

# Schlussbericht

zum Forschungsvorhaben

**„ Verbundprojekt: Emissionsarme Freikolbenmaschine  
für autarken Betrieb “**

Förderkennz.: 0327247C

Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## **Inhaltsverzeichnis**

### **I. Kurzdarstellung**

1. Aufgabenstellung,
2. Voraussetzungen, Randbedingungen,
3. Planung und Ablauf,
4. wissenschaftlich-technischer Stand,
5. Kooperationen, Zusammenarbeit.

### **II. Eingehende Darstellung**

1. Ergebnisse
2. Nutzens, Verwertbarkeit
3. Fortschritts auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen
4. Veröffentlichungen

## **I. Kurzdarstellung**

### **1. Aufgabenstellung**

Die Aufgabe des Vorhabens war die Weiterentwicklung einer Freikolbenmaschine, die im Vorgängerprojekt bis zum Funktionsmuster entwickelt worden ist. Ziel war es mit der Freikolbenmaschine die verschärften gesetzlichen Emissionsvorschriften einzuhalten. Weiterhin sollten die Nebenaggregate, die es für den Kurbelwellenmotor nur als drehende Geräte gibt, an die translatorische Bewegung der Freikolbenmaschine angepasst bzw. neu entwickelt werden.

Der Einbau der Freikolbenmaschine in einen Gabelstapler und danach der praktische Nachweis der Kraftstoffeinsparung gegenüber einem konventionellen Stapler war vorgesehen.

### **2. Voraussetzungen, Randbedingungen**

Im Vorgängerprojekt, welches auch vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie gefördert und von den gleichen Projektpartnern bearbeitet wurde, ist die Freikolbenmaschine bis zum Funktionsmuster entwickelt worden.

Als Ergebnis gab es mehrere Prototypen mit einer Leistung von ca. 8 kW. Die geforderte Leistung von ca. 19 kW konnte aus Emissionsgründen mit diesen Prototypenstand nicht erreicht werden.

Erste Tests der Freikolbenmaschine an einem Gabelstapler wurden durchgeführt.

Bei Bosch Rexroth wurde ein Prüfstand aufgebaut, mit dem die Hydraulik der Freikolbenmaschine mit einem preßluftbetriebenen Verbrennungsteil getestet und vermessen werden konnte.

Das Vorgängerprojekt wurde am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge an der TU Dresden bearbeitet. Aufgrund der Emeritierung von Prof. Brunner wurde ein Wechsel zum Institut für Verarbeitungsmaschinen und Mobile Arbeitsmaschinen an der TU Dresden nötig.

### **3. Planung und Ablauf**

Es waren vier Jahre Laufzeit mit einer Personalkapazität von zwei Ingenieuren und einem Monteur für das Vorhaben vorgesehen und die Entwicklung der Freikolbenmaschine wurde in drei Meilensteine eingeteilt:

- **Ende 03/2007 Prototyp\_04a autark in Powerbox**
- **Ende 03/2008 Prototyp\_04b autark in Powerbox und Stapler**
- **Ende 03/2009 Prototyp\_04c autark und versandfertig für Feldversuche in Powerbox und Stapler**

Aufgrund des Lehrstuhlwechsels des Projektes und damit der Projektmanufaktur an der TU Dresden kam es dort zu Verzögerungen. Dieser zeitliche Verzug setzte sich bis zum Ende des Projektes fort und führte unweigerlich zu einer kostenneutralen Verlängerung von 04.10 bis Ende 2010.

Ablauf des Vorhabens in Jahresscheiben:

2006

Auslegung einer besseren Hydraulik für den nächsten Prototypen einer FKM.  
Weiterentwicklung des selbsttätigen Druckübersetzers für die Dieselhochdruckbereitstellung.  
Weiterentwicklung unserer begonnenen Arbeiten an dem Kolbenhubsensor für die Freikolbenmaschine mit Verbrennung.  
Die Idee einer Konstantvolumenstromversorgung zum Speisen der FKM wird in Erwägung gezogen und die Vorteile und Nachteile abgeschätzt.

2007

Auslegung, Aufbau und Vermessen einer Konstantvolumenstromversorgung an unseren Prototypen03.  
Neuauslegung und Aufbau eines verbesserten Kolbenhubsensors für den FKM-Prototypen an der TU Dresden, der mit Verbrennung betrieben wird.  
Überprüfen der Funktion des selbsttätigen Druckübersetzers mit Hilfe eines Modells und der Simulation dieses Modell in Matlab/Simulink.

2008

Konstruktion der hydraulischen Ansteuerung für den vierten Prototypen04.  
Prüfstands Aufbau zum Betreiben einer Freikolbenmaschine mit Verbrennung.  
Nachbesserungen am Kolbenhubsensor.  
Erste Simulationsansätze für einen pneumatischen Druckübersetzer zur Dieselhochdruckerzeugung.

2009

Fertigung und Montage dreier hydraulischer Ansteuerungen des Prototypen04.  
Funktionstests und Zeitfestigkeitsprüfung einer der hydraulischen Ansteuerungen für die Freikolbenmaschine04.  
Ausgiebige Simulationen des pneumatischen Druckübersetzers.

2010

Dauertests der Gesamtfreikolbenmaschine.  
Fertigung und Aufbau eines weiteren Kolbenhubsensors zur Bilanzierung der hydraulischen Ansteuerung des Prototypen04.  
Ausgiebige Wirkungsgradmessungen an der hydraulischen Ansteuerung.  
Vergleich der verschiedenen Ausführungen eines pneumatischen Druckübersetzers mit Hilfe der Simulation und erste Entwürfe des Übersetzers.

#### 4. Wissenschaftlich-technischer Stand

Ende des Jahres 1999 wurde in Zusammenarbeit mit der TU Dresden an der Entwicklung einer Freikolbenmaschine begonnen. An der TU Dresden gab es schon Entwicklungsansätze mit einer Zweitakt Dieselmachine nach Brandl. Dessen Patente waren schon ausgelaufen. Neue Lösungsansätze einer hydraulischen Ansteuerung für eine FKM wurden bei Bosch Rexroth ausgearbeitet und patentiert. Mit Hilfe der Simulation wählte man die zuverlässigste und einfachste Hydraulik aus. Eine Konkurrenzentwicklung mit Patentschutz auf dem Gebiet der Freikolbenmaschine wurde von der Firma Innas in den Niederlanden vorangetrieben. Bis Anfang 2006 wurde über die Entwicklungsstadien einer preßluftbetriebenen, dann einer kurzzeitbefeueten, folgend einer flüssigkeitsgekühlten, langzeitbefeueten, um letztendlich mit einer gegossenen, dauerbelastbaren Freikolbenmaschine der dritten Prototypengeneration abzuschließen. Mit diesem technischen Stand wurde unser Vorhaben am 04.06 begonnen. Einen Auszug von benutzter Fachliteratur ist nachfolgend aufgelistet:

- (1) Achten, P.A.: „Free piston engine having a fluid energy unit“; Patentschrift WO 93/10342
- (2) Beachly, N.H./Fronczak, F.J.: „Design of a free-piston engine pump“; SAE Technical Paper 921740, Warrendale, PA, 1992
- (3) Brandl, G.: „Freikolbenmotor“; Patentschrift DE 40 24 591, 1990
- (4) Brunner, H., Augsburg, K., Salzer, M., Winger, A.: „Entwicklung und Erprobung eines schnellschaltenden Hydraulikventils für ein alternatives Antriebssystem mit Freikolbenmotor“; Abschlussbericht des gleichnamigen Verbundprojektes (Projekt-Nr. PT 0502/132 beim Sächsischen Staatsministerium für Wirtschaft und Arbeit), 1996
- (5) Hibi, A.: „Liquid pressure generating device“; Patentschrift JP 58148282, 1983
- (6) Ingenieurgesellschaft IgH: „Energiesparende und umweltschonende hydraulische Versorgung von Ladekränen und Tankaufliegern durch eine Freikolbenmaschine“; Abschlussbericht, Forschungsprojekt 0326976 beim BMBF, 1998
- (7) Potma, T.G.: „Freikolben-Brennkraftmaschine zum kurbelwellenlosen Antrieb einer Pumpe“; Patentschrift DE 19 50 769
- (8) Vilenius, M. u.a.: „Method and apparatus for starting a displacer engine hydraulically“; Patentschrift EP 0 481 690, 1991

Weiterhin wurden Fachbücher aus verschiedenen technischen Fachgebieten genutzt.

#### 5. Kooperationen, Zusammenarbeit

Neben der normalen Zusammenarbeit mit den Partnern des Verbundprojektes wurde mit den verschiedenen Abteilungen im Hause Bosch Rexroth und mit der Dieselvorentwicklungsabteilung im Hause Bosch Automotive Technology zusammengearbeitet.

## II. Eingehende Darstellung

### 1. des erzielten Ergebnisses

#### 1.1 Hydraulische Ansteuerung

Die hydraulische Ansteuerung der Freikolbenmaschine hat zwei grundlegende Aufgaben:

- *Zum Ersten muss sie Hydrauliköl von Niederdruckniveau auf Hochdruckniveau fördern, das bedeutet sie arbeitet als Einkolbenhydraulikpumpe.*
- *Zum Zweiten muss sie die Verdichtungsenergie für den Verbrennungsprozess für jeden einzelnen Zyklus liefern und wieder abspeichern (entsprechend der mechanischen Schwungmasse beim Kurbelwellenmotor).*

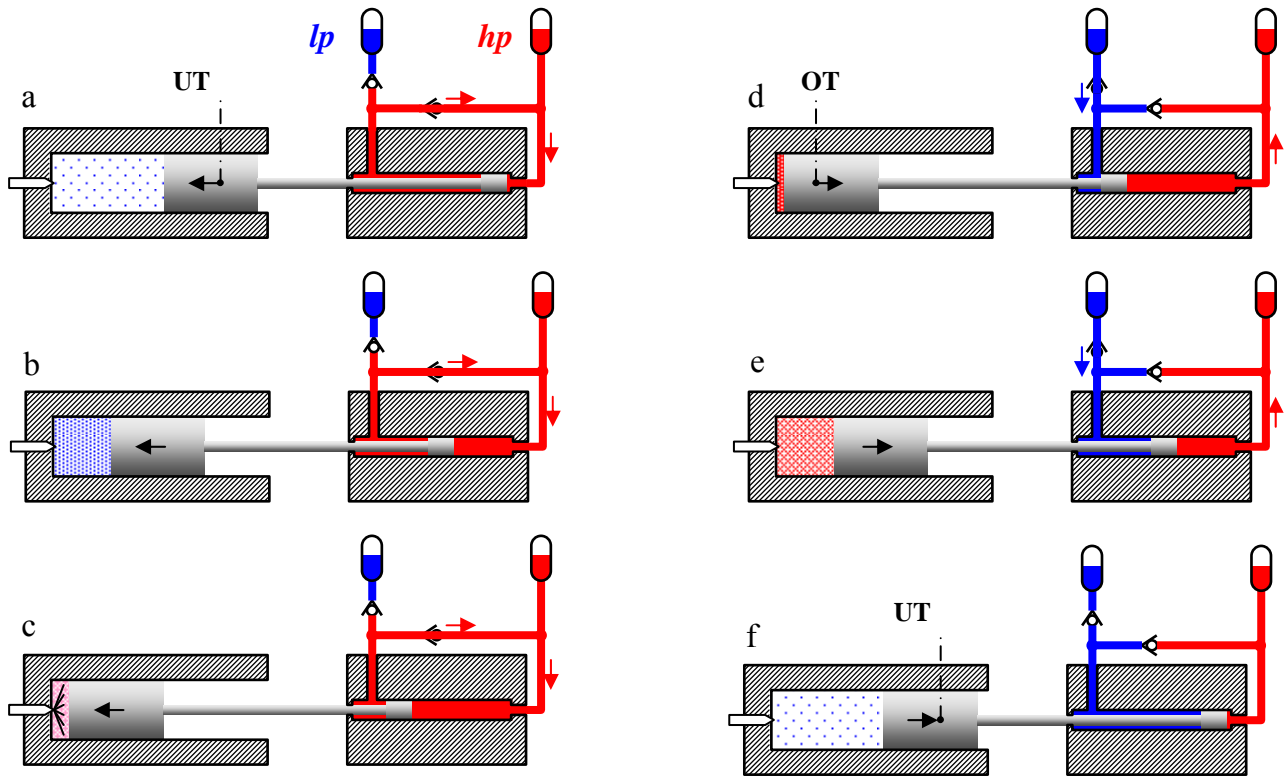
Weitere Nebenfunktionen der Hydraulik sind das Starten der Maschine, indem der Verbrennungskolben beim ersten Zyklus in Richtung oberen Totpunkt beschleunigt wird, das Anhalten der Maschine und das Zurückziehen des Verbrennungskolbens in den unteren Totpunkt.

Erläutern der einzelnen erwähnten Funktionen an Hand des Bildes 1:

- *Kompressionsfunktion:* Der Kolbenboden wird mit dem Hochdruck verbunden und treibt die Kolbenstange, an der der Verbrennungskolben angeflanscht ist, in Richtung oberer Totpunkt und komprimiert in Folge die Frischluft im Verbrennungsraum ( Bild 1: a,b,c ).
- *Pumpenfunktion:* Ausgelöst durch die Verbrennung bewegt sich der Kolben in Richtung unterer Totpunkt. Beim Einfahren der Kolbenstange wird der Ringraum über die Saugrückschlagventile mit Hydrauliköl aus dem Niederdruck gefüllt und gleichzeitig mit der Kolbenfläche der Hochdruckspeicher nachgefüllt ( Bild 1: d, e, f ).
- *Starten:* Wird ausgelöst durch das Öffnen eines Ventils, das den Hochdruck auf die Kolbenfläche freigibt ( Bild1: a )
- *Anhalten und Zurückziehen:* Schließen des Ventils zum Hochdruck und Öffnen eines weiteren Ventils, das den Kolbenraum mit Tank verbindet. Dadurch wird der Kolbenboden entlastet und die mit Niederdruck beaufschlagte Kolbenringfläche zieht den Kolben in den unteren Totpunkt bzw. Anschlag.

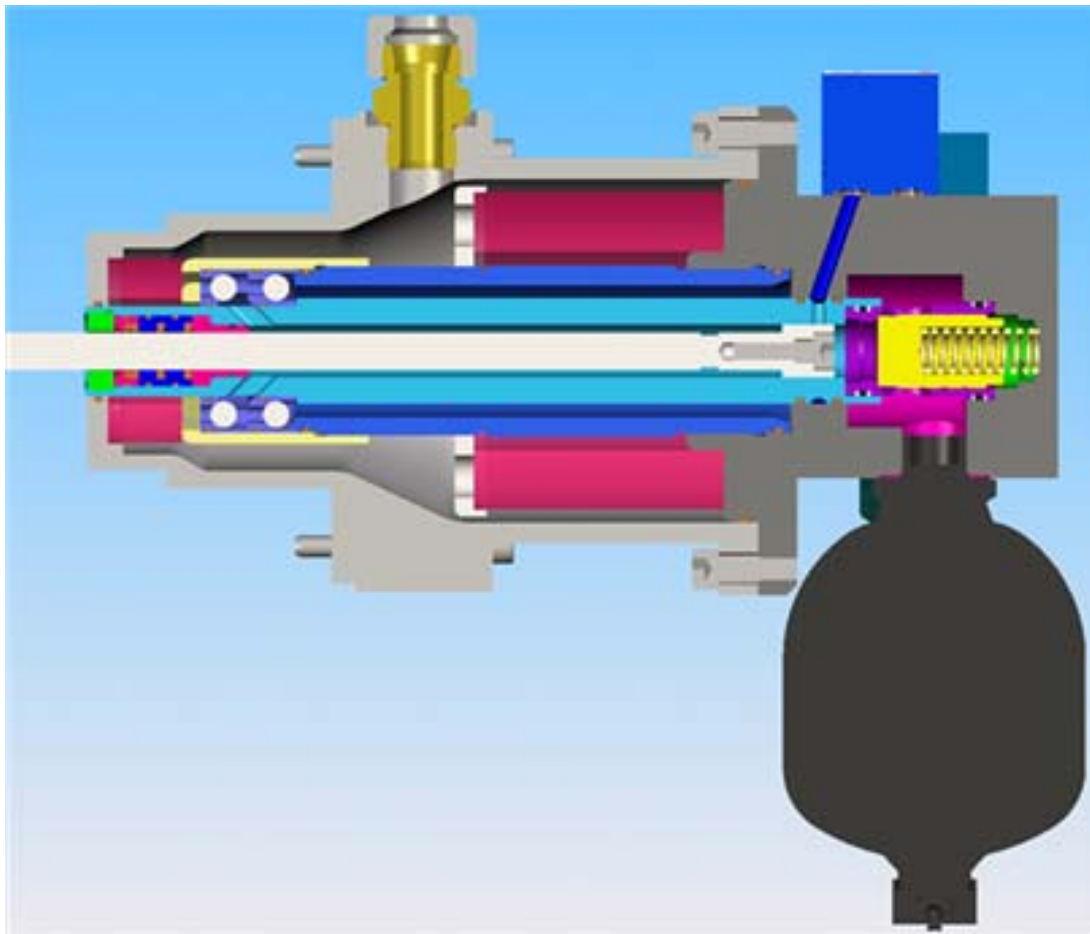
*Kompressionshub*

*Verbrennungshub*



*Bild 1*

## Schnitt durch die hydraulische Ansteuerung der FKM

*Bild 2*

Im Gegensatz zu den Vorgängerprototypen 01 - 03 wurde der Freikolbenmaschinenhydraulikprototyp 04 in Hinblick auf niedrige Fertigungskosten, hoher Wirkungsgrad und Robustheit konstruiert. Das bedeutet z. B. keine Berücksichtigung von nicht funktionsrelevanten Messstellen oder ähnlichem, außer sie sind einfach anzubringen.

Aufgrund wirtschaftlicher Gesichtspunkte sollten möglichst viele Serienteile eingesetzt werden. Aus Bauraumgründen konnte dies bei den Saugventilen und den Pumpenrückschlagventilen nicht umgesetzt werden. Deshalb wurden diese Ventile speziell für die Freikolbenmaschine entwickelt und gebaut.



