



Marko Florian Haas, BSc

Test und Optimierung eines hydraulischen Schnellwechselsystems für Baumaschinen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Studienrichtung:

Maschinenbau

eingereicht an der

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau

Institut für Fertigungstechnik

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas

Betreuer: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler

Graz, Juni 2019

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from used sources.

.....

(Date)

(Signature)

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit tatkräftig unterstützt haben. Zunächst möchte ich dem Institut für Fertigungstechnik und vor allem den Mitarbeitern der institutseigenen Werkstatt für ihre Geduld und Hilfsbereitschaft danken.

Ein besonderer Dank geht an meinen Betreuer der Masterarbeit Herrn Ass.Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. Jörg Edler, der mich während der Durchführung dieser Arbeit tatkräftig unterstützt und sich immer Zeit für meine Fragen und Anliegen genommen hat.

Weiters möchte ich auch der Firma Winkelbauer GmbH danken, die die Durchführung dieser Arbeit erst ermöglicht hat. Hervorzuheben ist hier vor allem die gute Zusammenarbeit mit Herrn Ing. Friedrich Wagner und Herrn Ing. Bernd Pötscher bezüglich der Bereitstellung und Fertigung von Komponenten, die für die Durchführung dieser Arbeit benötigt wurden.

Schlussendlich möchte ich die Gelegenheit nutzen, um mich bei meinen Eltern zu bedanken, die mir während meines Studiums nicht nur immer Mut zugesprochen haben, sondern mir auch die Möglichkeit gegeben haben, das Studium abzuschließen.

Marko Florian Haas, Graz, Juni 2019

Abstract

To simplify the tool change for the machine operator of construction machinery with included hydraulic system, nowadays more and more so-called hydraulic quick-change systems are used. Especially through the use in highly polluted environments, the very high operating temperatures and the high operating pressures within the hydraulic system, some parts such as the seals are exposed to very unfavourable conditions. The present master thesis deals with such a system and follows it from the construction of the individual couplings over the simulation and flow optimization up to the test of an assembled quick-change system.

First of all the most important terms of hydraulics such as the different types of hydraulic clutches, the calculation of the pressure loss within a hydraulic system, the most important types of hydraulic engagements, but also the various non-destructive testing methods are defined.

In the theoretical part of this work, the existing clutches are disassembled and measured in order to be able to digitize them with a CAD software. After completing this work step, the flow situation within the engagements is analyzed, simulated and some optimization measures are developed. Finally, the achievable degree of optimization should be calculated and graphically displayed.

Finally, the practical part deals with the construction and the performance of a bench test of an existing hydraulic quick-change system. This test takes place in the institute's own hydraulic laboratory at the University of Technology Graz. The aim of this experiment is to find out if the installed seals will withstand a given total number of coupling processes, and if so, how strong the wear marks on the high stress components will be pronounced.

Kurzfassung

Um den Werkzeugwechsel für den Maschinenführer von Baumaschinen mit inkludiertem Hydrauliksystem zu vereinfachen, werden heutzutage immer mehr sogenannte hydraulische Schnellwechselsysteme eingesetzt. Vor allem durch den Einsatz in stark verschmutzten Umgebungen, die sehr hohen Betriebstemperaturen und den hohen Betriebsdrücken innerhalb des hydraulischen Systems, werden die verbauten Verschleißteile wie beispielsweise die Dichtungen sehr ungünstigen Bedingungen ausgesetzt. Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit einem solchen System und verfolgt dieses von der Konstruktion der einzelnen Kupplungen, über die Simulation und strömungstechnische Optimierung, bis hin zu einem Prüfstandversuch eines fertig montierten Schnellwechslers.

Zunächst werden die wichtigsten Begriffe der Hydraulik, wie beispielsweise die unterschiedlichen Arten von Hydraulikkupplungen, die Berechnung des Druckverlusts innerhalb eines hydraulischen Systems, die wichtigsten Dichtungsarten, aber auch die verschiedenen zerstörungsfreien Prüfverfahren definiert.

Im theoretischen Teil dieser Arbeit werden die vorhandenen Kupplungen analysiert und vermessen, um diese anschließend mit einer CAD-Software digitalisieren zu können. Nach dem Abschluss dieses Arbeitsschrittes wird die Strömungssituation innerhalb der Kupplungen analysiert, simuliert und Optimierungsmaßnahmen erarbeitet. Abschließend soll der erreichbare Optimierungsgrad berechnet und graphisch dargestellt werden.

Der praktische Teil beschäftigt sich abschließend mit dem Aufbau und der Durchführung eines Prüfstandversuchs an einem fertig aufgebauten hydraulischen Schnellwechselsystems. Dieser Test findet im institutseigenen Hydrauliklabor an der TU Graz statt. Das Ziel dieses Versuchs ist es, herauszufinden, ob die verbauten Dichtungen einer vorgegebenen Gesamtzahl von Kuppelvorgängen standhalten und falls diese erreicht wird, wie stark die Abnutzungsspuren an den hoch beanspruchten Bauteilen ausgeprägt sein werden.

Inhalt

1	Einführung.....	1
1.1	Einleitung	1
1.2	Aufgabenstellung	2
1.3	Ziel der Arbeit.....	2
1.4	Arten von hydraulischen Kupplungen	3
1.4.1	Hydraulik-Steckkupplungen.....	3
1.4.2	Leckölfreie Hydraulik-Steckkupplungen (Flat-Face-Kupplungen).....	4
1.4.3	Hydraulik-Schraubkupplungen	4
1.4.4	Hydraulische Schnellwechsellkupplungen.....	5
1.5	Dichtungen in der Öhydraulik	7
1.5.1	Statische Dichtungen	7
1.5.2	Dynamische Dichtungen	9
1.6	Strömungsverluste	11
1.6.1	Reynolds-Zahl.....	11
1.6.2	Druckverluste in geraden Rohrleitungen.....	11
1.6.3	Örtliche Einbauverluste	14
1.7	Zerstörungsfreie Prüfverfahren.....	15
1.7.1	Sichtprüfung.....	15
1.7.2	Magnetpulverprüfung	15
1.7.3	Eindringprüfung.....	17
1.7.4	Ultraschallprüfung	17
1.7.5	Durchstrahlungsprüfung.....	19
2	Methodik	20
2.1	Vermessung und Konstruktion der Kupplungen.....	20
2.2	Simulation der bestehenden Kupplungen	21
2.2.1	Geometrie und Vernetzung	21
2.2.2	Setup der Simulation	24
2.3	Optimierung der Kupplungen.....	26
2.3.1	Optimierungsmaßnahmen an der kleinen Kupplung.....	26
2.3.2	Optimierungsmaßnahmen an der großen Kupplung.....	28
2.4	Druck- und Durchflussmessung.....	30
2.4.1	Aufbau und Durchführung der Messungen	30
2.5	Prüfstands Aufbau und Versuchsdurchführung.....	32

2.5.1	Konstruktion der Prüfstandhalterung	32
2.5.2	Erstellung des hydraulischen Schaltplans	33
2.5.3	Versuchsdurchführung	34
3	Ergebnisse	35
3.1	Simulationsergebnisse der bestehenden Kupplungen	35
3.1.1	Erste Testsimulation der kleinen Kupplung.....	35
3.1.2	Zweite Testsimulation der kleinen Kupplung	37
3.1.3	Finale Simulationsergebnisse für die kleine Kupplung.....	38
3.1.4	Simulationsergebnisse für die große Kupplung	42
3.2	Simulationsergebnisse der optimierten Kupplungen	45
3.2.1	Simulationsergebnisse an der kleinen Kupplung	45
3.2.2	Simulationsergebnisse an der großen Kupplung	48
3.3	Messergebnisse	50
3.4	Ergebnisse des Prüfstandversuchs	52
4	Diskussion.....	59
4.1	Diskussion der Simulationsergebnisse	59
4.2	Diskussion des Messergebnisse	61
4.3	Diskussion der Ergebnisse des Prüfstandversuchs	63
5	Zusammenfassung.....	65
5.1	Simulationsergebnisse	65
5.2	Prüfstandversuch	67
6	Ausblick.....	68
	Abbildungsverzeichnis.....	I
	Tabellenverzeichnis.....	V
	Literaturverzeichnis	VI
A.	Anhang.....	VIII
A.1	Vorgehensweise zur Bestimmung von ν und ρ des Hydrauliköls HLP46	VIII
A.2	Berechnung der erforderlichen Druckkraft des Hydraulikzylinders.....	IX
A.3	Festigkeitsberechnungen an der Stützbacke der Zylinderhalterung.....	XI
A.4	Schraubenberechnung - Stützbacke	XIII

Abkürzungen

CAD	Computer-Aided Design
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FPM/FKM	Fluor-Kautschuk
HL	Hydrauliköl mit Oxidationsinhibitoren und Korrosionsschutz-Additiven
HLP	Hydrauliköl mit zusätzlichen Verschleißschutz-Additiven
HPU/PU	Polyurethan
MT	Magnetic Testing – Magnetpulverprüfung
MTBF	Mean Time Between Failures
NBR	Nitrile Butadiene Rubber – Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
POM	Polyoxymethylen
PTFE	Polytetrafluorethylen
RT	Radiographic Testing – Durchstrahlungsprüfung
SPS	speicherprogrammierbare Steuerung
UT	Ultrasonic Testing – Ultraschallprüfung
VT	Visual Testing – Sichtprüfung
zfP	zerstörungsfreie Werkstoffprüfung

