [ 33 ] Blasius, H., *Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten*, VDI-Forschungsheft 131, 1913

- 
- [ 34 ] Denger, D., Mischker, K., *Die elektrohydraulische Ventilsteuerung*, Motortechnische Zeitschrift 65, S. 978-985, 2004
- [ 35 ] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen*, Springer-Verlag, 2001
- [ 36 ] Egli, A., *The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals*, Trans. ASME 57, S.115-122
- [ 37 ] *VDI-Wärmeatlas*, Springer-Verlag, 9. Auflage, 2002, ISBN 3-540-41201-8
- [ 38 ] Meissner, M., Wanke, K., *Handbuch Federn, Berechnung und Gestaltung in Maschinen- und Gerätebau*, Verlag Technik, 1993
- [ 39 ] Walti, F.O., *Der ölfreie Kolben-Kompressor*, Schweizerische Bauzeitung, Heft Nr. 18, S. 222-226, 1952
- [ 40 ] Müller, H.K., Nau, B.S., [www.Fachwissen-Dichtungstechnik.de](http://www.Fachwissen-Dichtungstechnik.de)
- [ 41 ] Stodola, A., *Gas- u. Dampfturbinen*, Springer-Verlag, 1924
- [ 42 ] Weissenberger, E., *Strömung durch Spaltdichtungen*, Dissertation TH Karlsruhe 1952
- [ 43 ] Groddeck, K.H., *Probleme der berührungsfreien Hochdruck-Stopfbuchsen*, Dissertation TH Hannover, 1956
- [ 44 ] Komotori, K., *A consideration on the labyrinth packing of straight through type*, Trans. Jap. Soc. Mech. Engrs., Nr. 133, S. 617 – 623
- [ 45 ] Kurasz, G., *Fatigue failure in springs*, Mech. Design, Cleveland/Ohio 48 (1976) 11, S.106-110
- [ 46 ] Vortrag Fa. MAHLE im VDI-Wissensforum in Leonberg, Okt. 2006
- [ 47 ] Clausnitzer, M., *Beitrag zur Ermittlung der Lässigkeitsverluste an den Ringspaltstopfbüchsen der Höchstdruckkompressoren für Drücke über 1000 at*, Dissertation TH Dresden 1961

- 
- [ 48 ] Salber, W., Kemper, H., von der Staay, F., Esch, T, *Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte*, Teil1: Motortechnische Zeitschrift 61, S. 826-836, 2000, Teil 2: Motortechnische Zeitschrift 62, S. 44-55, 2001
- [ 49 ] Bamsey, I., *F1 Engine Power Secrets*, RACER magazine, June 2000
- [ 50 ] Flenker, C., Uphoff, U., *Effiziente Modellierung von Ventildfedern*, Motortechnische Zeitschrift 66, S.946-950, 2005
- [ 51 ] Ortmann, C., Skovbjerg, H., *Valve Spring*, International ADAMS User Conference, Rome, November 16th 2000
- [ 52 ] Schechter, M. ,Levin, M., *Camless Engine*, SAE Paper 960581, 1996
- [ 53 ] Zuck, D., Flierl, R., Mohr, M., Kelichhaus, T., *Neue Methoden in der Ventiltriebsentwicklung, Auslegungsprogramm und Mehrkörpersimulation*, Automotive Engineering Partners 3-4/2005, S. 34-39
- [ 54 ] Zhe Li, Shridhar Kota, *Virtual Prototyping and Motion Simulation with ADAMS*, Journal of Computing an Information, Sience in Engineering, Vol. 1, S. 276-279, 2001
- [ 55 ] Watson, J., Wakeman, R., *Simulation of a Pneumatic Valve Actuation System for Internal Combustion Engine*, SAE Paper 2005-01-0771
- [ 56 ] Ma, J., Schock, H., Carlson, U., Hoglund, A., Hedman, M., *Analysis and Modelling of an Electronically Controlled Pneumatic Hydraulic Valve for an Automotive Engine*, SAE Paper 2006-01-0042
- [ 57 ] Mohr, M., Volpert, B., Kairies, D., Flierl, R., *Dynamische Simulation von mechanisch vollvariablen Ventiltrieben unter besonderer Berücksichtigung der Bauteil-elasitizitäten*, VDI-Berichte Nr. 1846, 2004
- [ 58 ] Maas, G., Neukirchner, H., Dingel, O., Predelli, O., *Potential of an Innovative, Fully Variable Valvetrain*, SAE Paper 2004-01-1393
- [ 59 ] Yoshiteru Yasuada, Makoto Kano, Yutaka Mabuchi, Sadayuki Abou, *Research on Diamond-Like-Carbon Coatings for Low-Friction Valve Lifters*,