### 1.1.1 Pumpenzylinderaufbau

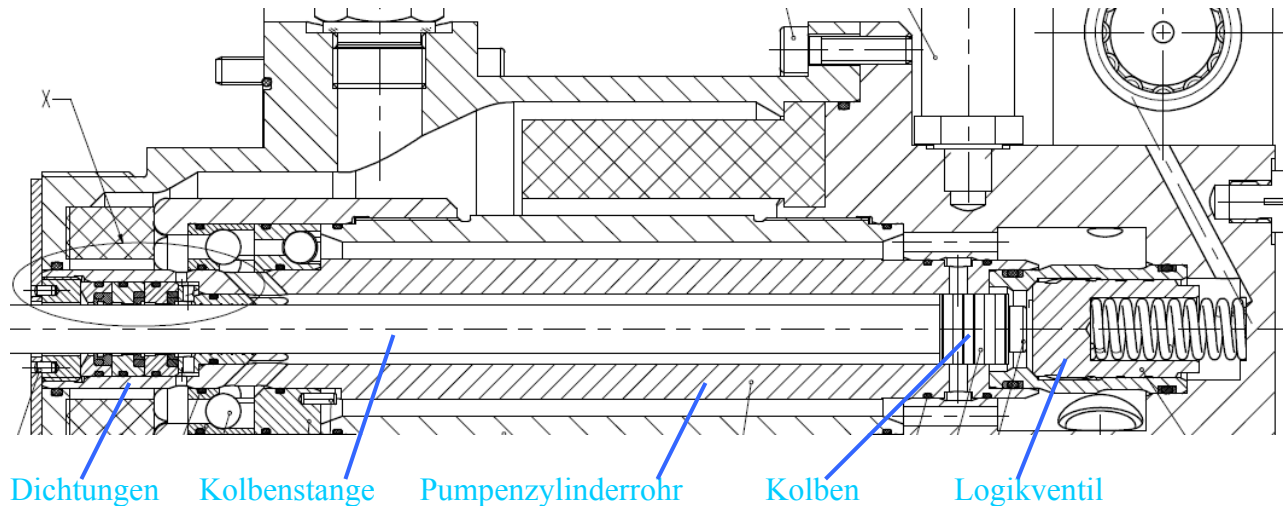


Bild 3

Um die Herstellkosten für den Differenzialzylinder niedrig zu halten, griff man für das Zylinderrohr auf ein Standard HP-Rohr zurück (im Gegensatz zum Prototyp 03, dort wurde in ein Gussvollmaterial eine 200 mm lange Bohrung mit entsprechender Genauigkeit und Oberflächenrauigkeit eingebracht). Die vollständige innere Kolbenlauffläche des Zylinders muss dadurch nicht mehr bearbeitet werden.

Der Kolben wird mit minimalem Spiel in den Zylinderinnendurchmesser eingeschliffen. Dieses Spiel bietet noch Optimierungspotential, was die Verluste durch Leckage und den gegenläufigen Verlusten durch viskose Reibung betrifft.

Auf beiden Seiten wurde das Zylinderrohr innen ausgedreht. Links, damit der Dichtungssatz konzentrisch aufgenommen werden kann. Rechts, zur einseitigen Aufnahme des Zweiwegeeinbauventils (Logikventil).

Ebenfalls wurde das Rohr an beiden Enden außen überdreht. Einmal links für die Kugelsaug- und Kugelrückschlagventile und rechts zum dichtenden Einstecken in den Steuerblock. Das nächstgrößere Rohr ist ebenfalls ein HP-Rohr und hat die Funktion den Pumpenölstrom über die Kugelrückschlagventile in die Hochdruckspeicher bzw. auf die Kolbenfläche zu leiten. Eine weitere Aufgabe besteht darin die Kugelventile über eine Mutter zu fixieren.

Fazit und Ausblick:

Man könnte auch auf dieses Rohr und die Pumpenrückschlagventile verzichten, wie beim Prototyp 03 umgesetzt, indem man ein Rückschlagventil in den Hydraulikkolben integriert. Diese Maßnahme greift aber in das Kolbenrückzugsystem ein (Näheres siehe Kapitel „Kolbenrückzugsystem“). Der große Vorteil entsteht während des Kompressionshubes, da dann das Rückschlagventil in dem Kolben über die stehende Ölsäule gezogen würde und diese müsste nicht beschleunigt und über eine insgesamt 360° Umlenkung auf die Kolbenfläche gebracht werden, wie es bei der jetzigen Ausführung der Fall ist.

### 1.1.2 Ansaugkonzept

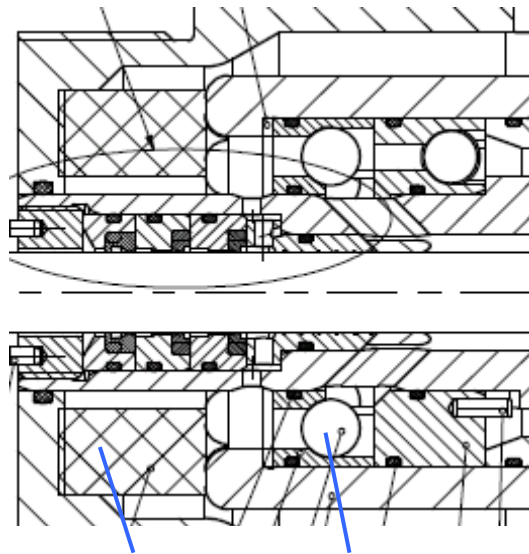


Bild 4

Kleiner PU-Ring      Saugventile im Umfang

Die höchste Beachtung während der Konzeptphase des Prototypen 04 galt der Auslegung der Ansaugstrecke zum kavitationsfreien Füllen des Pumpenraumes. An dieser Stelle gab es auch die größten Änderungen zu Gunsten eines einfacheren Aufbaus gegenüber dem Prototyp 03. Prinzipiell haben wir mit unserer Freikolbenmaschinenhydraulik zu Beginn des Ansaugens eine sehr hohe Beschleunigung des Kolbens, da dies kurz nach dem oberen Totpunkt geschieht und dann die höchsten Verbrennungsdrücke vorliegen. Das bedeutet, um Kavitation zu vermeiden, muss die Ölstrecke von den Saugventilen bis zum Niederdruckspeicher möglichst kurz sein, da diese Ölsäule in jedem Zyklus komplett beschleunigt werden muss. Dies konnten wir erreichen, indem der Niederdruckspeicher direkt an die Saugventile angebracht wurde. Mit den bisherigen Membranspeichern (Prototyp 03) wäre diese Maßnahme nicht möglich gewesen, da schon die Ölsäule vom Anschluss bis zur Membran eine nicht akzeptable Länge hat.

Deshalb setzen wir zwei geschlossensorbige Polyurethanringe als Niederdruckspeicher ein. Der kleine Ring (direkt an den Saugventilen) übernimmt die hochdynamische Ölbeschleunigung, während der große Ring für ausreichendes Speichervolumen sorgt. Mit dieser Maßnahme konnten wir den Niederdruck von 20 bar (Proto 03) auf unter 10 bar senken, ohne dass sich das Ansaugverhalten verändert hat.

Eine weitere Möglichkeit den Niederdruck zu senken, war der Einsatz von Kunststoffkugeln statt der Stahlkugeln in dem Saugventil. Beim Prototyp 03 hat sich dies in Kurzzeittests bewährt. In der jetzigen Ausführung sind die 10er Kunststoffkugeln schon nach kurzer Zeit durch die 6er Sitzbohrung gedrückt worden. Dies konnte nur durch höhere Druckspitzen beim Druckaufbau verursacht werden.

#### Fazit und Ausblick:

Um die Kavitation beim Ansaugen und damit den Kavitationsverschleiß zu vermeiden, ist es notwendig dafür zu sorgen, dass beim Ansaugbeginn das Pumpenrückschlagventil geschlossen ist. Die einzige Maßnahme, ohne aktiv einzugreifen zu müssen, ist die Integration des Pumpenrückschlagventils in den Hydraulikkolben. Durch eine entsprechende Dimensionierung der Ventilkolbenmasse wird das Ventil beim Abbremsen im oberen Totpunkt durch seine Massenträgheit geschlossen. Der Nachteil dieser Integration ist der

notwendige Einbau einer zusätzlichen Kolbenrückzugsvorrichtung, da die Kolbenringfläche zum Rückziehen nicht mehr genutzt werden kann.

Eine zusätzliche Kavitationsvermeidungsmaßnahme ist, die Kugelsaugventile durch ein einzelnes auf der Kolbenstange geführtes Saugventil zu ersetzen. Dadurch kann eine kürzere Saugstrecke und eine Öffnungsunterstützung durch die viskose Reibung zur Kolbenstange erreicht werden. Auch eine Gewichtsminimierung des Saugventilkörpers wirkt sich positiv auf das Saugverhalten aus.

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Maßnahme mit dem kleinen PU-Schaumring und ein in den Kolben integriertes Pumpenrückschlagventil die besten Voraussetzungen bietet kavitationsfrei anzusaugen.

### 1.1.3 Kolbenrückzugsystem

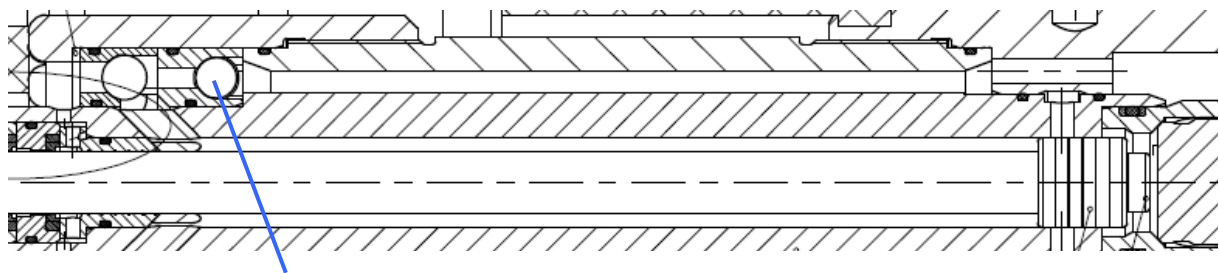


Bild 5 Pumpenrückschlagventile im Umfang angeordnet

Das Kolbenrückziehen mit Hilfe des Niederdruckes ist darauf angewiesen, dass die Ringfläche des Hydraulikkolbens mit mindestens 20 bar belastet wird, während der Kolbenboden auf Tankdruck gelegt wird.

Beim Prototyp 03 entschied man sich für ein Rückschlagventil, welches in den Kolben integriert war (wie bereits oben erwähnt). Um nun die geforderten 20 bar zu erhalten, war eine Feder mit entsprechender Vorspannung nötig. Die dadurch entstandenen Drosselverluste wurden für diesen Entwicklungsstand der Freikolbenmaschine in Kauf genommen, um den Vorteil eines idealen Ansaugbeginns der Pumpenfunktion zu haben ( siehe 2.1.2 Ansaugkonzept ).

Beim Prototyp 04 ist man den anderen Weg gegangen, um die Drosselverluste zu vermeiden. Da der Prototyp 03 trotz obiger Maßnahme beim Ansaugen kavitierte, aber über lange Zeit keine Kavitationsschäden zeigte, entschlossen wir uns, das interne Rückschlagventil mit seinen Drosselverlusten durch externe Rückschlagventile zu ersetzen. Mit dieser Umstellung konnten die Drosselverluste vermieden werden, man muss jedoch in Kauf nehmen, dass der Ansaugbeginn nach dem oberen Totpunkt liegt. Dieser Nachteil konnte durch das obige Ansaugkonzept überkompensiert werden.

Fazit und Ausblick:

Um in Zukunft die zwei Maßnahmen, kleiner PU-Schaumring und integriertes Pumpenrückschlagventil, umzusetzen, muss für den Kolbenrückzug ein eigener Rückzugzylinder vorgesehen werden. Dieser darf natürlich bei laufender Maschine aus energetischen Gründen nicht mitgeführt werden, sondern muss in einer Standby-Stellung verharren. Sollte man es schaffen den Kolben durch genaues Betätigen der Ventile ( siehe 2.1.4 Start-Stoppventil ) im unteren Totpunkt anzuhalten, käme der Rückzugzylinder nur bei Fehlfunktion zum Einsatz.

### 1.1.4 Start-Stoppventil

Die Freikolbenmaschine wird durch das Öffnen des Zweiwegeeinbauventils (Bild 2: rechts, gelber Kolben) der Nenngröße 25 gestartet und durch Schließen wieder gestoppt.

Voraussetzung zum Starten der Maschine ist, dass der erste Kompressionshub genauso dynamisch sein muss, wie die folgenden Hübe, während die Freikolbenmaschine arbeitet. Daraus folgt ein hochdynamisches Öffnen des Logiks, welches durch ein Vorsteuerventil der Nenngröße 10 erreicht wird.

Das Anhalten der Maschine wäre ideal, wenn der Kolben im unteren Totpunkt zum Stillstand kommt, um möglichst zügig wieder starten zu können. Im momentanen Entwicklungstand ist dies noch nicht möglich, bzw. gab es noch keine ausgiebigen Versuche zu diesem Thema. Diese Tests müssen den besten Zeitpunkt des Schließbeginns des Logiks in Zusammenspiel mit dem Öffnen des Ventils zum Tank und in Abhängigkeit der Kolbendynamik ergeben. Derzeit wird der Kolben immer aktiv zurückgezogen und je nachdem wo er zufällig zum Stehen kommt, ist die Zeitdauer unterschiedlich.

### 1.1.5 Dichtungskonzept

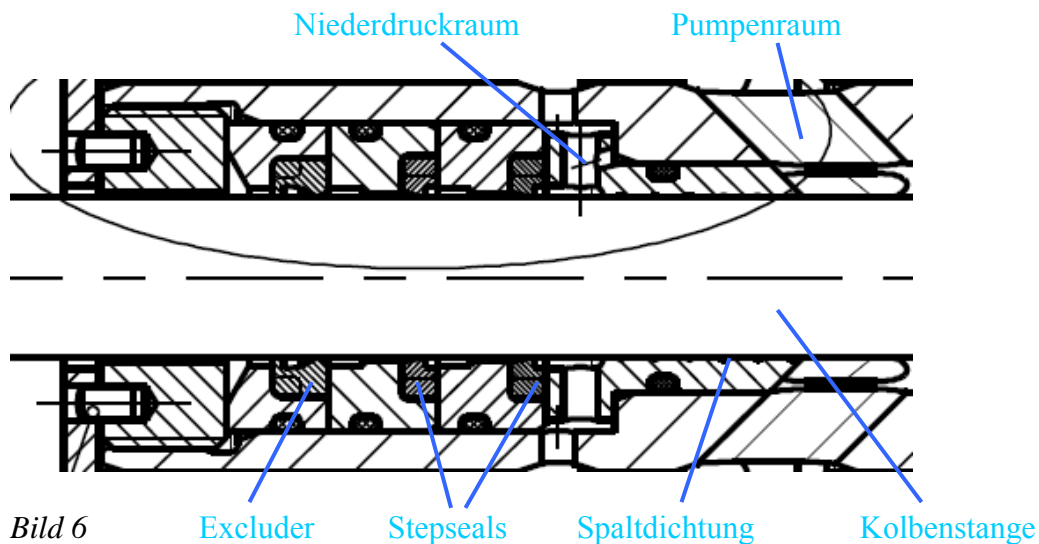


Bild 6

Das Kolbenstangendichtungskonzept besteht aus vier Dichtstellen, die im Zylinderrohr aufgenommen werden und dadurch eine ideale Konzentrität zur Kolbenstange haben. Der Pumpenraum wird durch eine Spaltdichtung zum Niederdruckraum gegen den Wechseldruck des Förderkolbens gedichtet. Diese Spaltdichtung ist gleichzeitig die Führung für die Kolbenstange.

Der Niederdruckraum wird durch zwei Stepseals und einen Excluder zum Vorkammerraum des Verbrennungszylinders leakagefrei abgedichtet. Es wurden zwei Stepseals eingesetzt, damit man ein redundantes Dichtungskonzept hat. Es darf auf keinen Fall Hydrauliköl in den Vorverdichtungsraum des Verbrennungszylinders gelangen, da es die unverbrannten HC-Emissionen der Freikolbenmaschine wesentlich erhöhen würde.

### 1.1.6 Gemessener Wirkungsgrad der Hydraulik

Die Verluste der hydraulischen Ansteuerung konnten nicht ohne den Reibungsanteil des Verbrennungskolbens bilanziert werden. Hierfür wäre eine Kraftmessdose an der

Koppelungsstelle Hydraulikstange zum Verbrennungskolben einzubauen. Diese Messvorrichtung müsste sich dann mit einer Frequenz von 30 Hz und einem Hub von 200 mm mitbewegen. Dieser messtechnische Aufwand war im Projekt nicht vorgesehen. Der Wirkungsgrad der hydraulischen Ansteuerung hat sich im Laufe der verschiedenen Ausbaustufen FKM01 bis FKM04 von 0,75 auf 0,85 (einschließlich der Verbrennungskolbenreibung) verbessert.

Diese 15 % Gesamtverluste setzen sich aus 5 % gemessenen hydraulischen Drosselverlusten und 10 % gemessenen Reibungsverlusten zusammen.

Wie oben schon erwähnt beinhalten die 10 % Reibung auch die Verbrennungskolbenreibung. Geht man davon aus, dass diese der größere Anteil ist ( großer Durchmesser, Kolbenringe werden angepresst, hohe viskose Reibung der Schmierung ) würden für die Hydraulik an der Stelle nur ca. 2 % Reibung anfallen.

Zusammen mit den Drosselverlusten würde die Hydraulik einen Gesamtwirkungsgrad von 93 % erreichen. Dieser könnte durch Strömungsoptimierung mit großer Wahrscheinlichkeit um bis zu 3 % erhöht werden.

Zusammenfassend können wir davon ausgehen, dass die Hydraulik zukünftig einen Wirkungsgrad größer 96 % erreichen kann.

## 1.2 Niederdruckversorgung

Unsere Freikolbenmaschinenhydraulik ist unter anderem eine Einkolbenpumpe mit einem Saughub und einen darauffolgenden Pumpenhub. Zu Beginn des Saughubes muss eine Ölsäule mit der Mindestmenge eines Hubvolumens beschleunigt werden. Am Ende des Hubes wird sie wieder auf Null Geschwindigkeit abgebremst. Das Ganze geschieht mit einer Frequenz von ca. 30 Hz. In der Saugleitung entsteht kein kontinuierlicher Durchfluss wie es bei den Mehrkolbenpumpen üblich ist. Um den Pumpenraum mit möglichst geringer Kavitation zu füllen, benötigt die Freikolbenmaschine einen vorgespannten Niederdruck.