Symbole

Kennzahlen

Re Reynolds-Zahl

Parameter und Konstanten

d_{hyd} hydraulischer Durchmesser [m]

k_S Rauheit des jeweiligen Rohrmaterials

\bar{u} mittlere Geschwindigkeit [m/s]

λ_W Wellenlänge [m]

Δp_V Druckverlust [Pa]

D Rohraußendurchmesser [m]

Q Volumenstrom [l/min]

c Schallgeschwindigkeit [m/s]

d Rohrinne Durchmesser [m]

f Frequenz [Hz]

ζ Druckverlustbeiwert

λ Rohrreibungszahl

ν kinematische Viskosität [m²/s]

ρ Dichte [kg/m³]

μ dynamische Viskosität [Pa·s]

1 Einführung

1.1 Einleitung

Sollen Anbauteile mit einer Baumaschine verbunden werden, kann es notwendig sein, zusätzlich eine Hydraulikversorgung für das Anbaugerät herzustellen. Ein System, das diese Voraussetzung erfüllt, wird als hydraulisches Schnellwechselsystem bezeichnet und ermöglicht es, über Hydraulikkupplungen eine hydraulische Verbindung zwischen Arbeitsmaschine und Werkzeug herzustellen, ohne dass der Bediener sein Arbeitsgerät verlassen muss. Beispiele für Werkzeuge, die eine Hydraulikversorgung benötigen, sind schwenkbare Baggerschaufeln, Greifer für Forstarbeiten oder Abbruchhämmer.

In den meisten Fällen wird das hydraulische Schnellwechselsystem durch den mechanischen Verschlussmechanismus der Arbeitsmaschine (z.B. Baggerarm-Baggerschaufel) mitverriegelt und besitzt keinen eigenen Verriegelungsmechanismus.

Ein wesentlicher Vorteil dieser Systeme besteht darin, dass diese Kupplungen, im Gegensatz zu herkömmlichen hydraulischen Steck- oder Schraubkupplungen, unter Druck kuppelbar sind und wie bereits erwähnt, der Anschluss an die Hydraulikversorgung nicht manuell hergestellt werden muss. Dadurch verläuft der Kuppelvorgang schneller, was eine Zeitersparnis bei jedem Kuppelvorgang mit sich bringt.

Ein großes Problem dieser Kupplungsausführungen stellen die Verunreinigungen des Systems dar. Da diese Komponenten oft in Bereichen mit großem Verschmutzungsgrad eingesetzt werden, müssen vor allem die Dichtungselemente erschwerten Einsatzbedingungen standhalten. Abhilfe gegen grobe Verschmutzungen der Dichtflächen schafft sich die Firma Winkelbauer durch eine Abdeckung mit integriertem Schmutzabstreifer. Beim Kuppelvorgang wird die Schmutzabdeckung über eine Steuerkurve entgegen einer vorgespannten Feder geöffnet und die Kupplungen werden gekuppelt. In Abbildung 1-1 ist das hydraulische Schnellwechselsystem der Firma Winkelbauer abgebildet.¹

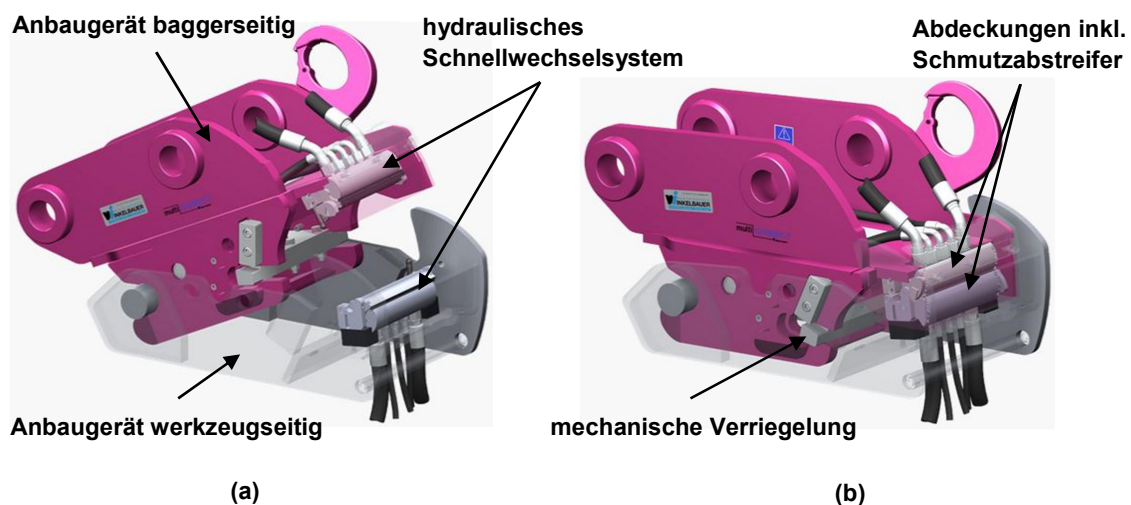


Abbildung 1-1: hydraulisches Schnellwechselsystem der Firma Winkelbauer GmbH, (a) offener Zustand, (b) geschlossener Zustand¹

¹ vgl. Winkelbauer GmbH, 2018

1.2 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein bestehendes hydraulisches Schnellwechselsystem für Baumaschinen einem Prüfstandtest unterzogen werden. Hierzu wird das in Abbildung 1-1 dargestellte System der Firma Winkelbauer zur Verfügung gestellt.

Zuerst wird der Prüfstand aufgebaut und anschließend sollen 10.000 Koppelzyklen durchfahren werden. Dies soll durch einen hydraulischen Prüfzylinder bewerkstelligt werden. Beim Test der bestehenden hydraulischen Schnellwechselkupplungen werden vor allem die Dichtungen im Mittelpunkt der Betrachtung stehen, da diese hinsichtlich des Verschleißes wahrscheinlich das gefährdetste Bauteil der Kupplungen darstellen.

Im zweiten Schritt sollen die einzelnen hydraulischen Kupplungen des Schnellwechselsystems hinsichtlich der Strömungssituation simuliert und optimiert werden. Für die Simulation und Optimierung der Kupplungen werden grundlegende Gleichungen aus der Strömungslehre für Rohrströmungen definiert, einige wichtige Begriffe erläutert und sich mit der Bedienung der Simulationssoftware auseinandergesetzt.

Um die gemeinsam mit der Firma Winkelbauer definierten Arbeitspakete abarbeiten zu können, gilt es sich zu Beginn der Arbeit in die Thematik einzulesen. Hierzu werden vor allem die im Handel erhältlichen hydraulischen Kupplungsarten, aber auch die Anforderungen an Dichtungen und die zerstörungsfreien Prüfverfahren aufgearbeitet.

1.3 Ziel der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es die in den Kupplungen verbauten Dichtungen auf einem Prüfstand 10.000 Koppelzyklen auszusetzen. Nach je 500 Zyklen werden die Kontaktflächen auf Leckage überprüft und es folgt eine Sichtprüfung der Dichtungen. Nach Ablauf der Tests am Prüfstand werden die Kupplungen auseinanderggebaut und sowohl die Dichtungen als auch die Kupplungsgehäuse auf Schäden überprüft. Dadurch soll eine Aussage darüber gemacht werden, ob die Kupplungen des hydraulischen Schnellwechselsystems eine vorgegebene Lebensdauer von 10 Jahren standhalten können und falls nicht, an welchen Stellen mit Materialermüdungen bzw. -brüchen zu rechnen ist.

Im zweiten Schritt gilt es die Strömungssituation innerhalb der Kupplungen zu verstehen und durch geeignete konstruktive Maßnahmen den auftretenden Druckverlust zu reduzieren. Zuerst wird die Durchströmung der Kupplungen durch eine Simulationssoftware simuliert. Anschließend werden konstruktive Verbesserungsvarianten in Solidworks erarbeitet und diese noch einmal nummerisch durchgerechnet, um eine Aussage treffen zu können, ob der Druckverlust tatsächlich verringert wurde.

Diese Reduktion ist vor allem deshalb notwendig, da ein Betriebsdruck von mindestens 270 bar werkzeugseitig gewährleistet werden muss.

1.4 Arten von hydraulischen Kupplungen

Im folgenden Kapitel werden unterschiedliche Kupplungen zur Herstellung von Verbindungen zwischen Hydraulikschläuchen diskutiert. Es wird vor allem auf Eigenschaften wie maximaler Druck, Durchflussmenge und „kuppelbar unter Druck – ja/nein“ eingegangen.