- 
- SAE Paper 2003-01-1101
- [ 60 ] Kunio Maki, Atsushi Ehira, Mamoru Sayashi, Toru Sasaki, Toshiharu Noda, Michio Okabe, Susumu Isobe, *Development of a High-Performance TiAl Exhaust Valve*, SAE Paper 960303, 1996
- [ 61 ] Sellnau, M., Kunz, T., Sinnamon, J., Burkhard, J., *2-step Variable Valve Actuation: System Optimization and Integration on an SI-Engine*, SAE Paper 2006-01-0040
- [ 62 ] El-Gamal, H., Awad, T., *Leakage from Lybyrinth Seals under Stationary an Rotating Conditions*, Tribology International 29(4), S. 291-297, 1996
- [ 63 ] Matthias, A., *Numerische Untersuchungen zu Labyrinthdichtungen*, Dissertation TU Wien, 2005
- [ 64 ] Wieczorek, U., *Ein Simulationsmodell zur Beschreibung der Spaltströmung in Axialkolbenmaschinen der Schrägschiebenbauart*, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 7 Nr. 443, 2003, VDI-Verlag, ISBN 3-18-344307-4
- [ 65 ] Lasaar, R., *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Verlustverhalten der Kolben/Zylinderbaugruppe von Schrägscheibenmaschinen – unter besonderer Berücksichtigung der Mikro- und Makrogeometrien*, Dissertation TU Hamburg-Harburg, 2002
- [ 66 ] Speckens, F.-W., Hermsen, F.-G., Buck, J., *Konstruktive Wege zum reibungsarmen Ventitrieb*, Motortechnische Zeitschrift 59, 1998
- [ 67 ] Fink, T., *Einfluss des Bewegungsverhaltens von Ventiltrieben mit Tassenstößel auf die Reibungsarbeit*, Dissertation RWTH Aachen, 1993
- [ 68 ] Duelli, H., *Berechnung und Versuche zur Optimierung von Ansaugsystemen für Mehrzylindermotoren und Einzylinder-Einspritzung*, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 85, 1987
- [ 69 ] Eberhardt, N., *Herstellung und Charakterisierung von Gaswechselventilen für Verbrennungsmotoren aus intermetallischen Gamma-TiAl-Basislegierungen*, Dissertation Uni Leoben, 1999

- 
- [ 70 ] Spörri, M., *Bewegungsdynamik und Verlustoptimierung bei schneller Bewegungsumkehr mit pneumatischer Energiezwischenspeicherung*, Dissertation ETH Zürich, 2004
- [ 71 ] Rullmann, S.H., *Entwicklung einer Gasfeder als Kolbenrückführung für Bolzenschubwerkzeuge*, Dissertation RWTH Aachen, 1998
- [ 72 ] Klüting, M., Flierl, R., Grudno, A., Luttermann, C., *Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben*, Motortechnische Zeitschrift 60, S. 476-485, 1999
- [ 73 ] Ademes, N., Lang, O., Lauer, S., Salber, W., Jené, H., *Ventilvariabilitäten für moderne Ottomotoren*, Motortechnische Zeitschrift 66, Heft 12, S. 952-959, 2005
- [ 74 ] Walzer, P., Panagiotis, A., Heinrich, H., Schumacher, V., *Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor*, Motortechnische Zeitschrift 47, Heft 1, S. 15-20, 1986
- [ 75 ] Magerl, F., Lauf, S., Turan, K., *Keramische Ventile im Automobil*, Motortechnische Zeitschrift 59, Heft 10, S. 674-678, 1998
- [ 76 ] Ezaki, S., Masuda, M., Fujita, H., Hayashi, S., Terashimi, Y., Motosugi, K., *Aluminium Valve Lifter for Toyota new V8 Engine*, SAE Paper 900450
- [ 77 ] Kazuo, A., Kazuhiko, N., Hiroshi, M., *Optimization of Multi-Valve, Four Cycle Engine-Design – The Benefit of Five-Valve Technology*, SAE Paper 860032, 1986
- [ 78 ] Röhrle, M., *Die Nockenwelle im Wandel der Zeit*, Motortechnische Zeitschrift 63, Heft 3, S. 172-177, 1963
- [ 79 ] Akira Katoh, Yoshiteru Yasuda, *An Analysis of Friction Reduction Techniques for the Direct-Acting Valve Train System of a New-Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine*, SAE Paper 940992
- [ 80 ] Rosenberg, R., *General Friction Consideration for Engine Design*, SAE Paper 821576