### 1.2.1 Konstantdrucksystem

Schon im Vorgängerprojekt wurde die Niederdruckversorgung, wie es allgemein in der Hydraulik üblich ist, mit einem Konstantdrucksystem ausgerüstet. Sowohl in den Prüfstand in Dresden als auch in unseren Prüfstand wurde dieses Niederdruckversorgungssystem eingebaut.

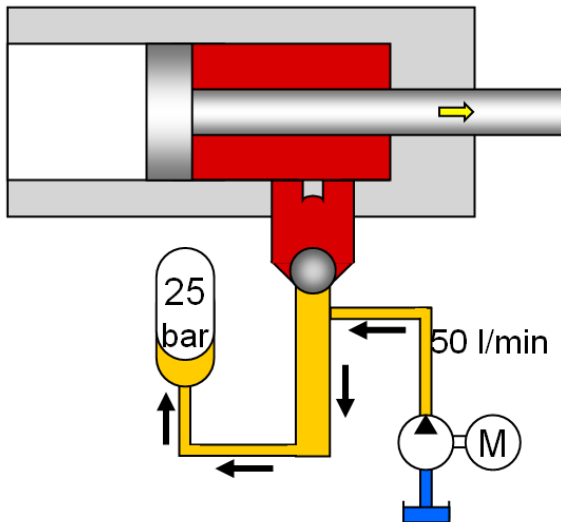
Der Einsatz eines Konstantniederdrucksystems wird bevorzugt, wenn von den Verbrauchern die gleiche Ölmenge zurück kommt, mit der sie auch versorgt werden. Dies ist der Fall bei Hydrostaten und Gleichgangzylindern. Hier wird das rückfließende Öl direkt dem Niederdruckspeicher zugeführt und es muss nur noch die Leckagemenge von Tank- auf Niederdruckniveau gebracht werden.

Kommen als Verbraucher Differential- oder Plungerzylinder zum Einsatz, was in den meisten Applikationen der Fall ist, wird das Pendelvolumen in den Tank geführt. Ein entsprechend großer Niederdruckspeicher für dieses Pendelvolumen wäre zu aufwändig und damit zu teuer. Deshalb benötigt man eine Niederdruckversorgung mit einer entsprechenden Pumpe und dem Antrieb.

Aufbau:

Wie im Bild 7 vereinfacht dargestellt ist, besteht die Konstantniederdruckversorgung aus einem Motor, einer Pumpe, einen freikolbenmaschinennahen kleinen Niederdruckspeicher für die dynamischen Vorgänge und einen externen großen Niederdruckspeicher für das Ablegen von Energie.

FKM: Förderhub  
 ND: Speicher laden  
 Leistungsbedarf: 2 kW



FKM: Saughub  
 ND: Speicher entladen  
 Leistungsbedarf: 2 kW

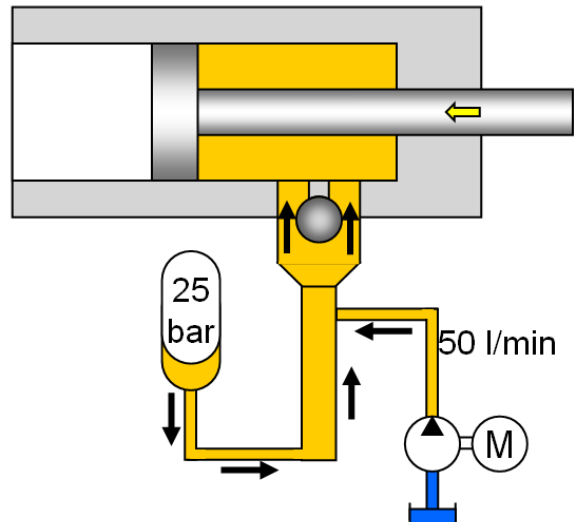


Bild 7

#### Funktion:

Die Funktion ist ähnlich einer konventionellen Niederdruckvorspannung für Hydrostaten bei denen Kavitationsgefahr besteht. In unserem Fall ist der Druck mit 25 bar ungewöhnlich hoch. Das resultiert aus dem Einkolbenpumpenprinzip.

Die linke Bildhälfte stellt den Förderhub der Freikolbenmaschine dar. An der Stelle fördert die Niederdruckpumpe in den Niederdruckspeicher.

Die rechte Bildhälfte des Bildes 7 zeigt die Freikolbenmaschine während des Saughubes. Hier wird die anzusaugende Menge vom Speicher und der Pumpe geliefert. Zu Beginn des Saughubes treten die höchsten Beschleunigungen auf. Das erfordert eine möglichst kurze Ölsäule bis zum Speicher, da diese komplett beschleunigt werden muss und damit den Mindestspeicherdruck bestimmt.

#### Leistungsbilanz:

Bei Betrieb der Freikolbenmaschine fördert sie eine Ölmenge von ca. 50 l/min bei 25 bar aus dem Niederdruckspeicher. Das ergibt eine Nettoleistung von ca. 2 kW für das Niederdrucksystem. Die Bereitstellung dieser Leistung erfordert zwei Hydrostaten (Motor, Pumpe) mit je einem angenommenen Wirkungsgrad von 70%. Daraus ergeben sich Verluste größer 2 kW.

An der Stelle sind die Verluste durch das Ein- und Ausschalten der Niederdruckversorgung, da die Freikolbenmaschine im Batch-Betrieb arbeitet, noch nicht mit eingerechnet.

Zusammenfassend kann man sagen: Durch die Konstantniederdruckversorgung treten für die Freikolbenmaschine in einer Applikation unvermeidbare Verluste von > 15% bezogen auf die Gesamtleistung auf. Weiterhin werden die 25 bar nur während einer kurzen Beschleunigungsphase benötigt, der restliche Saughub würde mit 3 bar auskommen.

An der Stelle kam die Frage nach einer volumenstromgeprägten Versorgung der Freikolbenmaschine auf.



## 1.2.2 Konstantvolumenstromsystem

Der Aufbau einer konstanten volumenstromgeprägten Versorgung der Freikolbenmaschine besteht auch aus einem Antrieb mit Pumpe, jedoch würde dieses System während des Förderhubes der FKM im Umlauf mit minimalem Druck arbeiten und zum Ansaugen der FKM einen maximalen Druck von ca. 3 bar aufbauen. Diese 3 bar sind reine Drosselverluste im Ansaugstrang und können noch durch strömungstechnische Optimierungen reduziert werden. Der große Vorteil dieser Ausführung liegt an der Umlauffunktion. Hier wird die Ölmenge möglichst nahe an den Saugventilen vorbei geführt und muss beim Umschalten auf Saughub nicht erst beschleunigt werden wie beim Konstantniederdrucksystem.

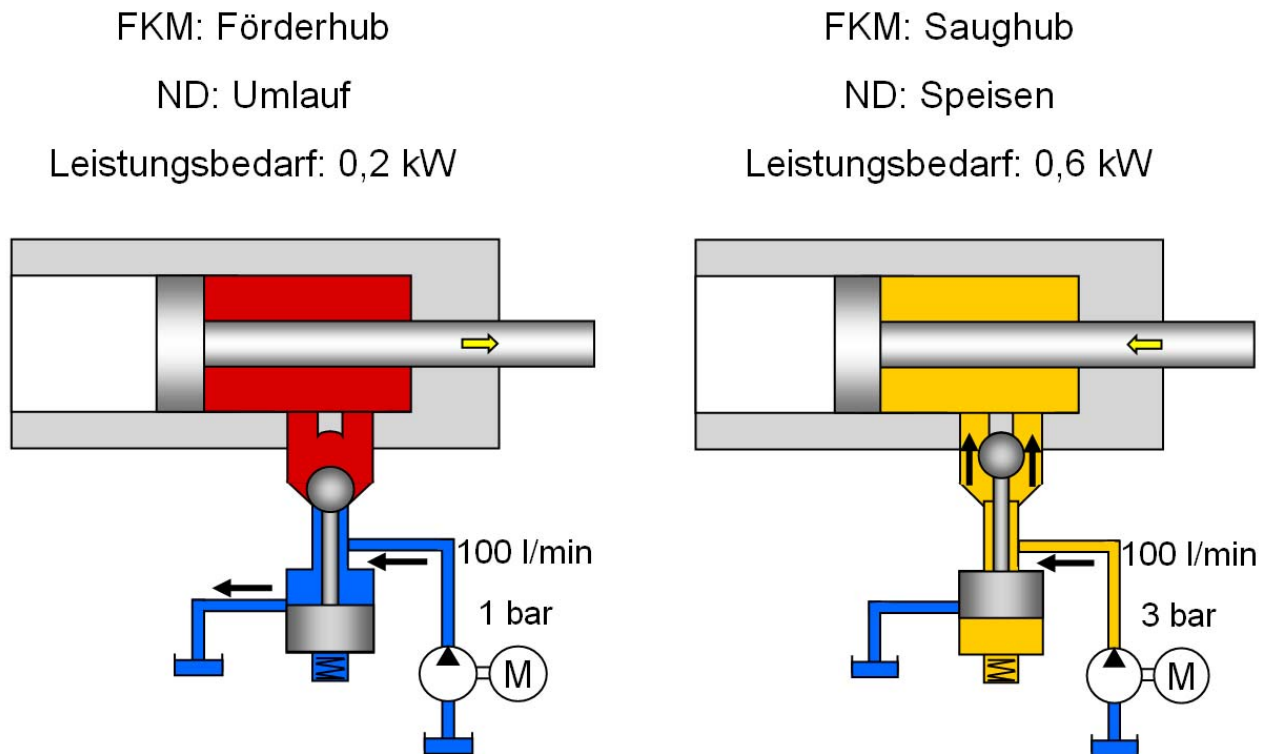


Bild 8

Aufbau:

Die volumenstromgeprägte Versorgung (Bild 8) der Freikolbenmaschine besteht aus einem Motor, einer Pumpe und einem zusätzlichen Schaltventil, welches mit dem Saugventil gekoppelt ist. Hier werden keine Niederdruckspeicher verwendet.

Funktion:

Die linke Bildhälfte von Bild 8 zeigt die Freikolbenmaschine während eines Förderhubes. Der Hydraulikkolben bewegt sich Richtung oberer Totpunkt und das Öl wird aus dem Ringraum über ein nichtdargestelltes Rückschlagventil in den Hochdruckspeicher gefördert. Die Speisung ist auf Umlauf geschaltet.

Am Ende des Förderhubes wechselt der Kolben seine Richtung und baut den Druck im Ringraum soweit ab, bis er kleiner ist als der Umlaufdruck. Dadurch wird das Saugventil geöffnet und gleichzeitig der Umlauf geschlossen (rechte Bildhälfte Bild 8). Nun kann die volle Menge nur noch in den Ringraum fließen und zum Beschleunigen des Öls nach dem Saugventil kann sich kurzzeitig auch ein höherer Druck einstellen. Am unteren Totpunkt wechselt wiederum die Strömungsrichtung und das Saugventil wird durch die Strömungskräfte geschlossen und gleichzeitig das Umlaufventil geöffnet.



**Leistungsbilanz:**

Die im Bild 8 angegebenen Drücke sind Erfahrungswerte. Während des Umlaufs sollten mindestens 1 bar an dem Saugventil anliegen, damit eine Mindestöffnungskraft für das Saugventil vorhanden ist. Einen Druckabfall von 3 bar fällt im Mittel an unseren bisherigen Prototypen an den Saugventilen an. Hier gibt es noch strömungstechnisches Optimierungspotential.

Im Durchschnitt muss die Pumpe eine Leistung von 0,4 kW liefern. Verrechnet man die Pumpe und den Motor mit den gleichen Wirkungsgraden wie bei der Konstantdruckversorgung, bewegen sich die Verluste im 0,4 kW Bereich bzw. 2% der Freikolbenmaschinenleistung.

**Vorteile gegenüber der Konstantniederdruckversorgung:**

- Keine Niederdruckspeicher mit Ladeschaltung notwendig
- Durch den niedrigen Druck wird der Einsatz einer hydrodynamischen Pumpe möglich
- Durch die kleine Leistung könnte ein Elektromotor eingesetzt werden
- Die Verlustleistung lässt sich auf ein Fünftel reduzieren

**Nachteile gegenüber der Konstantniederdruckversorgung:**

- Doppelte Fördermenge der Pumpe nötig
- Aufwändiges Saugventil erforderlich

**Ausführung:**

Umgesetzt wurde die volumengeprägte Versorgung an unseren Prototyp 03. Die Konstruktion wurde so ausgeführt, dass wenige Änderungen an der originalen Ausführung umgesetzt werden mussten. Es wurde der Flansch unter Beibehaltung der äußeren Maße neu überarbeitet. Das bedeutet auf eine strömungstechnische Optimierung konnte nur begrenzt Rücksicht genommen werden.

Bild 9 stellt einen Zoomausschnitt der neuen Flanschkonstruktion dar. In der Mitte die Kolbenstange. Auf der Kolbenstange geführt der blaue Saugventilkörper. Von oben, rechts neben dem Ablauf, ragt ein Wirbelstromsensor (schwarz mit grüner Ummantelung) berührungslos an die Schräge des Ventilkörpers, um die Position des Ventilkolbens zu messen. An seinem rechten Anschlag wird der Ventilkolben von zwei Tellerfedern zur Beschleunigungsunterstützung vorgespannt.

Der Saugventilkörper befindet sich in der Umlaufstellung und wird durch den Druck im Pumpenraum dort gehalten. Der Ölzulauf ist über Bohrungen im Ventilkolben mit dem Ablauf verbunden. Der Pumpenraum ist gegenüber dem Zulauf verschlossen. Wird nun nach dem oberen Umkehrpunkt des Kolbens (Kolbenstange beginnt sich nach links zu bewegen) der Druck im Pumpenraum unter den Druck im Zulaufraum gebracht, wird der Ventilkörper durch den Druckunterschied, die Tellerfedern und die viskose Reibung zur Kolbenstange nach links beschleunigt. Dadurch wird der Pumpenraum geöffnet und gleichzeitig der Umlauf verschlossen. Nun wird das zufließende Öl in den Pumpenraum gezwungen.

Nicht dargestellt ist ein eingebautes Druckbegrenzungsventil im Zulauf, welches das überschüssige Öl (Zulaufmenge ist größer als Pumpenmenge) in den Tank leitet.

Kurz nach dem unteren Umkehrpunkt des Kolbens bewegt sich die Kolbenstange nach rechts und fördert Öl aus dem Pumpenraum über die Saugventilsteuerkante in Richtung Zulauf. Jetzt wird der Ventilkolben durch Strömungskräfte geschlossen und der Ablauf geöffnet. Der Förderhub der Freikolbenmaschine beginnt, während das Öl wieder im Umlauf gefördert wird.

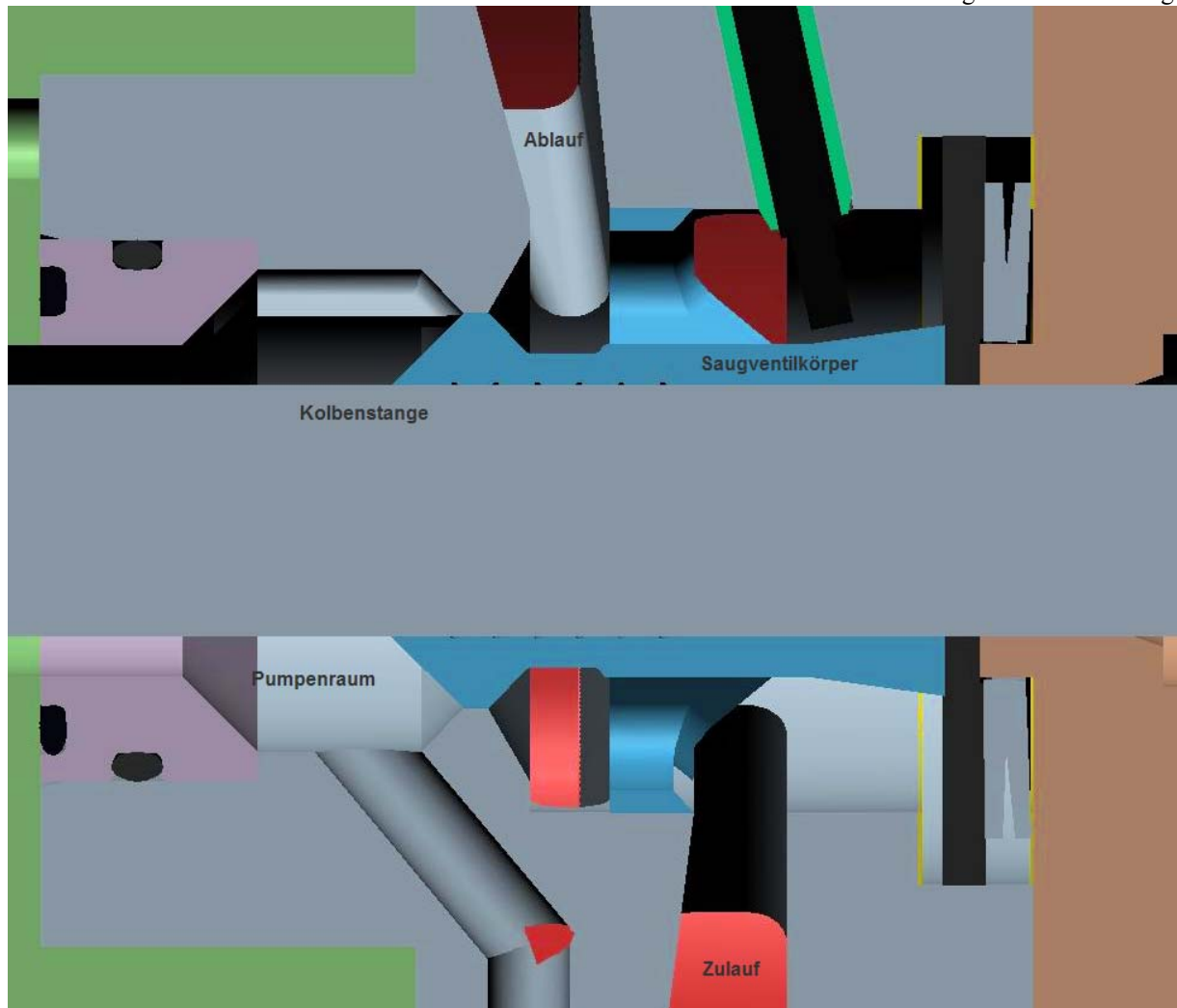


Bild 9

#### Ergebnisse:

Wie schon erwähnt, musste die Konstantstromversorgung in einen vorhandenen Prototyp, der auf die Konstantdruckversorgung ausgelegt war, integriert werden. Eine Strömungsquerschnittsoptimierung war dadurch nicht möglich und es wurden deshalb die Drosselverluste nicht gemessen.