1.4.1 Hydraulik-Steckkupplungen

Steckkupplungen gibt es in unterschiedlichen Ausführungen mit Innen- und Außengewinde als Schlauchanschluss oder als Schott-Kupplung mit Rohranschluss. In Abbildung 1-2 sind die Kupplungsmuffe (a) und der Kupplungsstecker (b) sowie der gekuppelte Zustand (c) einer Steckkupplung mit Außengewinde schematisch dargestellt.²

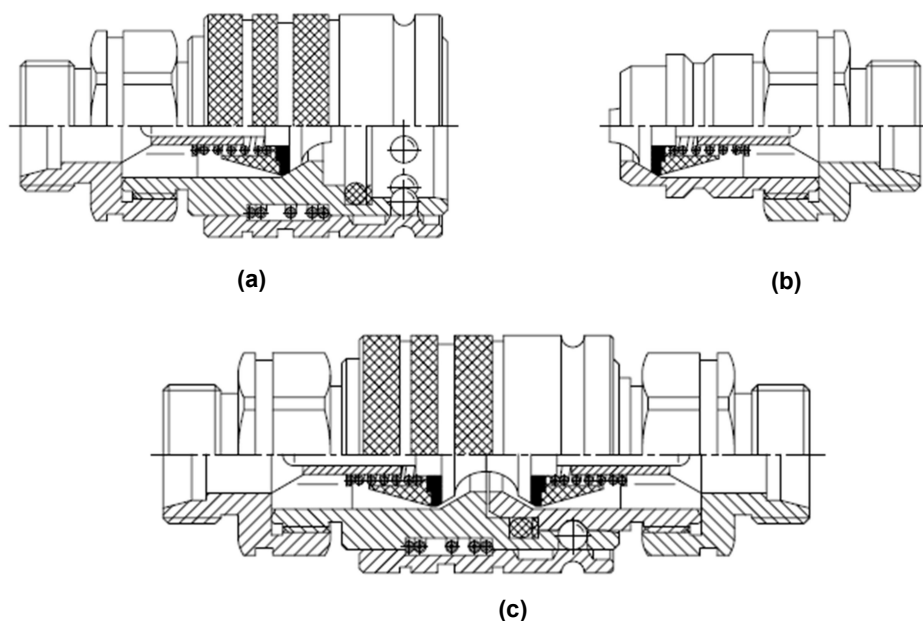


Abbildung 1-2: Hydraulik-Steckkupplung mit Außengewinde nach ISO 7241-1 A²

Beim Kuppelvorgang werden die Kugeln in der Hülse gegen eine Federkraft radial nach außen und die eingebauten Ventile axial gegen eine Schraubenfeder gedrückt und öffnen sich. Sobald die Verriegelungshülse die Endstellung erreicht hat, rasten die Kugeln in der Nut des Steckers ein und der Kuppelvorgang ist abgeschlossen. Bei der sogenannten „Push-Pull-Ausführung“ kann die Kupplung durch Ziehen oder Drücken der Hülse entkuppelt werden.²

Eigenschaften von hydraulischen Steckkupplungen:²

- Betriebsdruck: max. 250 bar
- Dichtungen:
 - O-Ring: NBR (Nitrile Butadiene Rubber – Acrylnitril-Butadien-Kautschuk)
 - Stützring: PTFE (Polytetrafluorethylen)
- Durchflussmenge: 20 l/min (1/16“-Anschluss) bis 160 l/min (1“-Anschluss)
- unter Druck nur als Sonderausführung kuppelbar

² vgl. Hydraulik Michler, 2001, Seite 24 ff.

1.4.2 Leckölfreie Hydraulik-Steckkupplungen (Flat-Face-Kupplungen)

Bei den sogenannten Flat-Face-Kupplungen handelt es sich um die Sonderausführung einer hydraulischen Steckkupplung. Auch bei dieser Kupplung wird zwischen den Ausführungen mit Innen- und Außengewinde als Schlauchanschluss und der Schott-Kupplung mit Rohranschluss unterschieden. In Abbildung 1-3 sind die Kupplungsmuffe (a) und der Kupplungsstecker (b) dargestellt.³

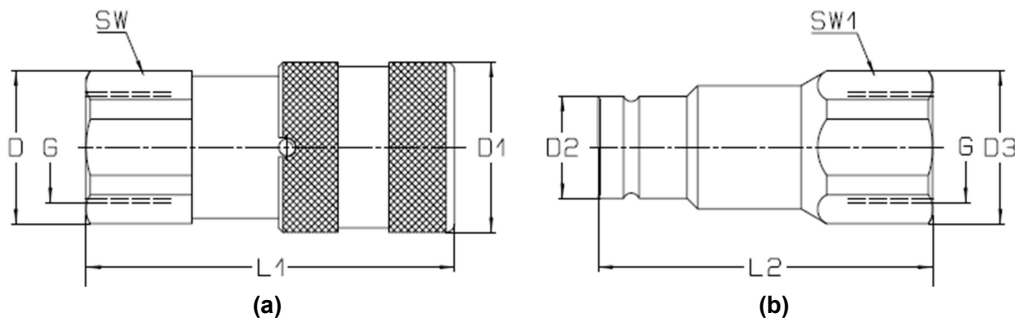


Abbildung 1-3: Flat-Face-Kupplung mit Innengewinde nach ISO 16028³

Das Kuppeln erfolgt durch das Verbinden des Steckers mit der Muffe. Die Kugeln in der Muffe rasten in der Umfangsnut des Steckers ein. Indem die äußere Hülse nach rechts oder links gedreht wird, wird eine zusätzliche Absicherung gegen die versehentliche Abtrennung erreicht. Zum Abkuppeln wird die Einkerbung des Rings in Übereinstimmung mit dem Sicherheitsbolzen gedreht und dann zurückgezogen.⁴

Die Vorteile dieser Kupplungsausführung liegen in der einfach sauber zu wischenden Oberfläche, einem minimalen Flüssigkeitsverlust bei häufigen Kuppelvorgängen, der Verdrehmöglichkeit im gekuppelten Zustand und dem Kuppeln mit nur einer Hand.⁴

Eigenschaften von leckölfreien Steckkupplungen:⁴

- Betriebsdruck: max. 350 bar
- Dichtungen:
 - O-Ring: NBR
 - Stützring: PTFE
- Temperaturbereich: -20°C bis +100°C
- Durchflussmenge: bis zu 200 l/min
- Kuppeln bei einem Restinnendruck von maximal 20 bar möglich

1.4.3 Hydraulik-Schraubkupplungen

Hydraulik-Schraubkupplungen gibt es in den Ausführungen mit Innen- und Außengewinde für einen Schlauchanschluss oder als Schott-Kupplung mit Rohranschluss. Abbildung 1-4 zeigt den Kupplungsstecker (a) und die Kupplungsmuffe (b) sowie den gekuppelten Zustand (c) einer Schraubkupplung mit Außengewinde.

³ vgl. Hydraulik Michler, 2001, Seite 46

⁴ vgl. HS Industrie Service, 2017, Seite 7 ff.

Die Verbindung erfolgt durch das Zusammenschrauben von Muffe und Stecker. Während des Kuppelvorgangs werden die eingebauten Ventile axial gegen eine Schraubenfeder gedrückt und öffnen sich.⁵

Beim Entkuppeln werden diese Ventile geschlossen bevor sich Stecker und Muffe trennen, somit ist die Möglichkeit eines Lufteintrittes in die Hydraulikleitungen so gut wie ausgeschlossen.⁵

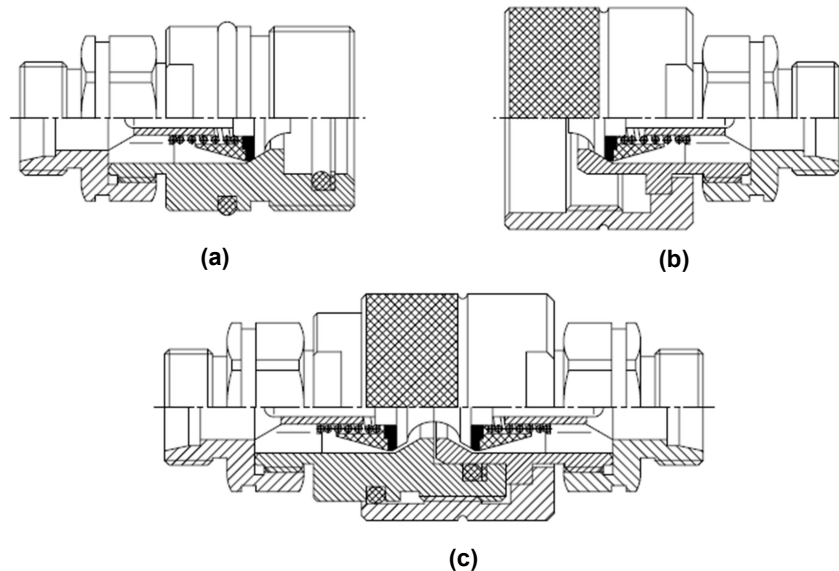


Abbildung 1-4: Hydraulik-Schraubkupplung mit Außengewinde⁵

Eigenschaften von Hydraulik-Schraubkupplungen:⁶

- Betriebsdruck: max. 450 bar
- Dichtungen:
 - O-Ring: NBR
 - Stützring: PTFE
- Temperaturbereich: -25°C bis +125°C
- je nach Baugröße ist das Kuppeln unter Restdruck zwischen 20-40 bar möglich⁶

1.4.4 Hydraulische Schnellwechselkupplungen

Bei dieser Art von Kupplungen handelt es sich um keine Normteile. Jeder Hersteller von hydraulischen Schnellwechselsystemen verwendet seine eigenen Kupplungen. In Abbildung 1-5 ist eine mögliche Ausführung einer hydraulischen Schnellwechselkupplung dargestellt. In diesem konkreten Anwendungsfall wird die Kupplung indirekt durch den mechanischen Schließmechanismus zwischen Baggerarm und Anbaugerät gekuppelt und gesichert. Ein wesentlicher Vorteil dieser Ausführung liegt in der Kuppelbarkeit unter Betriebsdruck.