- 
- [ 81 ] Wilbur, P., Buchholtz, B., *A Diamond-Like Carbon Coating for Aluminium Alloy Piston/Bore Application*, SAE Paper 960014
- [ 82 ] Boghe, M., *DLC-Beschichtungen, Designelement zur Änderung des Reibungs- und verschleißverhaltens traditioneller Komponenten*, Motortechnische Zeitschrift 68, Heft 3, S. 190195, 2007
- [ 83 ] Uhe, H., *Zur Reibung von Nockenrieben mit Flachstößeln*, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 1, Heft 129, VDI-Verlag, 1985, ISBN 3-18-142901-5
- [ 84 ] Hoyer, U., Rahnavardi, P., *Untersuchung mit Ventilen aus Leichtbau-Werkstoffen*, Motortechnische Zeitschrift 60, Heft 9, S. 590-602, 1999
- [ 85 ] Flierl, R., Gollasch, D., Knecht, A., Pohl, D., Hannibal, W., *Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve*, Motortechnische Zeitschrift 67, Heft 7, S. 580-567, 2006
- [ 86 ] Schmidt, A., *Der Einfluss der Tassenstößeldrehung auf die Reibungs- und Schmierverhältnisse im System Nocken – Gegenläufer*, Dissertation TU Clausthal, 1995
- [ 87 ] Löbber, P., *Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub*, Dissertation TU Dresden, 2006
- [ 88 ] Moran, R. (Hrsg.), *Variable Valvetrain System Tecnnology*, SAE PT-122, 2006
- [ 89 ] Dirschmid, W., Schober, M., *Computersimulation in der Ventiltriebsauslegung*, Motortechnische Zeitschrift 57, S. 208-215, 1996
- [ 90 ] Hartwig, K.-H., *Kurvengetriebe zur Steuerung des Ladungswechsels in Verbrennungsmotoren*, Vortrag VDI-Getriebetage 2006, Bewegungstechnik
- [ 91 ] N.N., [www.kfztech.de](http://www.kfztech.de)
- [ 92 ] N.N., [www.ducatech.com/info/desmo.html](http://www.ducatech.com/info/desmo.html)
- [ 93 ] Haase, D., *Ein neues Verfahren zur modellbasierten Prozessoptimierung aus der Grundlage der statistischen Versuchsplanung am Beispiel eines Ottomotors mit elektromagnetischer Ventilsteuerung (EMVS)*, Dissertation TU Dresden, 2004

# LEBENS LAUF

## *Persönliche Daten*

---

- Name Wolfgang Semet
- Geburtsdatum 03.04.1954
- Geburtsort Ulm/Do.
- Familienstand verheiratet, zwei Kinder

## *Schul Ausbildung*

---

- 1961 – 66 Grundschule in Ulm
- 1966 – 71 Realschule in Ulm
- 1971 – 74 Techn. Gymnasium in Ulm

## *Studium*

---

Okt. 1974 - März 1980, Universität Stuttgart, Maschinenbau

- Vordiplom Sept. 1976
- Diplomprüfung März 1980
- Hauptfächer : Umformtechnik, Prof. K. Lange  
Verbrennungsmotoren, Prof. U. Essers

## *Grundwehrdienst*

---

April 1980 – Juni 1981

## *Berufstätigkeiten*

---

seit Juni 1981 als Versuchs-Ingenieur im Bereich der Motorenentwicklung der BMW AG in München.