Das Hauptziel war der Funktionsnachweis der stromgeprägten Ölversorgung. Die neue Versorgung wurde direkt in den vorhandenen Aufbau eingebaut. Die ersten Versuche zeigten, dass die erwartete Fördermenge der Freikolbenmaschine bei weitem nicht erreicht wurde. Ursache war das über den unteren Totpunkt hinaus zu späte Schließen des Saugventils und dadurch wurde ein großer Teil des angesaugten Volumens wieder in den Tank geschoben. Anschließende Strömungskraftmessungen bestätigten die Vermutung, dass die Strömungskraft der zu öffnenden Umlaufsteuerkante zu hoch ist und ein rechtzeitiges Schließen der Saugsteuerkante verhindert, da diese beiden Steuerkanten mit einem Ventilkolben getätigt werden.

In Bild 10 wurde dieser Pumpenvorgang für einen Kompressionshub gemessen. Der Hydraulikkolben steht im unteren Totpunkt, das Saugventil ist geöffnet und dadurch das Umlaufventil geschlossen. Die komplette Fördermenge (100 l/min) der Versorgungspumpe wird über das Druckbegrenzungsventil zum Tank geführt. Nun wird Druck (rosa) auf die Kolbenfläche gegeben und der Kolben beschleunigt in Richtung oberer Totpunkt, im Bild geht der Kolbenhub (in blau) von ca. 150 mm in Richtung null. Die Ölmenge, die aus dem

Kolbenringraum (Pumpenraum) über die offenen Saugventile in den Umlaufraum verdrängt wird, sollte diese eigentlich möglichst früh schließen und den gelben Pumpenraumdruck auf 250 bar ansteigen lassen. Wie das Bild 10 zeigt, steigt der Pumpendruck erst kurz vor dem oberen Totpunkt an. Das heißt das Istförderervolumen beträgt nur ca. 20% des Sollförderervolumens der Freikolbenmaschine. Durch diese ungewollte Rückförderung steigt natürlich auch der Umlauf- bzw. Zulaufdruck an, da sich diese Ölmenge zu den 100 l/min Versorgungsmenge addiert.

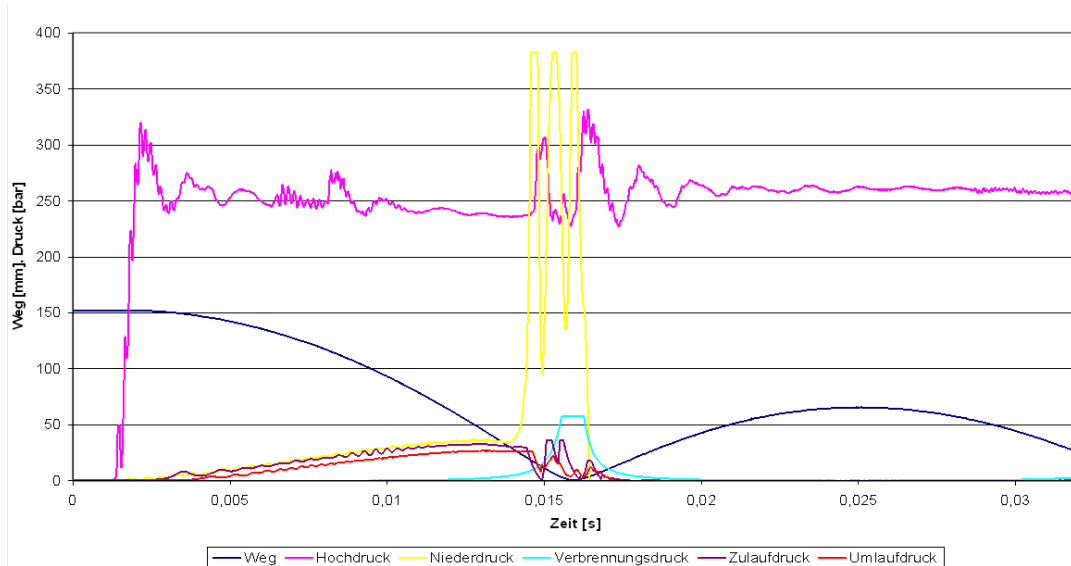


Bild 10

Eine Strömungskraftreduzierung an dem vorhandenen Ventilkolben an der Umlaufsteuerkante brachte eine 20%ige Verbesserung der Fördermenge der Freikolbenmaschine. Die strömungskraftreduzierenden Maßnahmen waren nur an den vorhandenen Teilen möglich und dadurch begrenzt. Eine weitere Reduzierung würde eine komplette Neukonstruktion mit vorheriger Strömungssimulation erfordern.

Da dieser Aufwand im Projekt nicht vorgesehen war und eine Entscheidung der Versorgung der Freikolbenmaschine für den Gabelstapler anstand, wurde die Weiterentwicklung der stromgeprägten Versorgung der Freikolbenmaschine abgebrochen.

Für den Gabelstapler entschied man sich sämtliche Differentialzylinder durch Gleichgangzylinder zu ersetzen und das Hubgerüst (Plungerzylinder) mit einem Hydrotrafo (bestehend aus zwei Hydrostaten) zu bedienen. Das bedeutet es wird ein Konstantniederdrucksystem verwendet, bei dem nur die Leckage auf Niederdruckniveau gebracht werden muss.

## 1.3 Dieselhochdruckversorgung mit Einspritzung

### 1.3.1 Heutige Systeme

Die Druckanforderungen in modernen Dieseleinspritzsystemen steigen, getrieben durch Emissionsgrenzwerte und Effizienzanforderungen. Die Druckerzeugung des Dieseldruckes erfolgt meist über mechanisch angetriebene Stempelpumpen (Pumpe-Leitung-Düse) oder Radialkolbenpumpen (Common Rail).

Eine Ausnahme ist hier das HEUI-Einspritzsystem (Bild 11) der Firma Caterpillar. Dort wird mit einem hydraulischen Druckübersetzer aus einem konstanten Mitteldruck ein Hochdruck erzeugt. Der Stufenkolben ist im Injektor integriert und wird auf der Mitteldruckseite angesteuert.

Eigentlich der ideale Injektor für unsere Freikolbenmaschine, aber es handelt sich hier um ein Konkurrenzprodukt von Bosch und außerdem bekamen wir keine Entwicklungsunterstützung von Caterpillar.

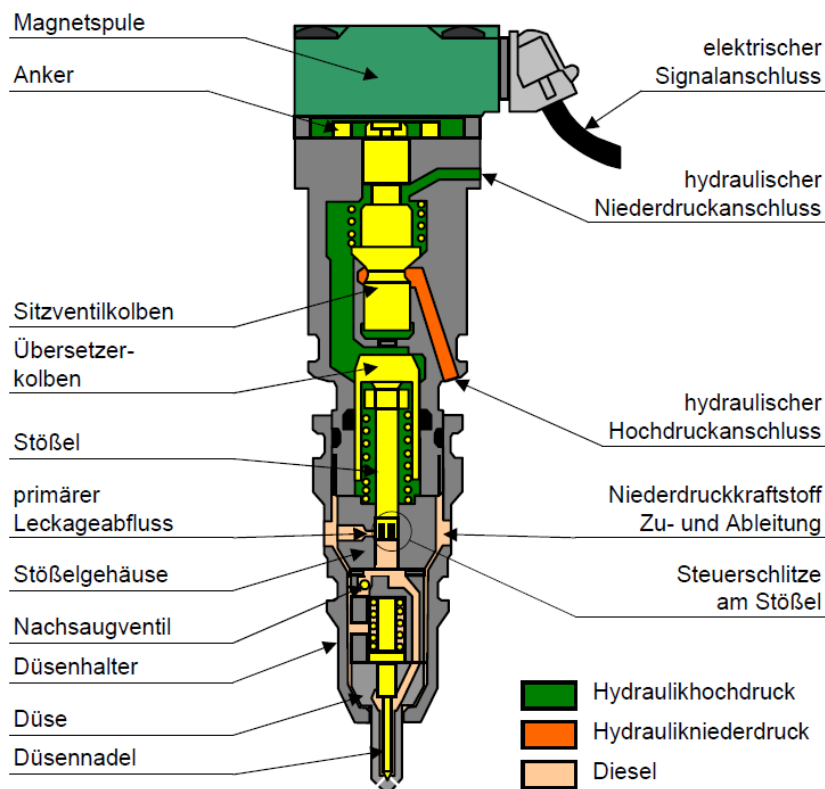
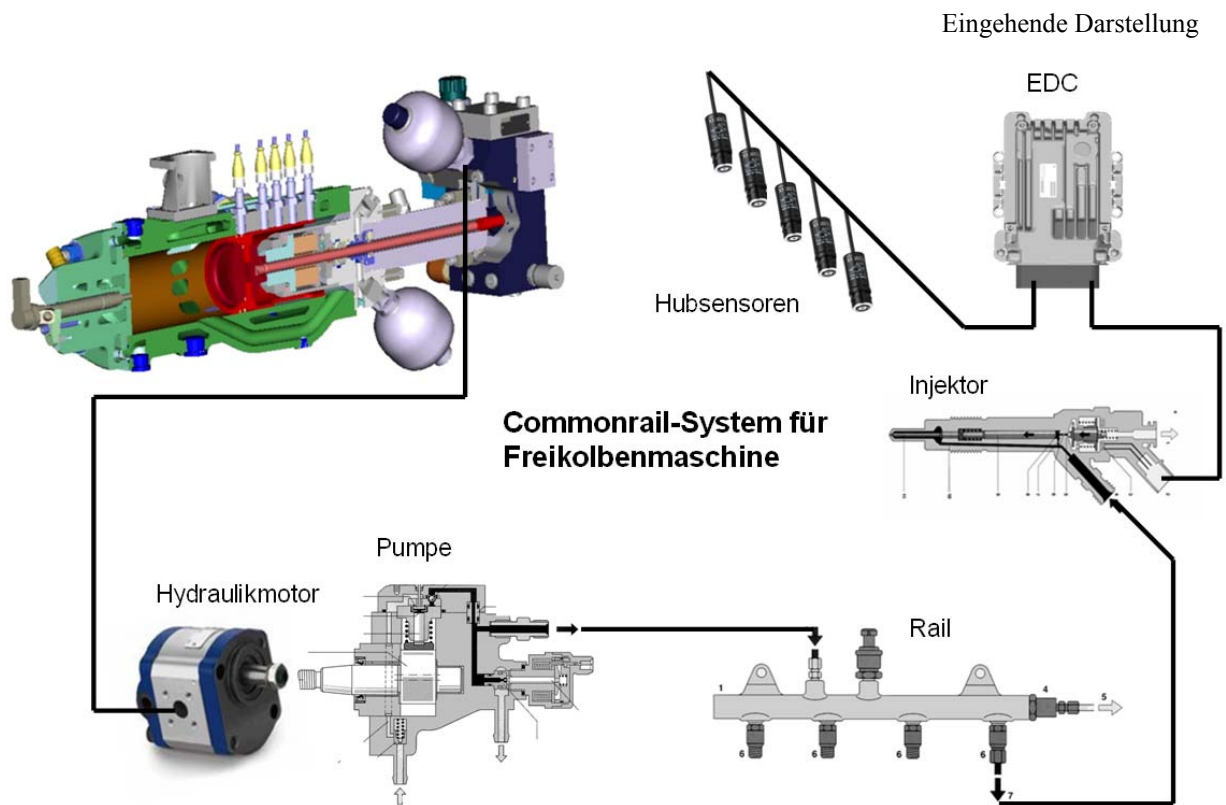


Bild 11: HEUI – Injektor von Caterpillar

Das Stempelpumpenprinzip scheidet aus, da der Freikolbenmotor keine mechanische Kopplungsmöglichkeit bietet.

Das Common Rail – System (Bild 12) ist für eine Einkolbenmaschine zu aufwändig und mit zu großen Verlusten behaftet. Die Freikolbenmaschine hat prinzipbedingt keinen drehenden Antrieb für die Radialkolbenpumpe.

Jedoch bietet die Common-Rail-Plattform viele Freiheitsgrade bei der Brennverfahrensoptimierung und wurde sowohl an der TU Dresden als auch in Lohr in den Verbrennungsprüfstand eingesetzt.



*Bild 12*

Da die auf dem Markt angebotenen Einspritzsysteme für die Freikolbenmaschine nicht in Frage kommen, konzipierten wir einen eigenen hydraulischen Druckübersetzer und bauten ein Funktionsmuster.

### 1.3.2 Hydraulischer Druckübersetzer

Die Idee des hydraulischen Druckübersetzers liegt in seiner selbsttätigen Funktion. Er kommt ohne Regeleinrichtungen oder Stellenergie von außen aus. Der Übersetzer soll auf Druckabfall im Rail reagieren und solange fördern, bis wieder ein Gleichgewichtszustand hergestellt ist.

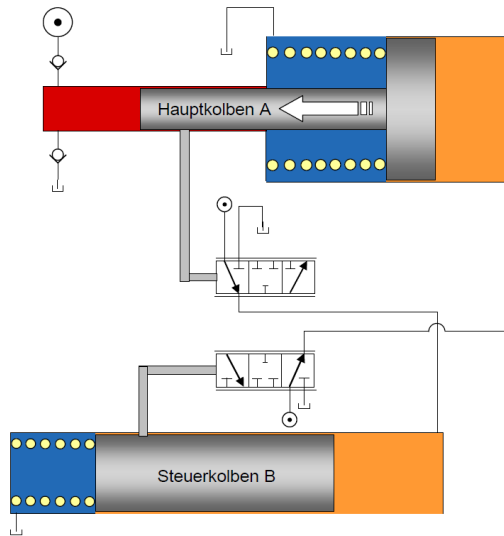


Bild 13

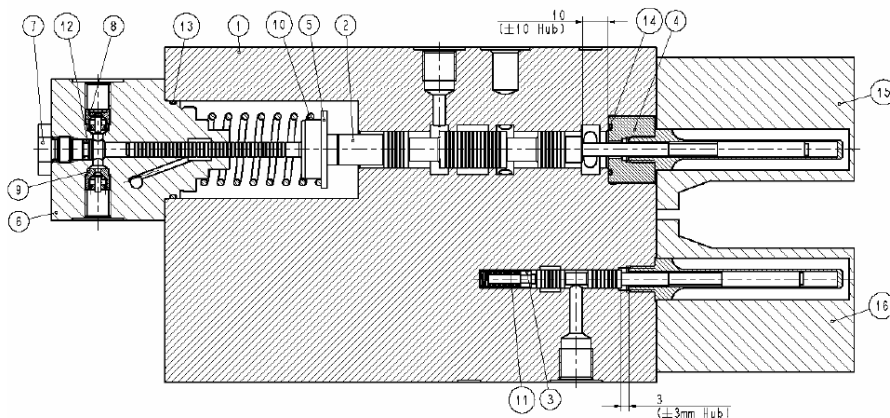


Bild 14

Die Realisierung besteht aus einem Hauptschieber (2) und einem Steuerschieber (3), die sich durch das Überfahren hub/wegabhängiger Steuerkanten gegenseitig derart beeinflussen, dass eine Bewegungsumsteuerung des jeweils anderen Schiebers erreicht wird.

Der Hauptschieber ist als Antrieb der Hochdruckstempelpumpe (6) ausgeführt, so dass dessen Linearbewegung direkt eine Pumpwirkung auf der Hochdruckseite erzeugt.

Der Hauptschieber ist kraftausgeglichen, wenn der Raildruck dem Solldruck entspricht. Bei Druckmediumentnahme aus dem Rail sinkt der Druck und der Kraftüberschuss am Hauptschieber initiiert die Förderbewegung.

Da der Förderhub des Hauptschiebers begrenzt ist, muss vor Hubende der Rückhub bzw. Saughub des Hauptschiebers eingeleitet werden. Hierzu wird die „Antriebsfläche“ über den Steuerschieber mit Tankdruck verbunden, so dass die Federkraft am Hauptschieber den

Rückhub realisieren kann. Der Steuerschieber selbst ist hydraulisch mit dem Hauptschieber gekoppelt. Schon deutlich vor Hubende des Hauptschiebers wird über eine Steuerkante der zuvor druckbeaufschlagte Steuerschieber mit Tank verbunden, um ihn in eine andere Position zu bringen. In dieser anderen Position stellt der Steuerschieber, wie bereits erwähnt, die Tankverbindung der „Antriebsfläche“ des Hauptschiebers her.

In der Rückbewegung des Hauptschiebers steuert dieser wiederum den Steuerschieber um, damit vor Erreichen der anderen Endlage wieder die Förderbewegung initiiert werden kann. Diese Kreuzverkopplung der beiden hydraulischen Steuerorgane sorgt für eine völlig selbsttätige Anpassung an den Volumenbedarf des Rails.

Mit dem ersten Funktionsmuster konnte die Grundfunktion nachgewiesen werden. Allerdings hat sich im Versuch gezeigt, dass in bestimmten Situationen (betriebspunktabhängig) unerwünschte Totlagen auftreten können. In einem solchen Fall tritt keine Kraftstoffnachförderung ein, obwohl der Raildruck abgesunken ist.

Um dieses Phänomen zu erklären, wurde im Rahmen der Systembewertung ein Simulationsmodell des Druckübersetzers aufgebaut.