⁵ vgl. Hydraulik Michler, 2001, Seite 4

⁶ HS Industrie Service, 2017, Seite 14

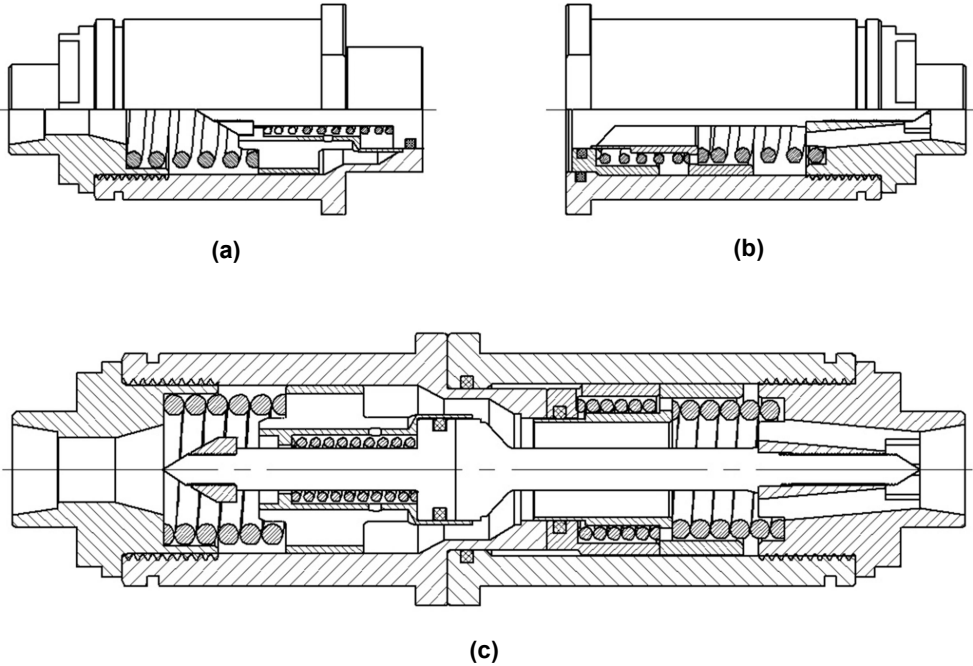


Abbildung 1-5: hydraulische Schnellwechselkupplung, (a) Stecker, (b) Buchse und (c) Schnittdarstellung des gekuppelten Zustandes, Quelle: eigene Darstellung

1.5 Dichtungen in der Ölhydraulik

Die Hauptaufgabe von Dichtungen ist es, den Spalt zwischen zwei Bauteilen gegen die hohen Drücke des Mediums weitestgehend abzudichten, um eine möglichst geringe Leckage zu erreichen. Weitere Anforderungen an die Dichtung sind:⁷

- Betriebssicherheit, geringer Verschleiß
- geringe Reibung und Kosten
- chemische und thermische Beständigkeit
- Form- und Lagebeständigkeit
- Montage- und Wartungsfreundlichkeit

Dichtungen lassen sich je nach Art der Relativbewegung zwischen den zu dichtenden Bauteilen in statische und dynamische Dichtungen einteilen. Als Dichtungswerkstoff kommen Metall, Gewebe, Gummi oder Kunststoffe zum Einsatz. Je nach eingesetztem Medium, gegen das abgedichtet werden soll, ist auf die richtige Werkstoffwahl zu achten. So wird beispielsweise NBR (Acrylnitril-Butadien-Kautschuk) als Werkstoff für hydraulische Dichtungen eingesetzt, da dieser hydrauliköl- und säurebeständig ist. Muss gegen Heißwasser oder Wasserdampf abgedichtet werden, so empfiehlt sich der Einsatz von EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk). Weitere Dichtungswerkstoffe sind u.a.:⁸

- PTFE (Polytetrafluorethylen): verschleißarm, ausgesprochen temperaturbeständig
- POM (Polyoxymethylen): hohe Steifigkeit, niedrige Reibwerte, dimensionsbeständig
- HPU/PU (Polyurethan): hohe mechanische Belastbarkeit und Elastizität, Gasdichtheit
- FPM/FKM (Fluor-Kautschuk): sehr beständig gegen Mineralöle

1.5.1 Statische Dichtungen

Diese Art von Dichtungen wird verwendet, um den Spalt zwischen zwei ruhenden Teilen zu dichten. Die am häufigsten verwendete statische Dichtung ist der O-Ring. Damit der O-Ring abdichten kann und nicht von der Drückflüssigkeit umströmt wird (Abbildung 1-6a), muss der Ring im eingebauten Zustand vorgespannt werden⁹. Um diese benötigten Anpresskräfte zu erreichen, muss der O-Ring-Durchmesser größer sein als die Nuttiefe (Abbildung 1-6b).¹⁰

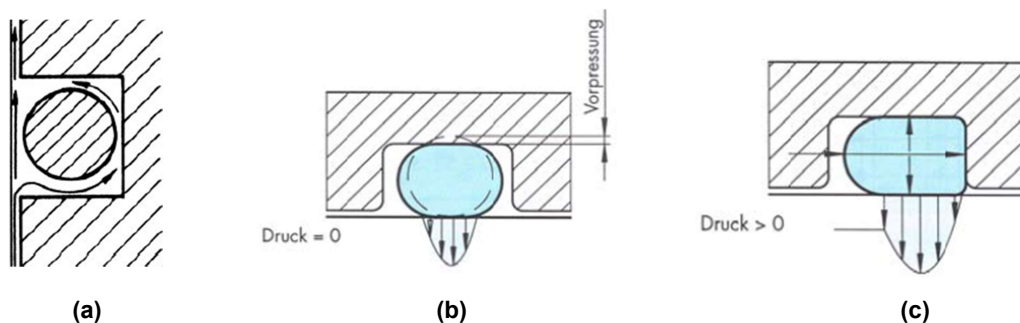


Abbildung 1-6: Einbausituationen und Vorpressung von O-Ringen, (a) falsche Einbausituation⁹, keine Dichtwirkung, (b) Pressung ohne Systemdruck, (c) Gesamtpressung durch Systemdruck¹⁰

⁷ vgl. H.G. Hochleitner, 2009, Seite 128

⁸ vgl. DDT - Dichtungstechnik GmbH, 2019

⁹ vgl. Bauer, 2016, Seite 210

¹⁰ vgl. H.G. Hochleitner, 2009, Seite 130

Auch die Nutbreite muss größer sein als der Durchmesser, damit sich der Ring bewegen kann. Die durch den Einbau entstehende Pressung wird durch den Systemdruck überlagert, wodurch eine Gesamtpressung entsteht, welche mit steigendem Systemdruck zunimmt (Abbildung 1-6c).¹¹

Durch die Beweglichkeit des O-Rings in der Nut, entsteht eine Dichtwirkung in beide Richtungen. Um das Einziehen in den Dichtspalt, die sogenannte Extrusion, zu reduzieren bzw. zu verhindern, muss stets die größtmögliche Schnurstärke gewählt werden (Abbildung 1-7a). Ist diese Maßnahme nicht ausreichend, so muss zusätzlich zum O-Ring ein Stützring verwendet werden (Abbildung 1-7b).¹¹

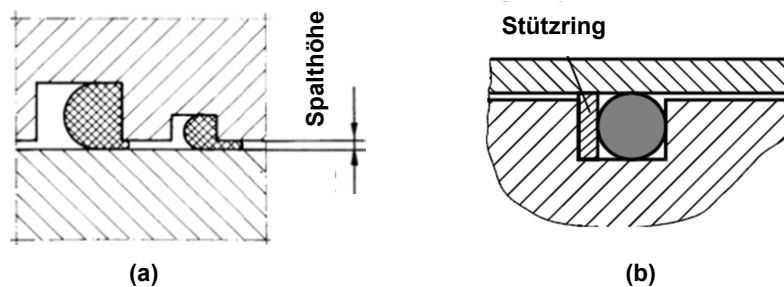


Abbildung 1-7: (a) Abhängigkeit der Extrusion von der Schnurstärke, (b) keine Extrusion bei Verwendung eines Stützrings¹¹

Eine weitere Art von statischen Dichtungen sind Flachdichtringe, welche vorwiegend zur Abdichtung von Nachfüll- bzw. Ablassschrauben von Ölbehältern verwendet werden¹². Auch Flachdichtungen werden häufig als Dichtmittel verwendet, stehen in verschiedenen Werkstoffen und unzähligen Formen zur Verfügung und sind oft Sonderanfertigungen.¹³

Außerdem zählen auch Quard-Ringe zu dieser Gruppe von Dichtungen. Sie haben gegenüber dem O-Ring einen wesentlichen Vorteil. Aufgrund seiner Form hat der Quard-Ring zwei Dichtstellen und neigt nicht zum Verdrehen in der Nut. Wie bei allen elastischen Dichtungen ist auch beim Einbau eines Quard-Ringes auf genügend Vorspannung zu achten (Abbildung 1-8).¹⁴

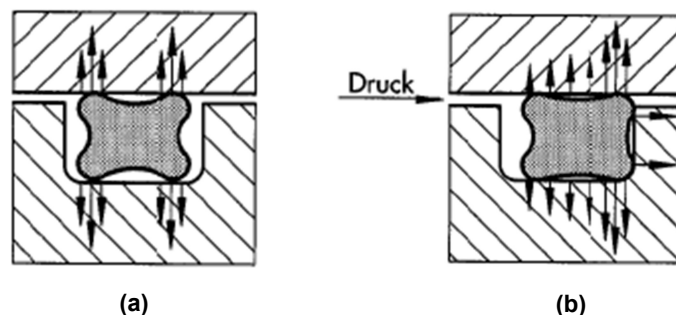


Abbildung 1-8: Einbausituation eines Quard-Rings, (a) ohne Systemdruck, (b) Drucküberlagerung aufgrund des Systemdrucks¹⁴

¹¹ vgl. H.G. Hochleitner, 2009, Seite 130

¹² vgl. Bauer, 2016, Seite 209

¹³ vgl. DDT - Dichtungstechnik GmbH, 2019

¹⁴ vgl. H.G. Hochleitner, 2009, Seite 142

1.5.2 Dynamische Dichtungen

Bei der Abdichtung von bewegten Bauteilen werden dynamische Dichtungen eingesetzt. Bei dieser Art von Dichtungen besteht die Gefahr, dass das Dichtelement in den Spalt gezogen wird. Weiters entsteht bei berührenden Dichtungen Reibung, welche zu einem erhöhten Verschleiß beiträgt und die Lebensdauer der Dichtung herabsetzt. Bei Bewegung entsteht ein sogenannter hydrodynamischer Schmierfilm, der einen kleinen Leckstrom erzeugt. Dieser dünne Schmierfilm wird aber geduldet bzw. ist sogar erwünscht, da dieser die Reibung der Dichtung vermindert.¹⁵

Bei Dichtungen aus elastischem Material können nur sehr niedrige Verfahrensgeschwindigkeiten bewältigt werden. Sind höhere Geschwindigkeiten gefordert, so sollte auf Gleitringe zurückgegriffen werden.¹⁶

Die bereits bei den statischen Dichtungen erwähnten O-Ringe können auch als dynamische Dichtungen eingesetzt werden. Es ist jedoch zu empfehlen, bei der Verwendung von O-Ringen Stützringe zu verwenden, um die Extrusion in den Dichtspalt zu vermeiden (Abbildung 1-9a,b). Um die Stützringe montieren zu können, liegen diese meist in geschlitzter Ausführung vor. Für den Einsatz unter höchsten Drücken kann der Stützring auch eine konkave Form besitzen, damit sich der O-Ring noch besser an den Stützring anlegen kann. Bei zusammengesetzten Dichtungen fungiert der O-Ring als Vorspannring für einen Gleitring (Abbildung 1-9c).^{17,18}

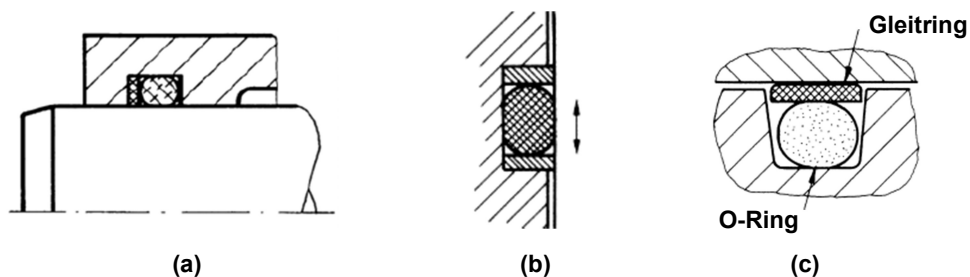


Abbildung 1-9: Verwendung von O-Ringen als dynamische Dichtungen^{17,18}

Weitere in der Hydraulik eingesetzte elastische Dichtungen sind u.a. Nutringe und Lippenringe. Nutringe sind Dichtelemente, die einseitig dichten und in unterschiedlichen Geometrien verfügbar sind. Bei größer werdendem Systemdruck, nimmt neben der Dichtflächenpressung auch die Berührfläche zu. Bei hohen Drücken wird der Ringrücken entweder mit einer Faserverstärkung oder einem integrierten Stützring ausgestattet.¹⁸

¹⁵ vgl. Bauer, 2016, Seite 211

¹⁶ vgl. Bauer, 2016, Seite 212

¹⁷ vgl. H.G. Hochleitner, 2009, Seite 138 ff.

¹⁸ vgl. Bauer, 2016, Seite 212 ff.

In Abbildung 1-10 ist eine mögliche Ausführung eines Nutrings und dessen Flächenpressung unter verschiedenen Systemdrücken dargestellt.¹⁹

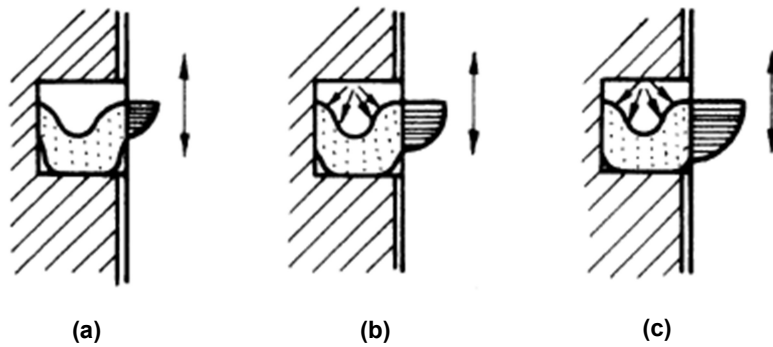


Abbildung 1-10: Einbausituation eines Nutrings, (a) Vorpressung, Flächenpressung bei (b) 100bar und (c) 200bar Systemdruck¹⁹

¹⁹ vgl. Bauer, 2016, Seite 212

1.6 Strömungsverluste

In diesem Kapitel werden wichtige Grundlagen der Strömungslehre, wie beispielsweise die Reynolds-Zahl Re , der Umschlag von laminarer auf turbulente Strömung oder der Druckverlust in Rohrleitungen Δp_V diskutiert. Weiters werden auch Begriffe wie hydraulisch glattes/raues Rohr definiert.

1.6.1 Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl ist eine wichtige, dimensionslose Kennzahl der Strömungsmechanik. Aus ihr ist ersichtlich, ob es sich bei einer Rohrströmung um eine laminare oder turbulente Strömung handelt.²⁰

$$Re = \frac{\bar{u} \cdot d_{hyd}}{\nu} \quad (1.1)$$

Wobei \bar{u} der mittleren Geschwindigkeit in m/s, d_{hyd} dem hydraulischen Durchmesser in m und ν der kinematischen Zähigkeit in m²/s entspricht. Handelt es sich um die Durchströmung eines Rohres, so entspricht der hydraulische Durchmesser dem Rohrrinnendurchmesser d . Bei anderen Querschnittsformen gilt:

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (1.2)$$

Dabei entspricht A der durchflossenen Querschnittsfläche und U der Umfangslänge des Querschnitts.²⁰ Handelt es sich um einen durchströmten Kreisring, so gilt für die Berechnung des hydraulischen Durchmessers

$$d_{hyd} = D - d \quad (1.3)$$

wobei D dem Außendurchmesser und d dem Innendurchmesser des Kreisrings in m entspricht.²¹

Da in der Praxis die Berechnung der Reynolds-Zahl durch die gegebenen Größen Q , d und ν erfolgt, kann für Gl.(1.1) eine Zahlenwertgleichung angegeben werden.²²

$$Re = 21,3 \cdot 10^3 \frac{Q}{d_{hyd} \cdot \nu} \quad (1.4)$$

In Gl. (1.4) müssen für Q der Volumenstrom in l/min, für d_{hyd} der hydraulische Durchmesser in mm und für ν die kinematische Zähigkeit in mm²/s eingesetzt werden.²²

1.6.2 Druckverluste in geraden Rohrleitungen

Bei den Strömungsverlusten wird zwischen Druckverlusten infolge von Wandreibung $\Delta p_{V,\lambda}$ und Verlusten, die zusätzlich entstehen, z.B. durch Umlenkung, Strömungsablösung oder