Ergebnis der Simulation:

Man erkennt in Bild 15 am gestuften Wegverlauf des Kolbens A auf der ersten steigenden Wegflanke, dass jeweils eine unmittelbare Reaktion des Förderkolbens auf jeden Einspritzvorgang erfolgt. Zum Zeitpunkt 0.75 s wird der Hauptschieber A vom Steuerschieber B umgesteuert. Der Rückhub des Förderkolbens macht sich durch einen großen Druckeinbruch im Rail bemerkbar, weil während dieser Zeit zunächst keine Nachförderung erfolgt. Dieses Arbeitsspiel wiederholt sich permanent bis zum Zeitpunkt 2.0 s. Ab dann fällt der Raildruck kontinuierlich ab, weil die Nachförderung seitens des Druckübersetzers ausbleibt.

Mit Hilfe des Simulationsmodells ist es nun möglich, die Ursache für dieses unerwünschte Verhalten zu ergründen.

Anhand der Bewegungsverläufe der Steuerkolben und der Steuerdrücke erkennt man, dass beide Steuerschieber in der erforderlichen Überdeckung zwischen den Steuerkanten hängen geblieben sind. In beiden Steuerräumen stellt sich ein fester Druck ein, der mit den übrigen Kräften am Kolben des jeweiligen Schiebers ein Gleichgewicht bildet.

Der Druck bleibt in den abgedichteten Kammern eingesperrt und kann nur ganz langsam über Leckagen abgebaut werden. Die Steuerschieber beharren in ihrer Position.

Ein weiteres Absinken des Raildruckes durch die erneut einsetzende Ansteuerung des Injektors bleibt ohne Rückwirkung auf die Fördertätigkeit des Druckübersetzers. Man erkennt sehr gut die über das Flächenverhältnis bestehende Kopplung des Steuerdruckes  $p_{StA}$  an den Raildruck. Hier stellt sich ohne erkennbare Auswirkung auf den Schieberweg  $x_A$  (aufgrund der hohen Steifigkeit der Ölfeder) immer ein Kräftegleichgewicht am Kolben ein.

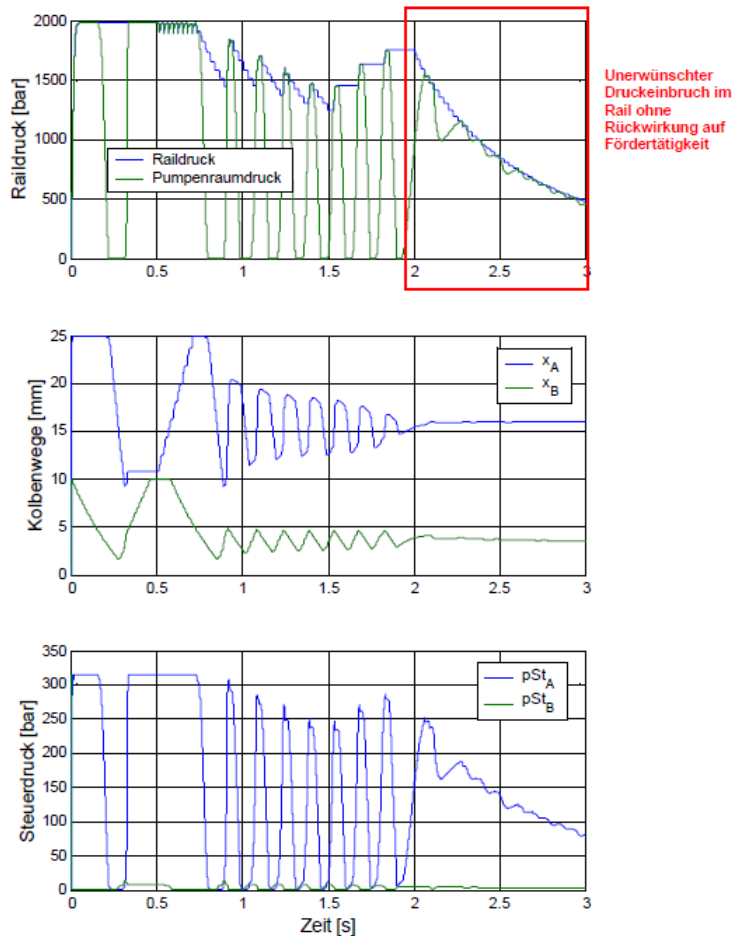


Bild 15

**Abhilfemaßnahme:**

Vergrößert man die Federvorspannung des Steuerschiebers, so erhöht man damit das mittlere Druckniveau im Steuerraum B. Stellt man zusätzlich noch eine permanente Tankverbindung dieses Steuerraumes über eine sehr feine Drossel her, so ist es möglich, ein „Hängenbleiben“ des Steuerschiebers in der Überdeckung wirksam zu verhindern.

Die Betriebssicherheit des so modifizierten Druckübersetzer erkauft man sich durch einen schlechteren Wirkungsgrad und eine deutlich kleinere Druckaufbaugeschwindigkeit im Rail. Die permanente Leckage aus dem Steuerraum B zum Tank führt einerseits direkt zu volumetrischen Verlusten und sorgt andererseits dafür, dass selbst bei Nullförderung das System immer in Bewegung bleibt. So erhöht sich der Energiebedarf durch die Umsteuerungsverluste ganz beträchtlich.

Die genannten Nachteile entsprechen nicht mehr unserem Ziel einer verlustarmen Dieselhochdruckerzeugung. Auch die Gefahr des Verstopfens der Feindrossel ist nicht zielführend für einen robusten, zuverlässigen Freikolbenmotor.

Diese Tatsachen führten dazu, mit dem Problem Dieselhochdruckerzeugung noch einmal in die Konzeptphase zu gehen.

An der Stelle entdeckte man die Möglichkeit einen pneumatischen Druckübersetzer einzusetzen.



### 1.3.3 Pneumatischer Druckübersetzer

Die Idee des pneumatischen Druckübersetzers ist es, den Kompressionsdruck im Verbrennungsraum zum Erzeugen des Dieselhochdruckes zu nutzen.

Die Hauptvorteile sind ein sehr einfaches, selbststeuerndes Injektorsystem, das unabhängig von mechanischen, elektrischen oder hydraulischen Verbindungen arbeitet. Die Zuordnung des Einspritzzeitpunktes in Abhängigkeit zum Kompressionsdruck geschieht hier in direkter Kopplung. Es werden weder Sensoren noch elektromagnetische Aktoren benötigt.

Ein weiterer Pluspunkt liegt darin, dass die Möglichkeit besteht den Übersetzerkolben während der Einspritzung in Rotation zu versetzen. Dadurch kann der Kraftstoff auch zwischen den Einspritzstrahlen verteilt werden und eventuell den beim Zweitakter mit Umkehrspülung nicht umsetzbaren Luftdrall kompensieren.

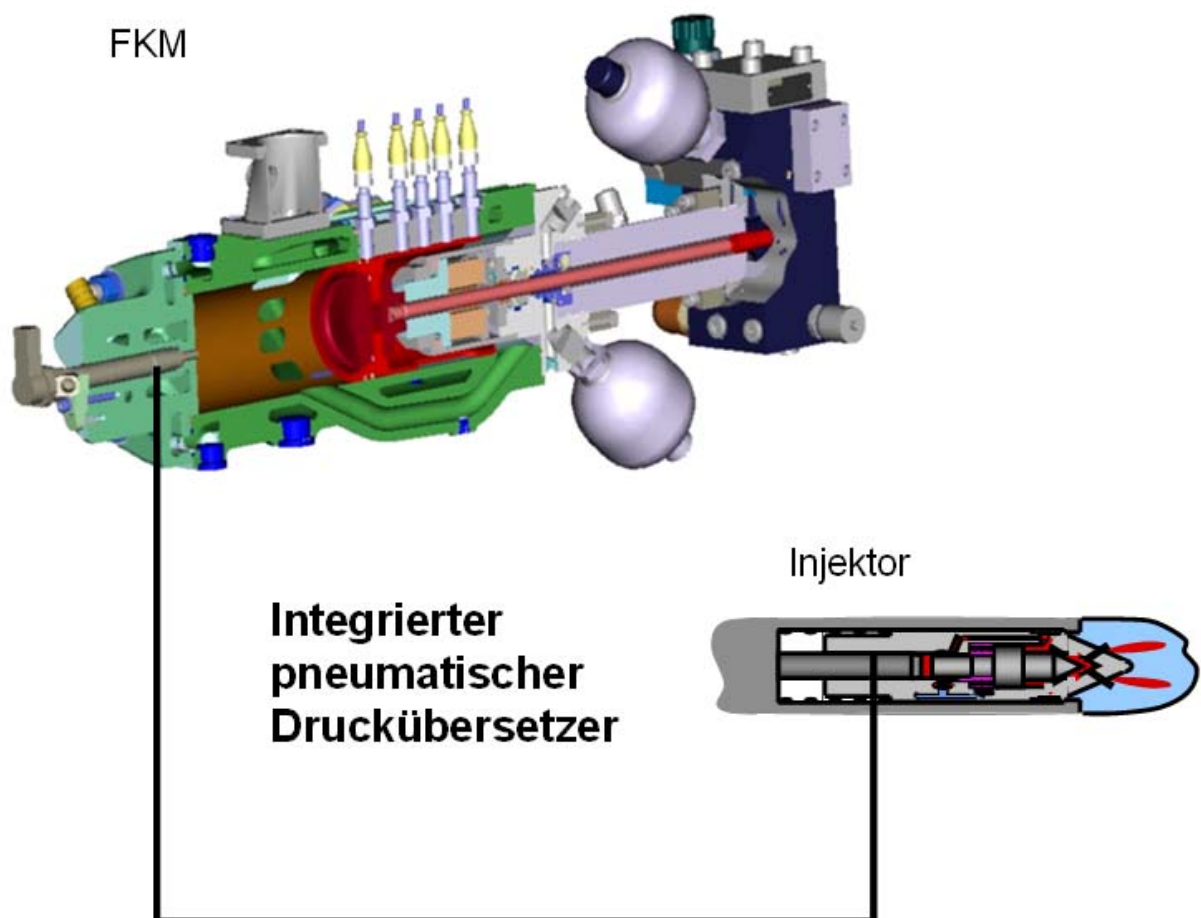


Bild 16

Die Anforderungen eines Einspritzsystems für die Freikolbenmaschine kann in zehn Punkten zusammengefasst werden:

- Minimale Systemkosten
- Wenig Einfluss auf das Gesamtsystem der FKM
- Technisch einfaches System
- Hoher Einspritzdruck und hohe Einspritzgüte
- Geringe Anforderungen an Verstelldynamik bezüglich Einspritzmenge und Verlegung des Einspritzzeitpunkts

- Hohe Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der eingestellten Einspritzmenge und des Einspritzzeitpunktes
- Nutzung linearer Antriebstechnik, keine rotatorischen Antriebe
- Einspritzdruckbereich:  $p_{inj} = 1200 \dots 1400 \text{ bar}$
- Einspritzzeitpunkt:  $p_{pn} = 10 \dots 30 \text{ bar}$  (ohne Hilfssysteme)
- Einspritzmenge:  $m_{DKS} = 32 \dots 45 \text{ mg}$

Ob unser pneumatischer Druckübersetzer diese Anforderungen erfüllen kann, wurde im ersten Schritt durch eine Modellbildung mit anschließender Simulation und Berechnung nachgeprüft.

Aufbau des pneumatischen Druckübersetzers (Bild 17):

Der Druckübersetzer besteht hauptsächlich nur aus drei Teilen: Ein Übersetzerkolben mit eingebauter Einspritzdüse und den Pumpenkolben. Zusätzlich gibt es noch zwei Ventile. Ein Saugrückschlagventil und ein kleines Druckbegrenzungsventil, welches im DB-Raum den Höchstdruck begrenzt. Weiterhin werden zwei Federn benötigt, eine hält die Düsennadel im drucklosen Zustand geschlossen, die andere ist für den Rückhub des Übersetzerkolbens zuständig. Eine Drosselverbindung zwischen DB-Raum und Pumpenraum verhindert einen zu großen Durchflussverlust, wenn das Druckbegrenzungsventil anspricht. Das Ganze kann in einem eigenen Gehäuse untergebracht und anstelle des heutigen Common-Rail Injektors in den Zylinderkopf eingeschraubt werden.

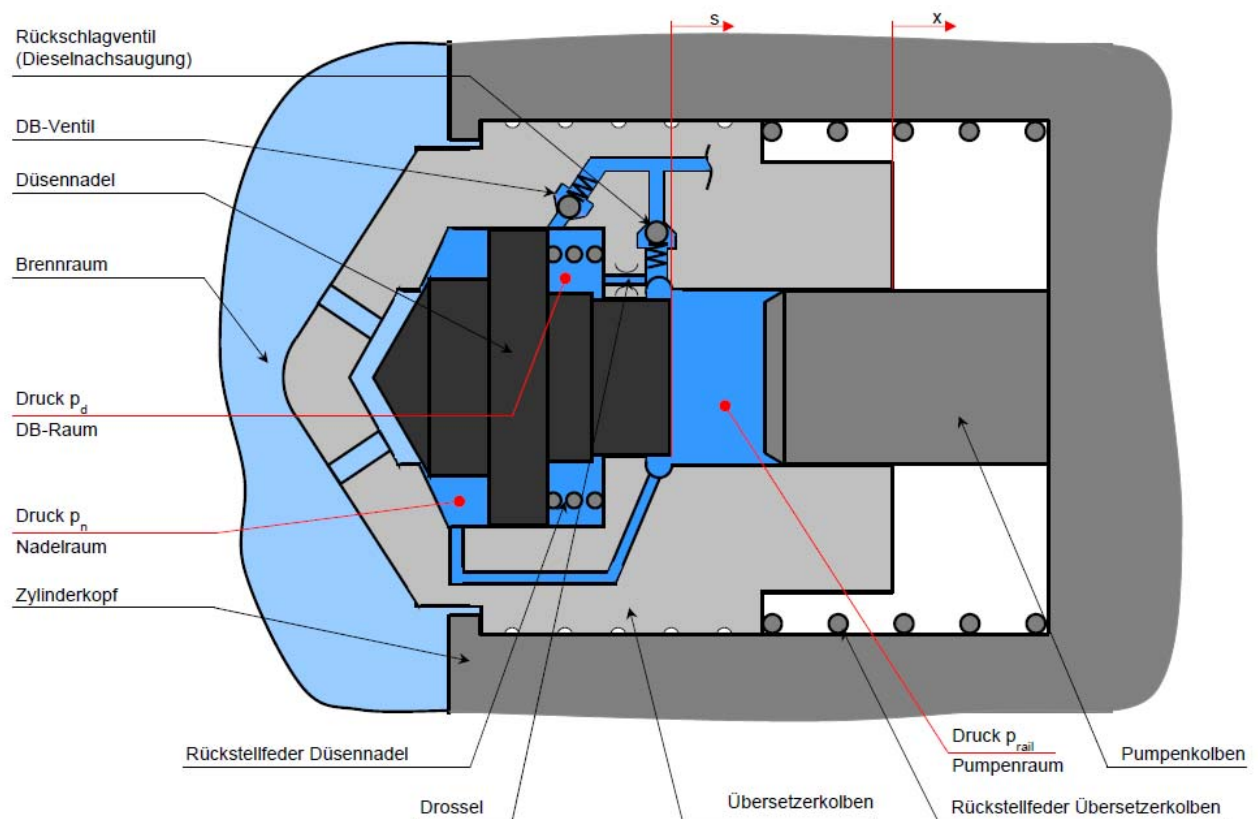


Bild 17

Funktion des pneumatischen Druckübersetzers (PDÜ):

Die Einspritzung kann man in drei Phasen einteilen: Kompressionsphase, Einspritzphase und Rückhub mit Dieselnachsaugung.

Phase 1: Kompression

Zu Beginn befindet sich der Injektor in der Ausgangsposition: Übersetzerkolben und Nadel liegen beide an ihrem unteren Anschlag bei  $x = 0$  bzw.  $s = 0$  an. Dies wird durch die Vorspannung der Rückstellfedern gewährleistet. Das Rückschlagventil sorgt dafür, dass Dieseltankdruck im gesamten Injektor herrscht. Der Zyklus beginnt mit der Bewegung des Verbrennerkolbens; der Druck im Brennraum steigt an – mit ihm die Kraft, welche den Druckübersetzer beschleunigt. Wird so die Vorspannkraft der Rückstellfeder des Übersetzerkolbens überwunden, setzt dieser sich in Bewegung.

Der Injektor nimmt eine Kompressionsposition ein; für diese gilt  $x \neq 0$  und  $s = x$ , also  $z = 0$  ( $z = s - x$ ). Die Düsennadel befindet sich in ihrem Sitz und bewegt sich mit derselben Geschwindigkeit wie der Übersetzerkolben. Der Pumpenraum  $V_{\text{prail}}$  wird mit der Geschwindigkeit verkleinert und der Druck  $p_{\text{prail}}$  darin steigt an. Durch Volumenströme in den Raum vor dem DB-Ventil (DB-Raum,  $V_d$ ) und den Raum vor der Düsennadel (Nadelraum,  $V_n$ ) versuchen die Drücke ins Gleichgewicht zu gelangen. Die Leitungswiderstände verhindern bzw. verzögern dies. Äquivalent zum Brennraumdruck steigen die Drücke im Injektor weiter an. Über den ganzen Zeitraum dieser Phase bleibt die Düsennadel in der Position  $z = 0$ .

Phase 2: Injektion

Die zweite Phase beginnt bei der Überschreitung des Schwellenwertes  $p_{\text{dbv}}$  des DB-Ventils durch  $p_d$ . Der Druck  $p_d$  steigt nicht weiter mit  $p_{\text{prail}}$  und  $p_n$  an. Das hat zur Folge, dass sich eine Änderung beim Kräfteverhältnis der Nadel einstellt. Der Betrag der Kraft, welche die Nadel im Sitz hält, wird mit weiterem Steigen der Drücke  $p_{\text{prail}}$  und  $p_n$  kleiner. Wird ein bestimmter Druck  $p_{\text{inj}}$  erreicht, ändert sich das Vorzeichen der Kraft an der Nadel und diese wird aus dem Sitz gehoben. Dadurch vergrößert sich die Wirkfläche des Drucks  $p_n$  und die Beschleunigungskraft der Nadel vervielfacht sich. Die Nadel wird aufgerissen und bewegt sich rasch in ihren oberen Relativanschlag bei  $z = h_n$ . Dabei wird die Drossel verschlossen und so Leckage während der Einspritzung verhindert. Gleichzeitig soll durch die Quetschspaltströmung der Anschlag gedämpft werden. Die Nadel ist offen und ein Dieselvolumenstrom fließt in den Brennraum. Durch die Entleerung des Pumpenraumes kommt es zu einem Druckabfall und damit auch zu einer starken Beschleunigung des Übersetzerkolbens. Mit der stark zunehmenden Geschwindigkeit wächst auch der geförderte Volumenstrom an. Der Druckabfall wird so gedämpft; u. U. kann es auch zu einem Druckanstieg kommen. Durch die Entleerung des Pumpenraumes kommt die Rückseite der Düsennadel mit dem Pumpenkolben in Kontakt. Die auf den Übersetzerkolben wirkende Kraft schiebt nun den Sitz auf die Nadel – die Einspritzung ist abgeschlossen. Der Injektor befindet sich jetzt in der oberen Anschlagposition.