²⁰ vgl. Bauer, 2016, Seite 13

²¹ vgl. Anton Schweizer, 2019

²² vgl. Bauer, 2016, Seite 14

Verwirbelungen, auch als Zusatz- oder Einbauverluste $\Delta p_{V,\zeta}$ bezeichnet, unterschieden. Beide Verluste zusammen ergeben den Gesamtdruckverlust Δp_V .²³ Bei geraden Rohrleitungen mit kreisförmigem, gleichbleibendem Querschnitt wird der Druckverlust $\Delta p_{V,\lambda}$ bei stationärer Strömung mit der Gleichung nach Darcy-Weisbach berechnet:²⁴

$$\Delta p_{V,\lambda} = \lambda \frac{l}{d_{hyd}} \cdot \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 \quad (1.5)$$

1.6.2.1 Wandreibung bei laminarer Strömung

Im Bereich unterhalb der kritischen Reynolds-Zahl $Re < Re_{krit} = 2300$ ist eine Strömung laminar. Bei dieser Art von Strömungen treten keine Zusatzverluste auf, somit entsteht der gesamte Druckverlust durch Wandreibung. Die Rohrreibungszahl λ kann für isotherme, laminare Strömungen exakt durch das Gesetz von Hagen-Poiseuille berechnet werden:²³

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.6)$$

(1.6) in (1.5) eingesetzt ergibt den Druckverlust für eine laminare Rohrströmung:

$$\Delta p_{V,\lambda} = \frac{32 \cdot \eta \cdot l}{d_{hyd}^2} \cdot \bar{u} \quad (1.7)$$

Wie aus Gleichung (1.7) ersichtlich, ist der Druckverlust bei laminarer Strömung proportional zur Geschwindigkeit. Da bei technisch ausgeführten Anwendungen aber Zonen der Erwärmung und Abkühlung vorhanden sind, ist es besser mit dem Wert für nicht isotherme Strömungen zu rechnen.²⁵

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (1.8)$$

Der Druckverlust bei laminarer Strömung ist unabhängig von der Wandrauigkeit, proportional zur Strömungsgeschwindigkeit und bei dünnen Rohren größer als bei dicken.²³

1.6.2.2 Wandreibung bei turbulenter Strömung

Beim Umschlag vom laminaren zum turbulenten Strömungszustand $Re > Re_{krit} = 2300$ steigen der Widerstandsbeiwert und somit auch der Druckverlust sprunghaft an.²⁶

$$\begin{array}{ll} \text{laminar} & \Delta p_{V,\lambda} \sim \bar{u} \\ \text{turbulent} & \Delta p_{V,\lambda} \sim \bar{u}^2 \end{array}$$

Für turbulente Strömungen und hydraulische glatte Rohre im Bereich $2300 < Re < 10^5$ gilt das Gesetz von Blasius zur Bestimmung der Rohrreibungszahl λ .²⁶

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-\frac{1}{4}} \quad (1.9)$$

²³ vgl. Paschereit, 2011

²⁴ vgl. Bauer, 2016, Seite 14

²⁵ vgl. Bauer, 2016, Seite 15

²⁶ vgl. Steiner, 2016

Als weiteres empirisches Gesetz für glatte Rohre für den Bereich $Re > 2300$ kann auch das Gesetz von Prandtl verwendet werden.²⁷

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \cdot \ln(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (1.10)$$

Wird ein hydraulisch raues Rohr durchströmt $Re \rightarrow \infty$, hängt der Reibungsbeiwert nur von der relativen Rauheit ab, $\lambda = f(k_S/d)$, wobei k_S die Rauheit des jeweiligen Rohrmaterials beschreibt. Aus Messungen hat sich folgende Funktion ergeben.²⁷

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,0 \cdot \lg\left(\frac{k_S}{d}\right) + 1,14 \quad (1.11)$$

Für den Übergangsbereich von einer laminaren auf eine turbulente Strömung kann zur Bestimmung der Rohrreibungzahl λ die Interpolationsformel nach Colebrook und White herangezogen werden.²⁷

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,0 \cdot \lg\left(\frac{2,5l}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k_S}{3,7l \cdot d}\right) \quad (1.12)$$

Der Nachteil der obig genannten Formeln liegt darin, dass λ nicht als explizite Funktion vorliegt, wodurch diese für numerische Berechnungen nicht geeignet sind. Abhilfe hierfür wird sich durch die Verwendung einer alternativen Formulierung von λ nach Swamee und Jain, welche die Rohrreibungzahl als rein explizite Funktion darstellt, geschaffen:²⁷

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\lg\left(\frac{k_S}{3,7d} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)\right]^2} \quad (1.13)$$

Die Werte der Rohrreibungzahl λ wurden durch zahlreiche empirische Versuche evaluiert und sind im sogenannten Moody-Diagramm (Abbildung 1-11) dargestellt. Um das Moody-Diagramm nutzen zu können, muss die Rauheit k_S des jeweiligen Rohrmaterials bekannt sein. Erwähnenswert hierbei ist, dass nicht nur die tatsächlichen geometrischen Abmessungen der Rauigkeiten wichtig sind. In Referenztests wurden die „äquivalenten Sandrauheiten“ von verschiedenen Materialien ermittelt.²⁸

²⁷ vgl. Lang, et al., 2004, Seite 18

²⁸ vgl. Lang, et al., 2004, Seite 20

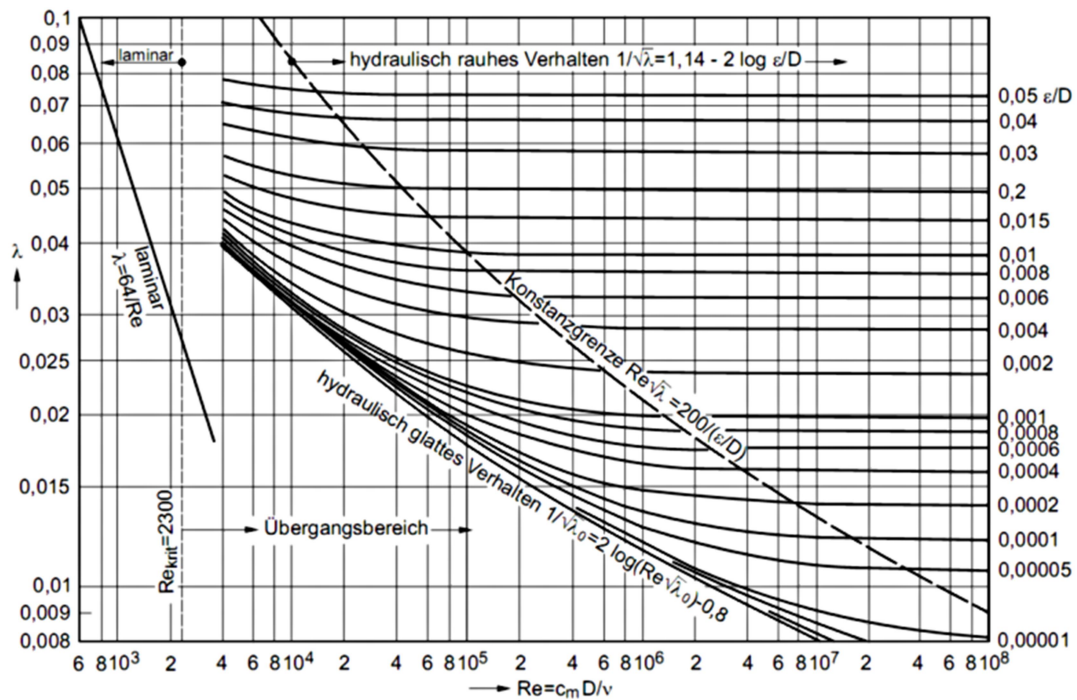


Abbildung 1-11: Moody-Diagramm: Rohrreibzahl λ für Rohrströmungen als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der relativen Rauheit k_s/d ²⁹

1.6.3 Örtliche Einbauverluste

Diese Zusatzdruckverluste treten nur bei turbulenten Strömungen auf und werden z.B. durch Einbauteile, Krümmen, Abzweigungen oder durch die Änderung des Strömungsquerschnitts verursacht. Es kommt zu Strömungsablösungen und dadurch zu Wirbelbildungen in Rezirkulations- und Nachlaufgebieten.²⁹

Der auftretende Druckverlust in Krümmern, Abzweigungen, Erweiterungen oder Verengungen wird auf den Staudruck der Geschwindigkeit im Nennquerschnitt bezogen:³⁰

$$\Delta p_{V,\zeta} = \zeta \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 \quad (1.14)$$

Die Widerstandswerte ζ müssen für die örtlichen Verluste experimentell bestimmt werden³⁰. Enthält eine Rohrleitung mehrere Einbauteile, so müssen die einzelnen Druckverluste summiert werden

$$\Delta p_{V,\zeta,ges} = \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 \cdot \sum \zeta_i \quad (1.15)$$

Somit ergibt sich für den Gesamtdruckverlust Δp_V

$$\Delta p_V = \Delta p_{V,\lambda} + \Delta p_{V,\zeta} = \lambda \frac{l}{d_{hyd}} \cdot \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 + \zeta \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 = \frac{\rho}{2} \bar{u}^2 \left[\lambda \frac{l}{d_{hyd}} + \zeta \right] \quad (1.16)$$

²⁹ vgl. Paschereit, 2011

³⁰ vgl. Bauer, 2016, Seite 17

1.7 Zerstörungsfreie Prüfverfahren

Im folgenden Kapitel werden ausgewählte zerstörungsfreie Prüfverfahren (zfP) erläutert und diskutiert.

1.7.1 Sichtprüfung

Die Sichtprüfung (engl. Visual Testing. – VT) ist ein zerstörungsfreies Verfahren zur Prüfung von Materialfehlern. Mittels dieses Verfahrens können Risse, Hohlräume, feste Einschlüsse, Formfehler und sonstige Unregelmäßigkeiten eines Werkstücks ermittelt werden, kurz gesagt handelt es sich bei diesem Verfahren um eine Oberflächenprüfung. Eine wichtige Voraussetzung zur Durchführung einer Sichtprüfung ist die Definition der Prüfmerkmale, auf die der Prüfer zu achten hat. Der Prüfbereich ist definiert als der zu untersuchende Bereich des Prüfstücks. Dieser ist sowohl durch seine Abmessungen als auch durch Angabe des Werkstoffs, des Oberflächenzustands, der ausreichenden Ausleuchtung und der Größe der gefundenen Fehler, Abweichungen oder Unregelmäßigkeiten definiert.³¹

Um die Sichtprüfung durchführen zu können, muss die zu prüfende Oberfläche sauber und metallisch blank, falls es sich um ein metallisches Prüfobjekt handelt, vorliegen, was eine Reinigung notwendig macht. Reinigungsmethoden sind u.a. Bürsten, Schleifen, Strahlen, Beizen, thermische Reinigung oder Ultraschallreinigung.³²

Dieses zerstörungsfreie Prüfverfahren kann zwischen direkter und indirekter Sichtprüfung unterschieden werden. Bei der direkten Prüfung wird der Strahlengang der Lichtquelle über den Prüfbereich hin zum Auge nicht unterbrochen.³² Häufig werden für diese Art der Prüfung Hilfsmittel, wie beispielsweise Lupen, Lehren, Zollstöcke, Messschieber, Laser-Entfernungsmesser und für die ausreichende Beleuchtung Lampen verwendet.³³

Von einer indirekten Prüfung wird gesprochen, wenn zur Untersuchung des Werkstücks Foto- oder Videotechnik verwendet wird. Hierbei wird der Strahlengang zwischen Prüfbereich und Auge unterbrochen.³²

1.7.2 Magnetpulverprüfung

Die Magnetpulverprüfung (engl. Magnetic Testing – MT) ist nur bei ferromagnetischen Werkstoffen möglich. Grundlage für diese Art von Materialprüfung ist die Magnetisierung von Werkstücken. Jeder Magnet erzeugt in seiner Umgebung ein magnetisches Feld, welches magnetisierbare Werkstoffe z.B. Eisenspäne, in eine bestimmte Richtung verschiebt. Die so entstehenden Linien werden Feldlinien genannt. Wird ein stromführender Leiter mit Strom durchflossen, erzeugt dieser auch ein Magnetfeld.³⁴

Zur Durchführung der Prüfung werden auf das zu prüfende Werkstück feine Eisenspäne gestreut und der Prüfling magnetisiert. Dadurch entstehen Feldlinien, welche parallel zur Oberfläche verlaufen.³⁵

³¹ vgl. Schiebold, 2015, Seite 4

³² vgl. Schiebold, 2015, Seite 6

³³ vgl. Schiebold, 2015, Seite 24ff.

³⁴ vgl. Schiebold, 2015, Seite 4 ff.

³⁵ vgl. Schiebold, 2015, Seite 25 ff.

Bei Rissen und oberflächennahen Fehlern muss der, durch den Riss hervorgerufene, Luftspalt überbrückt werden. Dies hat zur Folge, dass die Feldlinien, aufgrund der geringeren Leitfähigkeit der Luft, auf der einen Seite der Fehlstelle aus und auf der anderen Seite wieder in das Werkstück eintreten (siehe Abbildung 1-12a). Der entstehende Nord- und Südpol erzeugt einen Streufluss, der das Magnetpulver anzieht.³⁶

Parallel zu den Feldlinien liegende Risse können nicht angezeigt werden (Abbildung 1-12d), weshalb das Werkstück unter mehreren Winkeln magnetisiert werden muss. Weiters ist zu erwähnen, dass je tiefer sich der Fehler im Werkstück befindet, desto geringer ist die Anzeigestärke des Fehlers. Zur besseren Sichtbarkeit werden häufig fluoreszierende Prüfmittel verwendet. In Abbildung 1-12 sind die Verläufe der Feldlinien für verschiedene Risslagen dargestellt.³⁶

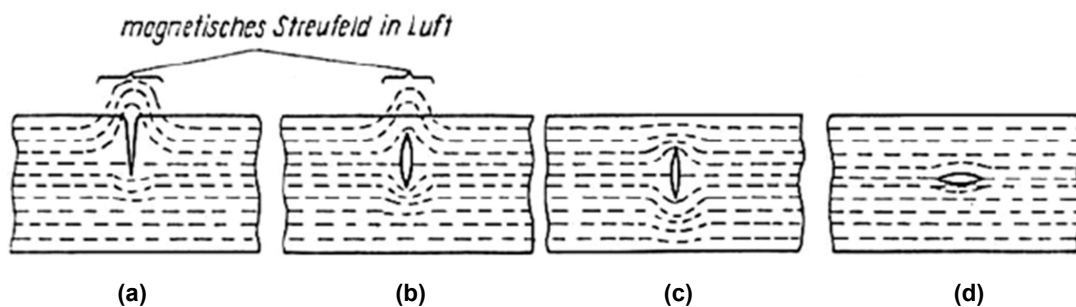


Abbildung 1-12: Verläufe der Feldlinien in der Nähe von Rissen: (a) Oberflächenfehler, (b) Fehler dicht unter der Oberfläche, (c) innerer Fehler, (d) Fehler parallel zur Oberfläche³⁶

Die Magnetisierung des Prüflings kann mittels Felddurchflutung oder Stromdurchflutung erfolgen.

1.7.2.1 Felddurchflutung

Bei dieser Art von Magnetisierung wird das Feld entweder durch ein Joch oder durch Spulen in das Prüfstück eingeleitet.

Bei der Jochmagnetisierung wird eine Spule mit einem hufeisenförmigen Eisenkern verwendet. Der Magnetisierungsstrom und der Polabstand sind für die Magnetisierleistung entscheidend. Mit dieser Methode können Fehler, welche senkrecht zur Stromrichtung liegen, also Querfehler, angezeigt werden. Ein wesentlicher Vorteil dieser Magnetisierungsart besteht darin, dass kein Strom durch das Werkstück fließt und dadurch keine Brandstellen an den Kontakten entstehen. Bei der Verwendung von Spulen zur Magnetisierung können ebenfalls Querfehler festgestellt werden.³⁷

1.7.2.2 Stromdurchflutung

Bei der Stromdurchflutung wird durch einen in das Werkstück eingeleiteten Strom magnetisiert, welcher im Prüfling selbst ein Magnetfeld erzeugt. Die Feldlinien bilden sich kreisförmig aus, sodass Längsfehler lokalisiert werden können.³⁸

³⁶ vgl. Schiebold, 2015, Seite 25 ff.

³⁷ vgl. Schiebold, 2015, Seite 43 ff.

³⁸ vgl. Schiebold, 2015, Seite 49

1.7.3 Eindringprüfung

Das Verfahren beruht auf der Kapillarwirkung, welche das Eindringvermögen von Flüssigkeiten in enge Spalten ermöglicht. Die Eindringfähigkeit des Eindringmittels wächst mit steigender Oberflächenspannung, kleinerer Dichte und besserer Benetzungsfähigkeit der Flüssigkeit, sowie kleinerer Breite des Fehlers im Feststoff. Der Verfahrensablauf ist in Abbildung 1-13 dargestellt.³⁹

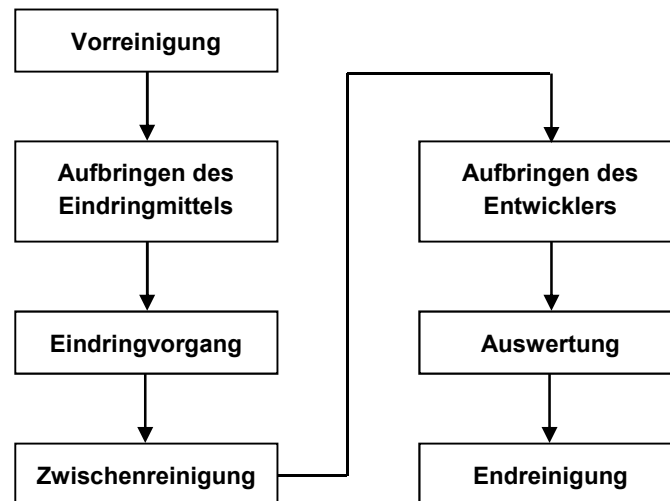


Abbildung 1-13: Verfahrensablauf bei der Eindringprüfung in Anlehnung an Schiebold, 2014, Seite 6