Phase 3: Rückhub

Verschiedene Totvolumina, welche nicht von einem Hub abhängen, sind noch mit unter Druck stehendem Diesel gefüllt. Dieser Druck und die Rückstellfeder bewirken den Rückhub. Das System ist dabei so ausgelegt, dass die Einspritzbedingungen nicht wieder erreicht werden. Vor Erreichen der Ausgangsposition sinkt dabei der Druck im Railraum auf das Dieseltankniveau und es strömt Diesel über das Rückschlagventil aus dem Tank. Hat der Injektor seine Ausgangsposition erreicht, kann eine neue Einspritzung erfolgen.

Modell des Druckübersetzers:

Als Ausgangspunkt der Modellbildung wird der oben beschriebene Aufbau eines Einspritzsystems herangezogen. Mit dem erstellten Modell wurde das Systemverhalten untersucht. Ein weiteres Ziel der Simulation war die Überprüfung der Vereinfachung des vorgeschlagenen Aufbaus. Hier hatte man in erster Linie das Druckbegrenzungsventil im

Fokus, welches ein hoher Integrationsaufwand für den Injektor bedeutete. Schon bei den ersten Simulationen durchläufen hat man das Druckbegrenzungsventil durch eine feste Drossel und damit eine ständige Leckage zum Niederdruck erfolgreich ersetzt.

Zusätzlich wurde aus dem Modell eine sinnvolle Auslegung des Einspritzsystems für den aktuellen 4. Prototyp der FKM festgelegt. Die Systemparameter wurden identifiziert, die den größten Einfluss auf das Systemverhalten haben. Dazu zählen:

Alle Flächen, Massen, Reibungen und Hübe; Federsteifigkeit und Federvorspannung der Rückstellfeder; Totvolumen im Pumpenraum; Dieseltemperatur und Dieselluftgehalt; Leckage aus dem Hochdruckbereich. Diese Einflussgrößen wurden mit Hilfe der Simulation auf ihre Auswirkung auf die wichtigsten Einspritzgrößen wie Einspritzzeitpunkt, Einspritzmasse und Einspritzdruck untersucht und hat damit einen Indikator für die Qualität der Einspritzung.

Beispiel eines simulierten Einspritzvorgangs:

Im Bild 18 wird beispielhaft ein Simulationsergebnis in der Nähe des oberen Umkehrpunktes dargestellt. Der erzeugte Dieselhochoffset erreicht einen Wert von 1300 bar und hat während der Einspritzung einen Einbruch von 80 bar. Die dunkelblaue Linie zeigt den Verlauf des Verbrennungszyylinderdruckes mit zwei Maximalwerten um die 50 bar. Das erste Maxima ist der Kompressionsdruck, das Zweite wird durch die verzögerte Verbrennung des Kraftstoffes erzeugt. Die gelbe Linie stellt das Öffnen und Schließen der Düsennadel mit einem Hub von 0,3 mm und einer Zeitspanne von 5 ms dar. Interessant ist noch die rote Übersetzerkolbengeschwindigkeit, die während des Einspritzvorgangs von 4 m/s auf 6 m/s ansteigt, und daher verhindert, dass der Dieseldruckeinbruch nicht noch größer ausfällt. Insgesamt legt der Übersetzerkolben einen Weg (hellblau) von 6 mm zurück, davon werden 4 mm zum Verdichten des Diesels und 2 mm zum eigentlichen Einspritzen genutzt.

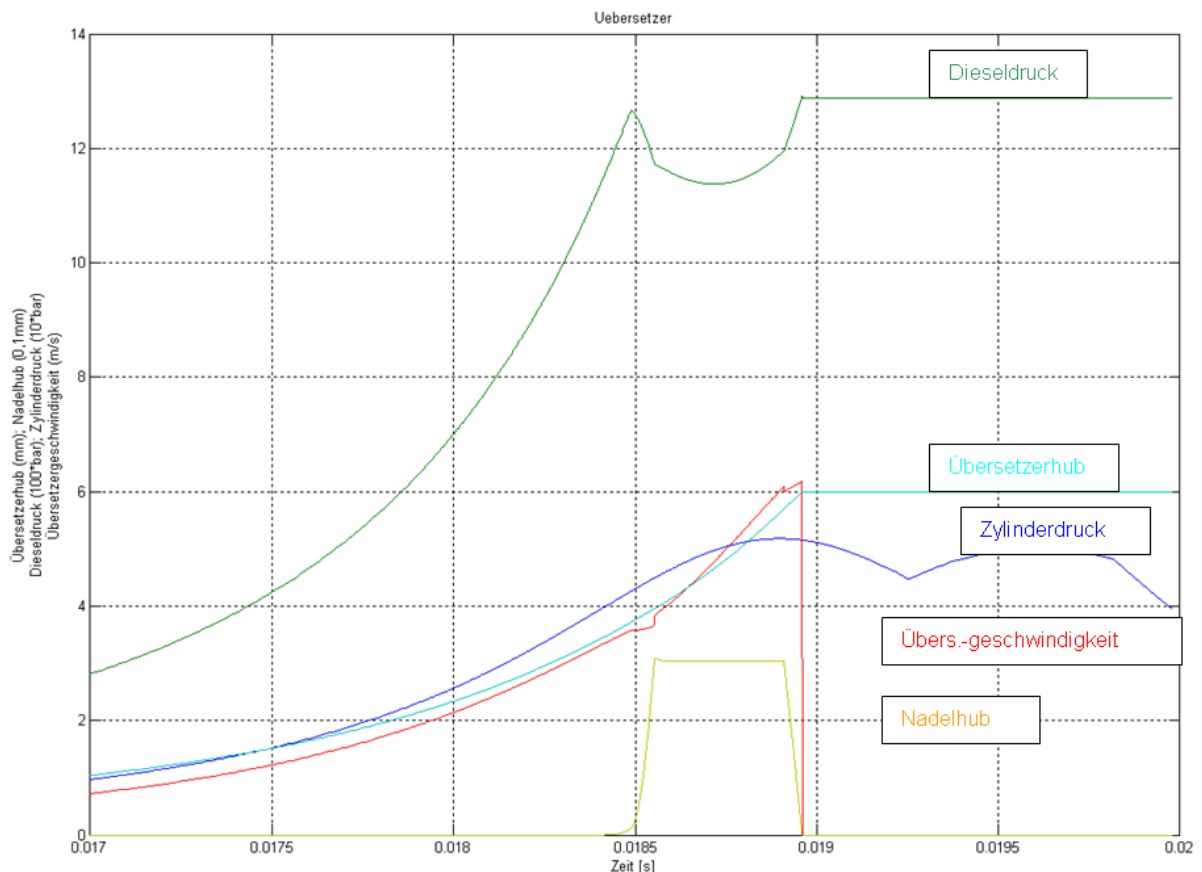


Bild 18: simulierter beispielhafter Einspritzvorgang

Ergebnisse der Parameteranalyse durch Simulation:

Die Parameteranalyse hat gezeigt, dass es Parameter gibt, mit denen man das Einspritzsystem steuern kann. Allerdings hat die Untersuchung auch Parametrierungen bzw. bestimmte Umweltbedingungen aufgedeckt, bei denen es zu Fehlfunktionen des Systems (Nacheinspritzung) kommt. Ebenso wurde festgestellt, dass nicht bei jeder gewünschten Parametrierung eine ausreichende Qualität der Einspritzung (zu geringer Einspritzdruck) gewährleistet werden kann. Über Letzteres kann man u. U. beim Kaltstart hinwegsehen. Der Kaltstart und die damit verbundene Vorverlegung des Einspritzzeitpunktes stellen ein Sonderereignis dar. Die zur Steuerung des Einspritzsystems erforderlichen Stellglieder für den Einspritzzeitpunkt und der Einspritzmenge wurden bei der Parameteruntersuchung gefunden. Die Einspritzmenge lässt sich hervorragend über die Variation des Kolbenhubes  $h_k$  einstellen. Bei der Verstellung von  $h_k$  ändert sich nur die Einspritzmenge. Ein solch gutes Stellglied für die Steuerung des Einspritzzeitpunktes gibt es nicht. Der Durchmesser der pneumatischen Wirkfläche  $d_{pn}$  lässt sich während des Betriebs nicht verändern. Man könnte die Verstellbarkeit theoretisch über eine Stufe variieren. Von so einer komplizierten Konstruktion im Brennraum ist jedoch abzuraten. Als weitere Stellglieder für den Einspritzzeitpunkt haben sich die Dieseltemperatur und das Totvolumen im Injektor herausgestellt. Beide Stellglieder verfügen etwa über den gleichen Wirkungsbereich. Es ist im Zuge der eigenständigen Einstellung des Systems im Betrieb sinnvoll, die Dieseltemperatur als Stellglied für den Kaltstart zu verwenden. Das Temperaturverhalten des Einspritzsystems stimmt mit der Richtung des gewollten Einspritzverhaltens überein. Eine genaue Regelung während des Betriebs wäre mit der Kraftstofftemperatur nur sehr umständlich zu realisieren. Daher sollte auf eine weitere Verstellung durch Veränderung des Totvolumens im Kraftstoffkompressionsraum nicht verzichtet werden. Bei der Parameteruntersuchung tauchte mehrfach das Problem der Nacheinspritzung auf. Vor allem bei der Veränderung der Kraftstofftemperatur darf dies auf keinen Fall auftreten. Um die Nacheinspritzung zu unterbinden, muss die potentielle Druckenergie, die nach dem Ende der Einspritzung zu viel im Injektor vorhanden ist, abgebaut werden. Dies kann durch eine zusätzliche Leckagestelle realisiert werden. Damit die Einspritzung nicht negativ beeinflusst wird, darf die Leckage dabei nur im hinteren Anschlag des Injektors auftreten. Dafür gibt es verschiedene konstruktive Lösungsansätze.

Konstruktionsvorschlag (Bild 19)

Die mit dem Modell gewonnenen Erkenntnisse haben der Auslegung eines konstruktiven Vorschlags gedient. Die Hauptabmessung des Übersetzerkolbens ist auf der Pneumatikseite einen Durchmesser von 34 mm, auf der Hydraulikseite einen Durchmesser von 4 mm. Das Übersetzungsverhältnis beträgt somit 72. Der Übersetzerkolben selbst wird durch eine Spaltdichtung zum Umgebungsdruck abgedichtet und ist aus Gewichtsgründen hohl ausgeführt. Der Pumpenkörper wird über eine Standarddüsenmutter mit der Düse aus der Serie verbunden. Die Düse selbst steckt kraftschlüssig in dem Übersetzerkolben. Die gegenüberliegende Seite des Pumpenkörpers wird durch den Pumpenkolben, der mit dem Gehäusedeckel verschraubt ist, geführt.

Noch nicht in dem Konstruktionsvorschlag aufgenommen sind die möglichen konstruktiven Umsetzungen der verschiedenen Verstellungen, um den Einspritzzeitpunkt, die Einspritzmenge und den mittleren Einspritzdruck zu beeinflussen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass Möglichkeiten existieren und auch konstruktiv umgesetzt werden können, um das Einspritzsystem zu steuern.

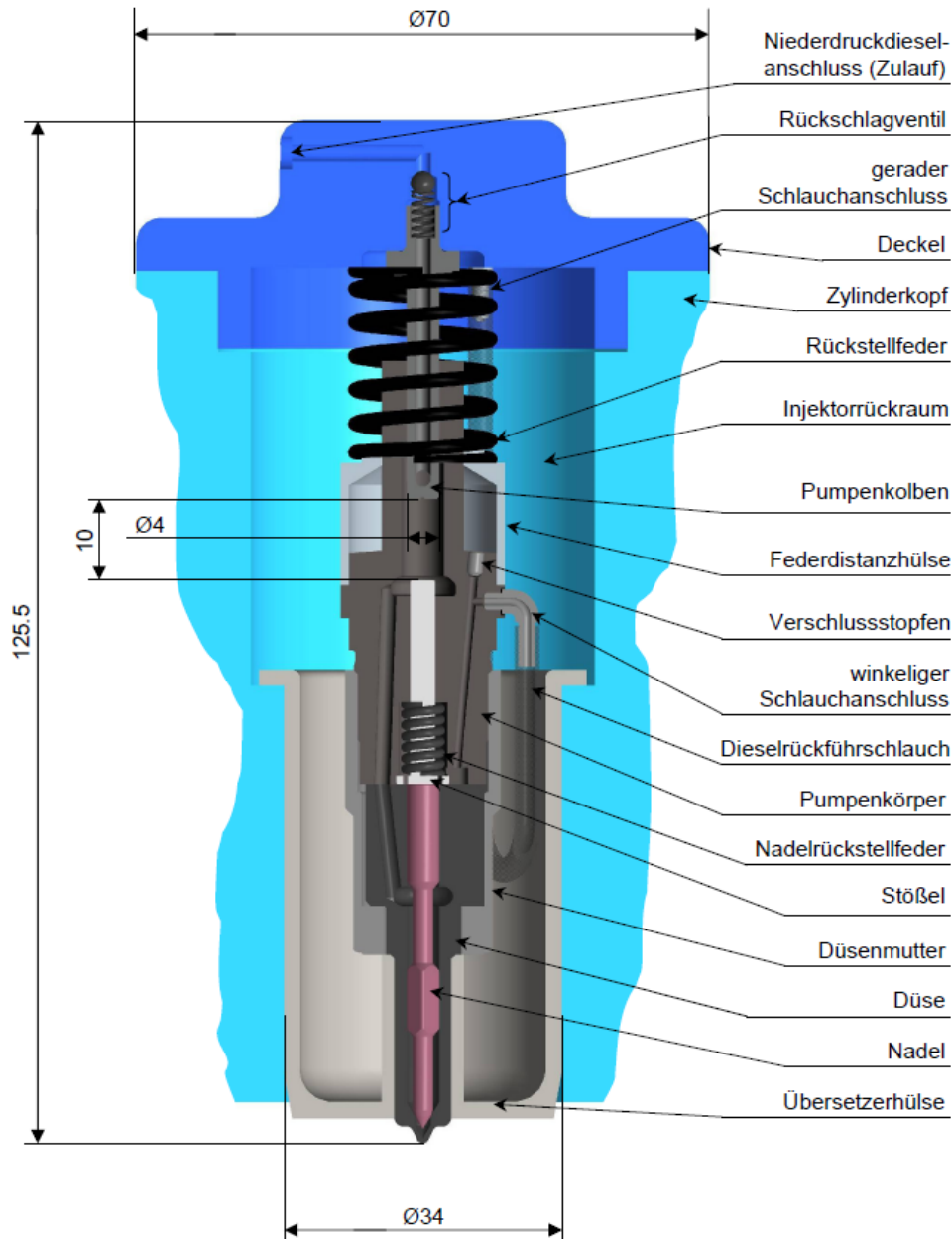


Bild 19: Schnitt des Konstruktionsvorschlags mit den Hauptabmessungen

#### Fazit und Ausblick

Es konnte die Funktion eines Dieseleinspritzsystems für die Freikolbenmaschine mit Hilfe der Simulation nachgewiesen werden, welches vom Zylinderdruck angetrieben und gesteuert wird. Ein konstruktiver Vorschlag wurde ausgearbeitet, mit Hilfe der Simulation vereinfacht und eine Parameteranalyse durchgeführt. Die Anforderungen an ein Einspritzsystem für eine Freikolbenmaschine wurden aufgrund der bisherigen Erfahrungen mit den ersten Prototypen festgelegt. Diese Anforderungen konnten von dem vorgeschlagenen Aufbau zum großen Teil erfüllt werden, welches mit Hilfe der Simulation überprüft wurde.

Da die Idee durch einen pneumatischen Druckübersetzer die Einspritzung und Dieselhochdruckerzeugung umzusetzen noch relativ neu ist, bietet sie noch ein großes Innovationspotential.

Man könnte zum Beispiel der Einspritzdüse während der Einspritzung eine Drehbewegung geben, damit der Kraftstoff besser verteilt wird, da bei diesem Zweitakter mit Umkehrspülung kein Luftdrall möglich ist.

Eine weitere Möglichkeit wäre die pneumatische Fläche zu reduzieren, indem z. B. der Übersetzerkolben nicht vom Beginn seines Hubes den Dieseldruck erzeugt, sondern einen gewissen Leerhub vorzusehen. In diesem sogenannten „Anlaufhub“ kann kinetische Energie aufgebaut werden, die dann in Druckenergie umgewandelt wird.

## 1.4 Kolbenhubsensor

Am Anfang des Vorgängerprojektes wurde zum Messen des Kolbenhubes ein berührungsloser, kapazitiver Weggeber eingesetzt, der von einer holländischen Firma speziell für die Freikolbenmaschine entwickelt wurde. Eingebaut in den ersten Prototyp 01, stellten wir bei den Bilanzierungen des Wirkungsgrades fest, dass die Genauigkeit dieses Sensors bei weitem nicht ausreicht. Daraufhin wurde ein angepasster Potentiometerweggeber mit Schleifer eingesetzt. Mit diesem waren die Ergebnisse plausibel, jedoch war sein Ausgangssignal in der Nähe des oberen Umkehrpunktes (hohe Geschwindigkeit) leicht „zittrig“. Die Unsicherheit, ob der Schleifer bei den hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen nicht einen Kontaktwiderstand hat, veranlasste uns einen eigenen Kolbenhubsensor für die Freikolbenmaschine zu entwickeln. Während der gesamten Laufzeit des Vorgängerprojektes (6 Jahre) hielten wir Ausschau nach einem geeigneten Hubsensor. Die auf dem Markt angebotenen Sensoren konnten die Anforderungen nicht erfüllen.

Aufgrund unserer Erfahrungen in der Vorentwicklung mit Ventilhubmessungen entschieden wir uns für eine Eigenentwicklung und zwar mit einem Hallsensor in Verbindung mit einem Permanentmagnet.

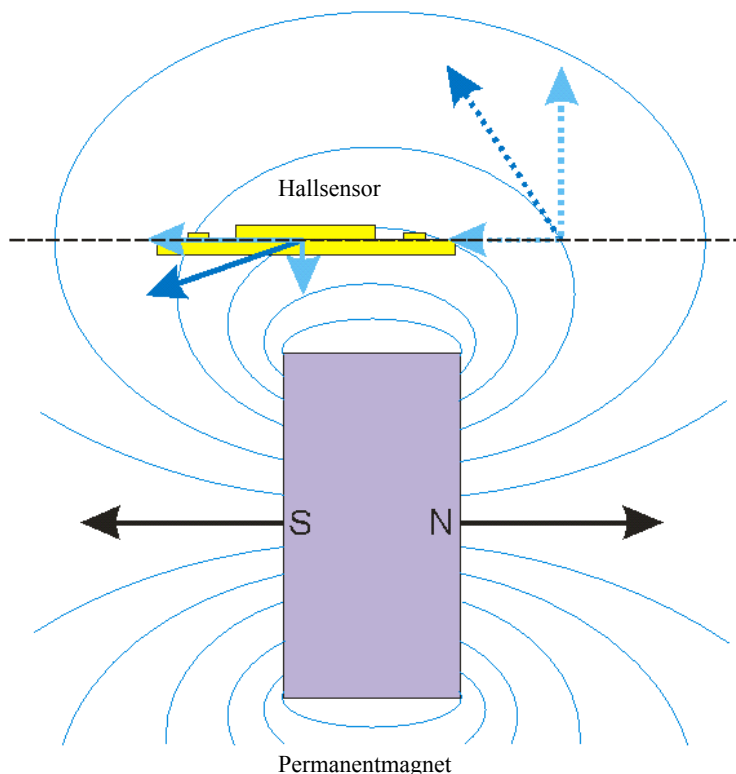


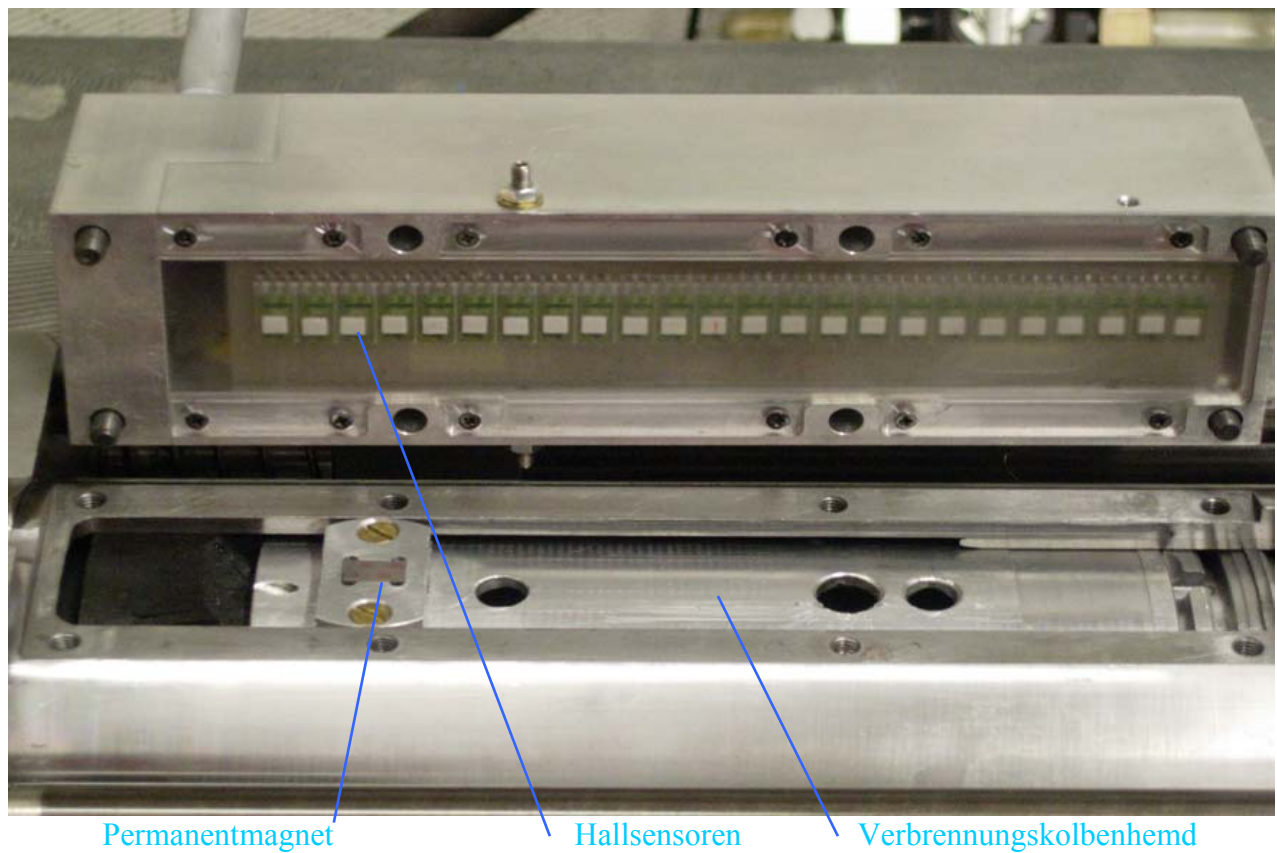
Bild 20

### 1.4.1 Aufbau und Funktion

Das Prinzip des Hallsensors ist die proportionale Umwandlung der Magnetfeldstärke in ein analoges Spannungssignal. Um aus einem Hub eine Spannung zu bekommen, wird ein Permanentmagnet an dem Hallsensor mit einem optimalen Abstand (beste Linearität) vorbeigeführt (Bild 20). Wir erreichen mit unserem Aufbau mit der geforderten Genauigkeit



einen Hubbereich von ca. 8 mm. Um die 180 mm Kolbenhub der Freikolbenmaschine abdecken zu können, müssen wir 24 Sensoren aneinanderreihen (Bild 21). Am Verbrennungskolbenhemd ist der Permanentmagnet angebracht und kann somit die Sensoren nacheinander mit seinem Magnetfeld durchdringen (Bild 21). Damit man nicht alle Sensorspannungen parallel messen muss, wurde eine Auswerteelektronik (Bild 22) entwickelt, die jeweils den Sensor auf den Ausgang schaltet, unter dem sich gerade der Magnet befindet. Ein sehr wichtiger Punkt musste bei diesem Aufbau beachtet werden: Der bewegte Magnet darf auf keinen Fall stromleitendes Material durchdringen, da sonst durch das entstehende Wirbelstromfeld das Eigenfeld des Magneten verzerrt wird. Darunter würde die Dynamik leiden.



*Bild 21*

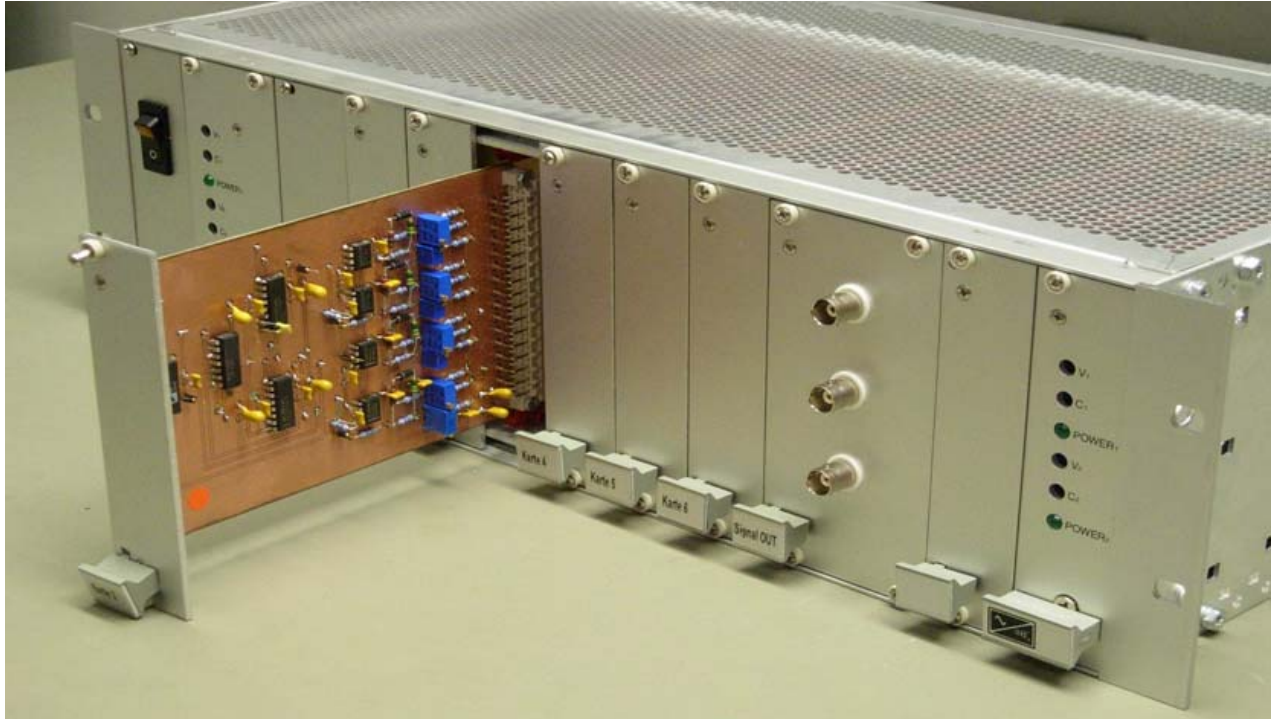


Bild 22

### 1.4.2 Ergebnisse des Hubsensors

Unseren entwickelten Weggeber können wir nur statisch mit einem Referenzsensor abgleichen. An der Stelle haben wir eine Linearitätsabweichung von  $< 0,1\%$  erreicht. Diese Genauigkeit können wir im dynamischen Einsatz nicht überprüfen, da es, wie oben erwähnt, keinen dynamischeren Referenzhubsensor auf dem Markt gibt. Wir haben nur die Chance den Sensor in der Freikolbenmaschine zu testen. Dazu bilanzieren wir einen kompletten Verbrennungszyklus und vergleichen den Wirkungsgrad des Kompressionshubes mit dem des Verbrennungshubes. Man kann davon ausgehen, dass die Reibungen der beiden Hübe gleich sind, und daraus folgt, dass die zwei Wirkungsgrade auch annähernd gleich sein müssen. Die Berechnung der Wirkungsgrade lautet:

Für den Kompressionshub:  $\eta = \text{Gasarbeit} / \text{hydraul. Arbeit}$

Für den Verbrennungshub:  $\eta = \text{hydraul. Arbeit} / \text{Gasarbeit}$

Da sich in den beiden Formeln der Zähler und der Nenner tauschen, gäbe es einen merklichen Unterschied der beiden Wirkungsgrade, sollte eine der bilanzierten Arbeiten durch die Ungenauigkeit des Wegsensors nicht korrekt sein. Die Mittelwerte der entsprechenden bilanzierten Messungen zeigten keine Abweichungen der Wirkungsgrade und wir können davon ausgehen, dass die dynamische Linearität der statischen Linearität entspricht. Die Zeitkonstanten unseres Hubsensors ergeben sich aus dem Datenblatt des Hallsensors. Dort wird eine Zeitverzögerung  $< 3 \mu\text{s}$  angegeben.

Auf dem Bild 23 wird der Qualitätsunterschied der Bilanzierungen der Arbeiten eines Zyklus einmal mit dem Potentiometer (links oben) und unserem entwickelten Hallweggeber (rechts unten) dargestellt. Gerade im Bereich vor dem oberen Totpunkt wird der größte Anteil der Gasarbeit (blaue Linien) umgesetzt. Dort zeigt das Potentiometer ein unstetiges Verhalten,

während unser Hallsensor mit den hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen keine Probleme hat.

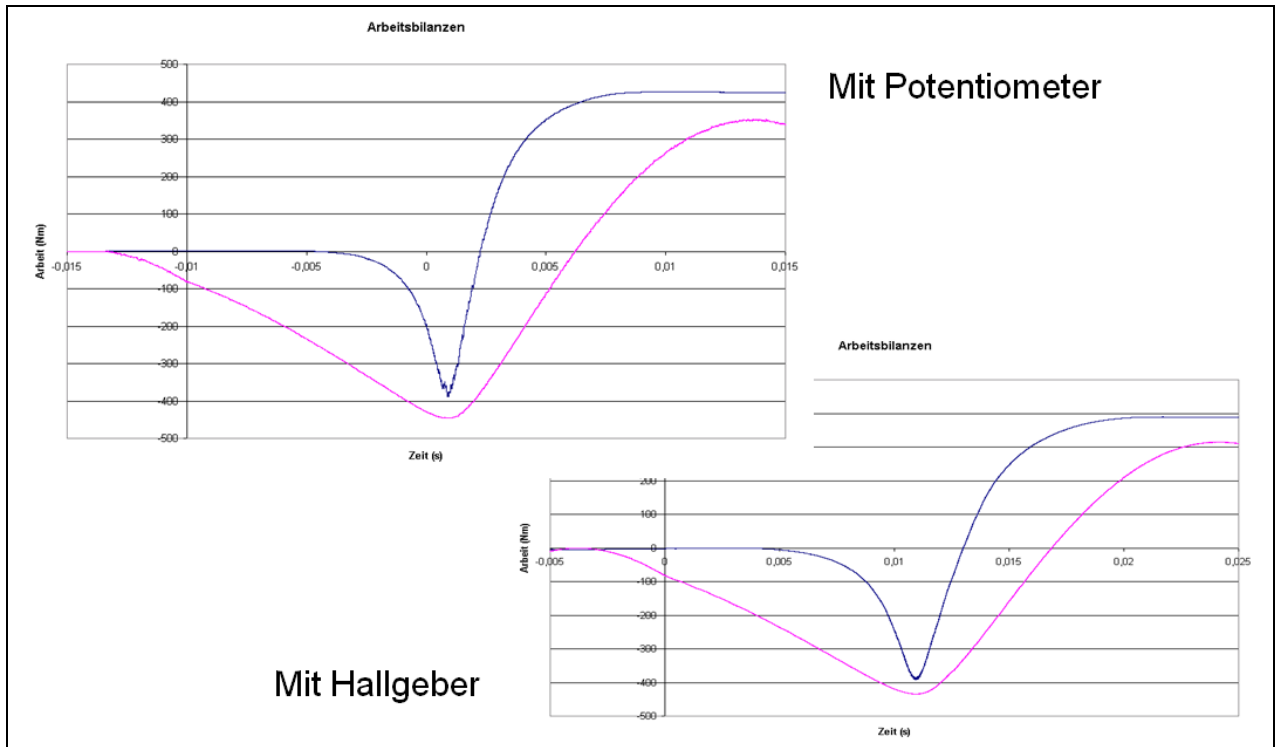


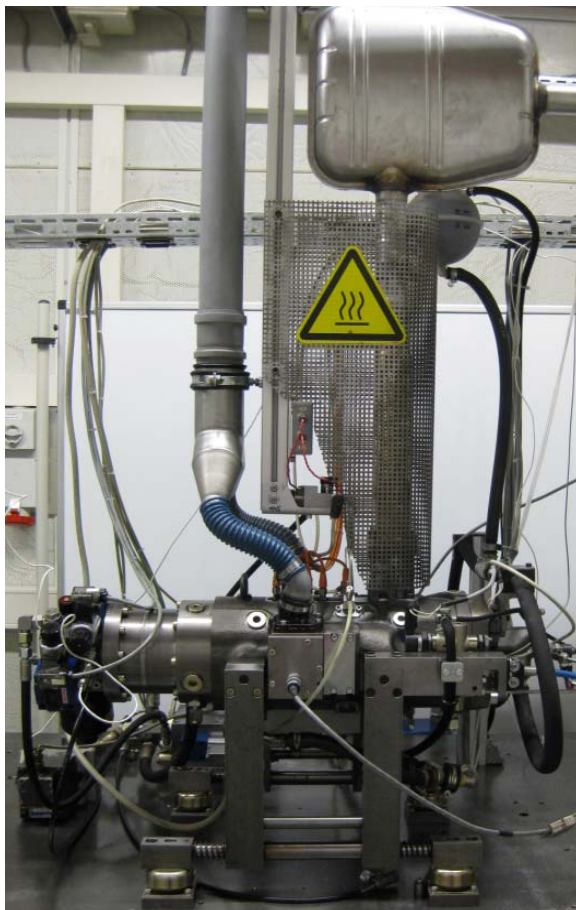
Bild 23

## 1.5 Prüfstand für die Freikolbenmaschine

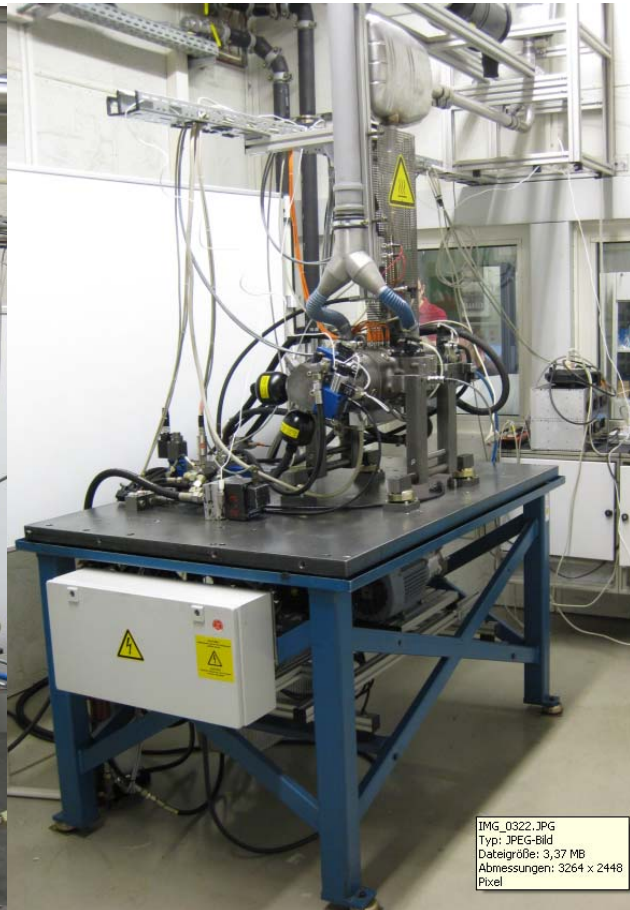
Im Vorgängerprojekt wurde ein Prüfstand zum Testen unserer Hydraulik aufgebaut. Die Verbrennungsseite der Freikolbenmaschine wurde durch einen Verbrennungszylinder, der mit komprimiertem Stickstoff als Ersatz der Dieselverbrennung arbeitete, simuliert. Die Dynamik eines Zyklus war ähnlich wie mit Dieselverbrennung. Jedoch konnte man nur eine begrenzte Zahl von Zyklen fahren, da sich der Verbrennungszylinder durch das Entspannen des Stickstoffdruckes immer weiter abkühlte und außerdem die Gasmenge begrenzt zur Verfügung stand.

Zu Beginn dieses Nachfolgeprojektes entschloss man sich auch bei Bosch Rexroth einen Verbrennungsprüfstand ähnlich den an der TU Dresden aufzubauen, damit man die hydraulische Ansteuerung auch auf Zeitfestigkeit testen kann und deren Verluste identifizieren kann.

### 1.5.1 Mechanischer Aufbau



*Bild 24*

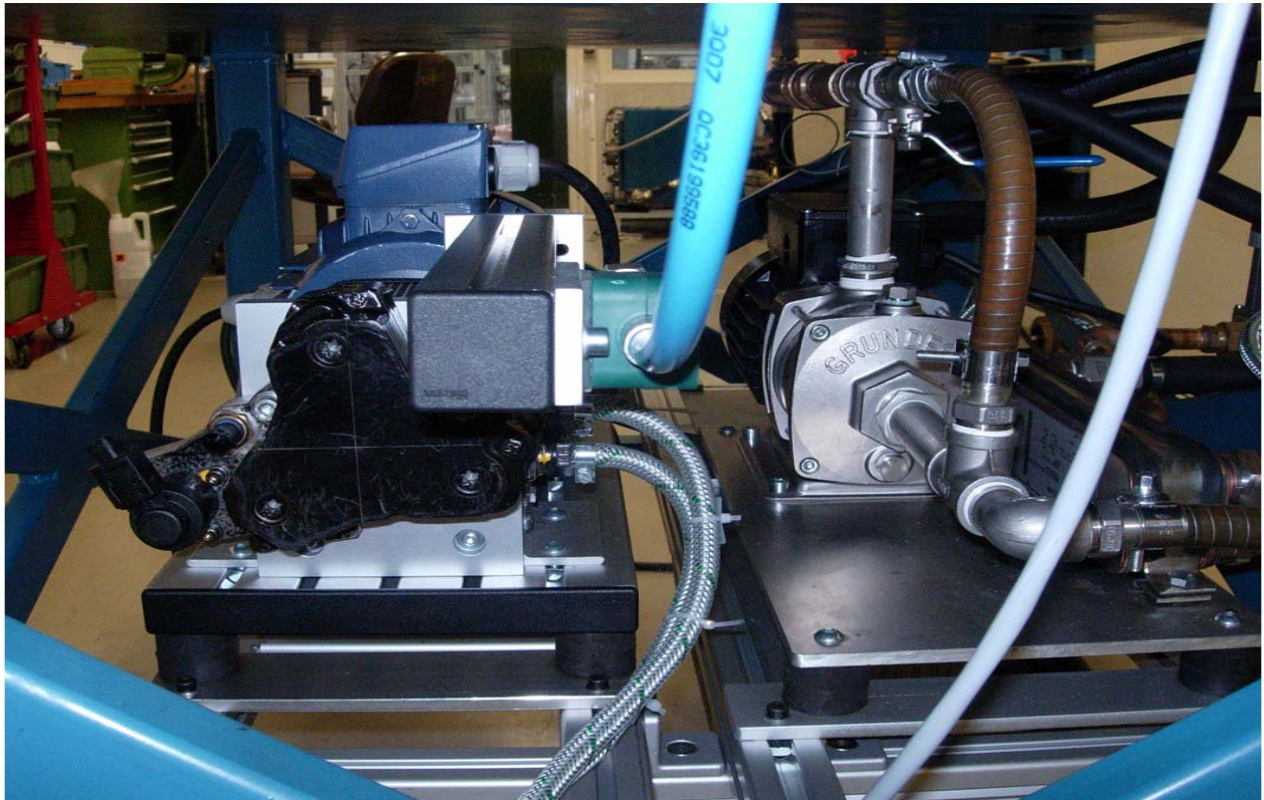


*Bild 25*

In Bild 25 ist der komplette mechanische Verbrennungsprüfstand mit unserer Freikolbenmaschine zu sehen. Unter dem Tisch befinden sich sämtliche Nebenaggregate zum Betreiben der Maschine. Links neben dem Tisch steht das Hydraulikaggregat zum Speichern laden. Auf dem Tisch links neben dem Freikolbenmotor ist der Steuerblock mit den Druckbegrenzungsventilen, die den Niederdruck und Hochdruck regeln. Weiterhin wird der Freikolbenmotor mit Hilfe von Linearführungen auf der Stahlplatte des Tisches fixiert. Vom Motor aus nach oben werden die Abgase über den Vorschalldämpfer und den Endschall-

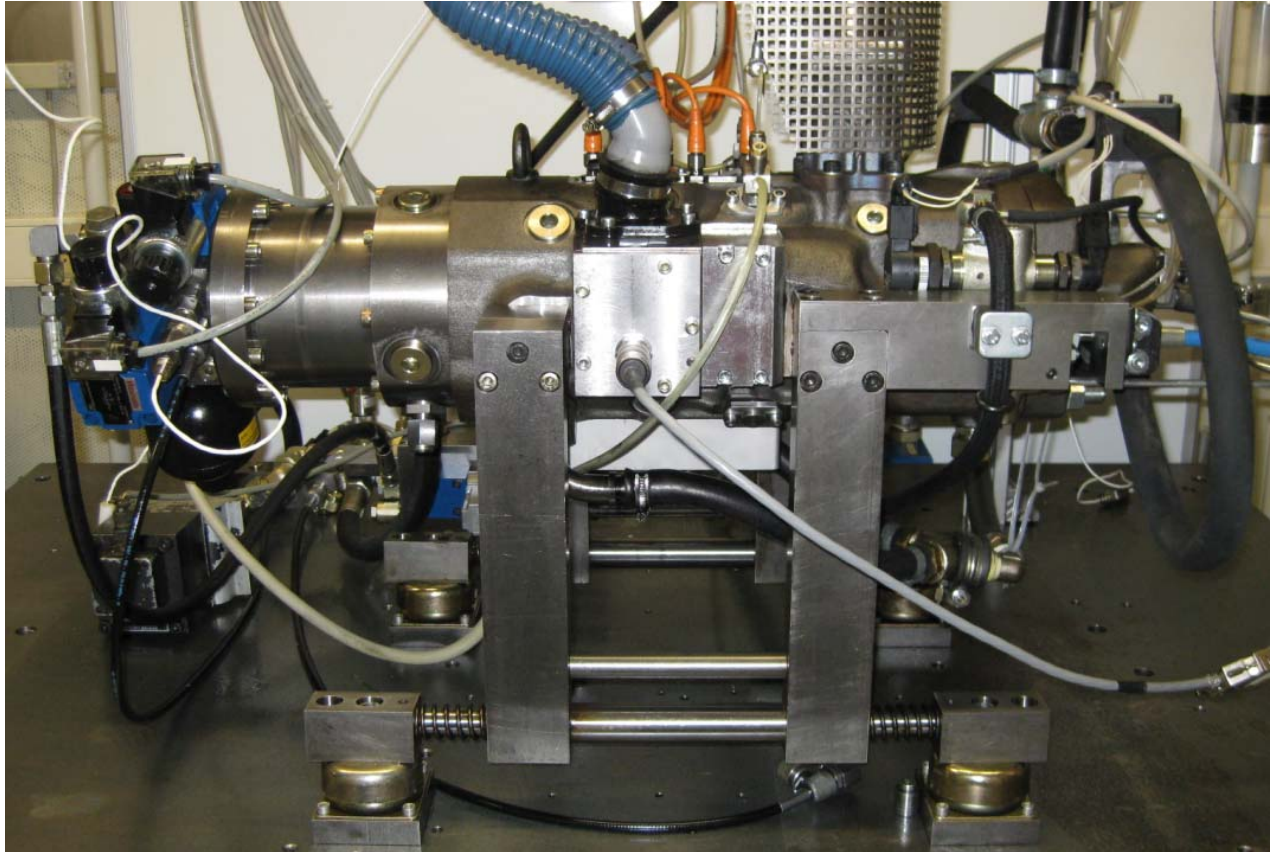


Eingehende Darstellung  
dämpfer in den aus der Decke ragenden Absaugstutzen geleitet. Parallel zur Abgasleitung ist  
die Ansaugstrecke bis zum Ansaugfiltermodul geführt.



*Bild 26*

Den Blick von hinten unter dem Prüftisch zeigt Bild 26. Auf der linken Seite in Schwarz ist die Commonrail-Pumpe zu sehen. Dahinter die antreibende Asynchronmaschine. Rechts daneben die Kühlmittelpumpe mit ihrem Antrieb. Beide Aggregate stehen auf Gummifüßen und sind vom Prüftisch entkoppelt.



*Bild 27*

Bild 27 zeigt den kompletten Freikolbenmotor als Prüfling mit den linearen Führungen auf dem Tisch befestigt. Die axiale Bewegungsfreiheit der Maschine durch die Linearführung ist unabdingbar, da das Gehäuse bedingt durch die Kolbenmassenbeschleunigung eine ca. 10 mm Hin- und Herbewegung vollzieht.

Die Befestigung der Maschinenführung geschieht ausschließlich an dem Verbrennungsteil der Freikolbenmaschine, dadurch hat man beste Zugänglichkeit an die Hydraulik.

Die Maschine kann in einen hydraulischen Teil auf der linken Seite und einen Verbrennungsteil auf der rechten Seite getrennt betrachtet werden.

Der Verbrennungsteil hat nachfolgende Anschlüsse:

Zwei Kühlzuführschläuche am Zylinderkopf und die Rückführung am Flansch.

Einen Abgasanschluss mit einem Flexrohr zum Auspuffrohr.

Zwei Ansauganschlüsse auf beiden Seiten der Maschine

## 1.5.2 Elektrische Ansteuerung



Bild 28

Die Freikolbenmaschine wird mit nachfolgenden Steuerbausteinen auf dem Prüfstand betrieben:

Microautobox der Firma dSpace

Einspritzmodul der Firma Genotec

Signalanpasselektronik von der TU Dresden

Bild 28 zeigt das Ansteuerpult für unseren Verbrennungsprüfstand. Das linke obere 19“-Rack enthält Anzeigen für Temperatur und Druck, Potentiometer zum Einstellen der Drücke und die Schalter zum Starten/Stoppen der Freikolbenmaschine. Das Rack darunter ist mit dem Genotec-Einspritzmodul und dem nötigen Netzteil bestückt. Rechts daneben befindet sich der 19“-Einschub der Versorgungs- und Signalaufbereitungseinheit für unseren Hallweggeber.

## 1.5.3 Messausrüstung

Um die Hydraulik der Freikolbenmaschine zu bilanzieren, wurden nachfolgende Sensoren verwendet:

Druckumformer der Firma Kulite für die Hydraulikdrücke.

Gekühlter Drucksensor der Firma Kistler für den Verbrennungsraumdruck.

Unser eigenentwickelter Wegsensor zum Messen des Kolbenhubes.

Verschiedene Temperatursensoren.

Die höchste Genauigkeit der Sensoren muss der Kolbenwegsensor haben, da der Verbrennungsgasdruck im 15%-Hubbereich des Gesamthubes aufgebaut wird.



## 1.6 Dauerversuch

Da die Hydraulik04 für den Einbau in den Gabelstapler vorgesehen war, sollte sie ein gewisse Zuverlässigkeit bzw. Robustheit haben. Aus diesem Grund wurde ein Zeitfestigkeitsversuch durchgeführt. Eine komplette Freikolbenmaschine absolvierte auf unserem Prüfstand eine Zyklenzahl von 10 Millionen ( ca. 100 Stunden ).

Dabei sollten die voraussichtlich verschleißbehaftesten Teile überwacht werden. Dazu zählen die Dichtungen, der Abstreifer, der Kolben, die Kolbenstange, die Stangenführung, die Zylinderinnenfläche und die eingebaute Kugelrückschlagventile.

Der zu erwartende größte Verschleiß wird durch Kavitationserosion an der stirnseitigen Ringfläche des Kolbens zur Kolbenstange hin auftreten. Eine Ermittlung der Gewichte der Verschleißteile vor und nach dem Dauerversuch wurde durchgeführt.

Die Kugelrückschlagventile wurden ebenfalls vor und nach dem Dauerversuch auf Dichtigkeit überprüft.

Unausweichlich wurde natürlich auch der Verbrennungsteil diesem Dauerversuch unterworfen. An der Stelle den Verschleiß festzuhalten wäre zu aufwändig. Sonstige Ausfälle wurden jedoch protokolliert.

Ergebnis des Dauerversuches:

An den Dichtungen, dem Abstreifer, der Kolbenstangenführung und der Kolbenstange traten durch den Zeitfestigkeitsversuch kein messbarer und auch kein optischer Verschleiß auf.

Ausnahme ist der Hydraulikkolben: Hier gab es Materialabtrag durch Kavitationserosion auf der stirnseitigen Ringfläche des Kolbens und dort an der äußeren (Bild 30) und inneren (Bild 29) Kante. Vermutete Ursache ist die Entstehung von Kavitation beim Ansaugen aus dem Niederdruck.

Weiterhin ist der Kolben an einer Stelle am Umfang auf der Mantelfläche verschliffen bzw. die Entlastungsrillen sind unkenntlich (Bild 30). Vermutete Ursache ist hier der lokale Zusammenhang zwischen Kavitationserosion an der äußeren Kante und der Abnutzung auf der Mantelfläche, da an der Stelle die Erosion am stärksten auftrat. Das heißt die erodierten Partikel setzen sich zwischen Kolben und Zylinderwand in den Spalt und führen deshalb zum Verschleiß.



*Bild 29*



*Bild 30*

Die Verschleißspuren an der Mantelfläche des Kolbens sind natürlich auch an der Gegenfläche der Zylinderrohrinnenfläche in Form von Riffen zu finden. Auch die Kavitationserosion hinterließ in der Nähe des unteren Totpunktes an der Zylinderinnenwand leichte Erosionsspuren.



Die Dichtigkeit der Kugelrückschlagventile verbesserte sich durch den Dauerversuch von anfangs 0,02 l/min auf ein paar Tropfen in der Minute. Auch an diesen Ventilen gab es leichte, kaum erkennbare Kavitationerosionsspuren.

Der Verbrennungsteil hatte keine gravierenden Ausfälle. Nach 5 Millionen und nach 10 Millionen Zyklen musste der Verbrennungskolben gereinigt werden, da eine Öl-Ruß Ablagerung die Beweglichkeit der Kolbenringe einschränkte. Vermutete Ursache ist eine zu hohe Dosierung des Schmieröls auf das Verbrennungskolbenhemd.

## 2. Nutzen, Verwertbarkeit

Bosch Rexroth hat eine umfassende Marktstudie durchgeführt, aus der hervorgeht, dass nach derzeitigem Stand das Produkt nicht als marktfähig gesehen werden kann.

## 3. Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Nach unseren Patentrecherchen zum Thema hydraulische Freikolbenmaschine ging die Anzahl der eingereichten Patentanmeldungen ab dem Jahre 2006 extrem zurück. Derzeit sind keine weltweiten Aktivitäten zur Entwicklung einer hydraulischen Freikolbenmaschine erkennbar.

## 4. Veröffentlichungen

Folgende Veröffentlichungen zu Ergebnissen des Vorhabens sind erfolgt:

- Fichtl. Holger: „Theoretische und experimentelle Untersuchungen einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine: ein Beitrag zur Auslegung und Optimierung“; Diss. ,Dresden, TUDpress, 2006.
- Barciela, Bruno: „Direkt gekoppelte Simulation zur Brennverfahrensentwicklung an einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine“; Diss. ,Dresden, TUDpress, 2010.
- 20.03.2006 5.IFK Aachen: ‘Thermo-hydraulic free piston engine as a primary propulsion unit in mobile hydraulic drives’, G.Kunze, et.al.; Aachen, 2006.
- 05.10.2006 3. Fachtagung Baumaschinentechnik: ‘Thermohydraulische Freikolbenmaschine’, A.Winger, Dresden, 2006.
- 09.11.2006 4.FAD-Konferenz: ‘Betriebs- und Emissionsverhalten einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine’ G. Kunze, et.al.; Dresden, 2006
- 18.02.2009 Fachartikel [www.baumaschine.de](http://www.baumaschine.de): ‘Verbrennungszylinder der Freikolbenmaschine erfordert eine Gußkonstruktion mit ineinander verschränkten Kernen’, G. Kunze, S. Fedotov; Dresden, 2009.
- 28.04.2009 Fachartikel [www.baumaschine.de](http://www.baumaschine.de): ‘Weiterentwicklung einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine für mobilhydraulischen Antriebe’, G. Kunze, B. Barciela; Dresden, 2009.
- 14.05.2009 4. Fachtagung Baumaschinentechnik: ‘Gegengewichtstapler mit Freikolbenmaschine’, G. Kunze, et. al.; Dresden, 2009.
- 16.06.2009 AVL User Conferenze: ‘Simulation einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine’, G. Kunze, B. Barciela; Freising, 2009.
- 22.03.2010 7. IFK Aachen ‘Forklift with Free Piston Engine’, A. Feuser, G. Kunze, A. Mark, A. Winger; Aachen, 2010.