Um bei der Prüfung keine falschen Fehleranzeigen zu erhalten, muss zu Beginn der Prüfung die zu prüfende Oberfläche vorgereinigt werden. Je nach Verschmutzung kann die Reinigung mechanisch durch Bürsten, Schmirgeln, Honen, Feilen, Sandstrahlen, etc. oder chemisch durch Beizen, alkalische Farbentferner, Lösemittel, Ultraschall, usw. erfolgen.⁴⁰

Nach der Aufbringung des Eindringmittels beginnt der Eindringvorgang. Die Eindringdauer sollte im Regelfall zwischen 5 und 30 Minuten liegen. Um ein besseres Ergebnis zu erhalten, werden diesen Eindringflüssigkeiten gut sichtbare Farben oder fluoreszierende Stoffe beigemischt. Nach Ablauf der Einwirkzeit wird der Prüfling zwischengereinigt. Hierbei ist zu beachten, dass nicht zu stark gereinigt wird, um das Eindringmittel nicht aus den Oberflächenfehlern heraus zu waschen. Anschließend wird der Entwickler aufgebracht, der die Aufgabe hat, das Eindringmittel aus den Rissen herauszusaugen und zur Anzeige zu bringen.⁴⁰

1.7.4 Ultraschallprüfung

Grundlage für die Ultraschallprüfung (engl. Ultrasonic Testing – UT) bildet die Ausbreitung von Schallwellen in Materie. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit, auch Schallgeschwindigkeit genannt, ist abhängig von den elastischen Eigenschaften und der Dichte des Mediums.⁴¹

³⁹ vgl. Schiebold, 2014, Seite 5 ff.

⁴⁰ vgl. Schiebold, 2014, Seite 19 ff.

⁴¹ vgl. Schiebold, 2015, Seite 3 ff.

Befindet sich kein Fehler im Bauteil (Abbildung 1-14a), so breitet sich die Schallwelle bis zur Werkstückrückseite aus, wird dort reflektiert und kommt als Echo zurück zum Prüfkopf. Ist das Bauteil jedoch durch einen Riss oder Lunker fehlerbehaftet (Abbildung 1-14b), so wird ein Teil der Welle durch diesen reflektiert und trifft zu einem früheren Zeitpunkt als „Fehlerecho“ am Empfänger ein. Bei diesem sogenannten Impuls-Echo-Verfahren dient der Prüfkopf sowohl als Sender als auch als Empfänger, wodurch die Bestimmung der Tiefenlage eines Fehlers durch Laufzeitmessung möglich ist.⁴²

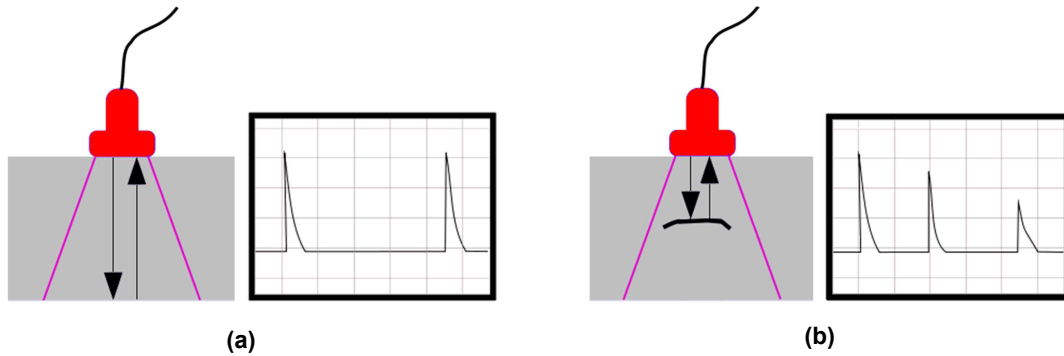


Abbildung 1-14: Prinzip der Ultraschallprüfung⁴²

Das Durchschallungsverfahren stellt ein weiteres Ultraschallprüfverfahren dar, welches nur zum Nachweis relativ großflächiger Fehler verwendet werden kann, wie beispielsweise Dopplungen in Plattenmaterial.⁴³

Ein wichtiger Parameter für die Ultraschallprüfung ist die Wellenlänge λ_W , welche sich aus der Schallgeschwindigkeit c und der Frequenz f des verwendeten Schwingers berechnen lässt:⁴³

$$\lambda_W = \frac{c}{f} \quad (1.17)$$

Mithilfe der Wellenlänge kann theoretisch eine Aussage zum Nachweis von Fehlern im Werkstück gemacht werden. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Nachweisgrenze etwa zwischen dem 0,2 bis 0,5-fachen der Wellenlänge liegt. In Tabelle 1-1 sind typische Wellenlängen für die Prüfung von Stahl mit den Nachweisgrenzen angegeben.⁴³

Tabelle 1-1 typische Wellenlängen und Nachweisgrenzen für Stahl⁴⁴

Wellenart	Wellenlänge und Nachweisgrenzen in mm für folgende Frequenzen				
	0,5 MHz	1 MHz	2 MHz	4 MHz	6 MHz
Longitudinalwelle	11,84	5,92	2,96	1,48	0,98
Nachweisgrenze	2,4 – 6	1,2 – 3	0,6 – 1,5	0,3 – 0,75	0,2 – 0,5
Transversalwelle	6,51	3,25	1,63	0,81	0,54
Nachweisgrenze	1,3 – 3,2	0,7 – 1,6	0,3 – 0,8	0,2 – 0,4	0,1 – 0,3

⁴² vgl. EWP - Explore the World of Piping, 2019

⁴³ vgl. Schiebold, 2015, Seite 4 ff.

⁴⁴ vgl. Schiebold, 2015, Seite 6

1.7.5 Durchstrahlungsprüfung

Die Durchstrahlungsprüfung (engl. Radiographic Testing – RT) beruht auf der Erzeugung von Röntgenstrahlung. Diese wird durch die Beschleunigung von Elektronen zur Anode in einer Glas- oder Keramikröhre, in der sich Vakuum befindet, durch Anlegung einer Hochspannung erzeugt. Die Anode besteht aus Wolfram und hat die Aufgabe, die Elektronen abzubremsen und dadurch die benötigte Röntgenstrahlung zu erzeugen.⁴⁵

In Abbildung 1-15 sind der Aufbau einer Röntgenröhre und das Prinzip der Röntgenprüfung dargestellt.

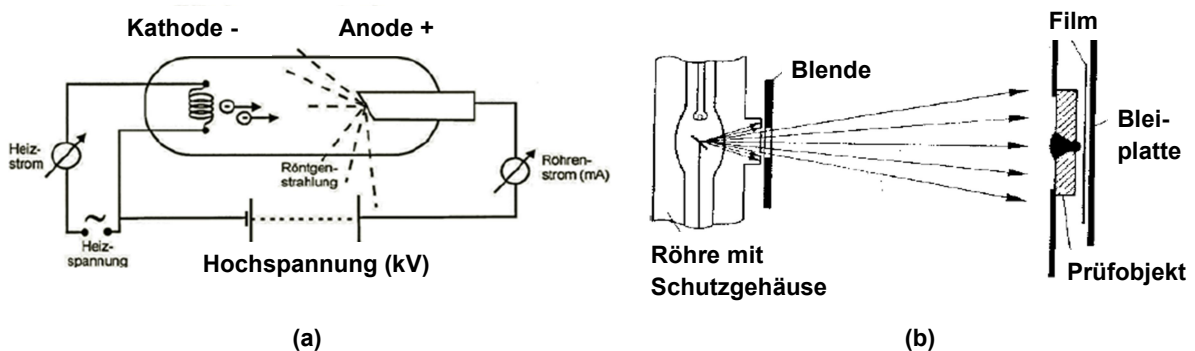


Abbildung 1-15: (a) Aufbau einer Röntgenröhre⁴⁵, (b) Verfahrensprinzip der Röntgenprüfung⁴⁷

Mithilfe der erzeugten Strahlung erscheint auf einem Röntgenfilm das Projektionsbild des durchstrahlten Werkstücks. Befindet sich ein Riss oder ein Lunker im Inneren des Bauteils, so ändert sich die Materialdicke bzw. die lokale Dichte des Prüfobjekts und damit auch der Schwärzungsgrad am Film. Je dicker bzw. dichter das Bauteil ist, desto weniger Röntgenstrahlung kann dieses durchdringen und desto heller erscheint die Abbildung am Film.⁴⁶

Mit diesem Prüfverfahren lassen sich Volumenfehler und die dazugehörige Fehlergröße ermitteln. Jedoch ist zu erwähnen, dass bei ungünstiger Lage des Fehlers, dieser nicht nachgewiesen werden kann.⁴⁷

⁴⁵ vgl. Schiebold, 2015, Seite 6 ff.

⁴⁶ vgl. Zeros GmbH, 2019

⁴⁷ vgl. Enzinger, 2016

2 Methodik

2.1 Vermessung und Konstruktion der Kupplungen

Um die bestehenden Kupplungen simulieren zu können, mussten diese zuerst auseinandergenommen, die Einzelteile vermessen und anschließend in Solidworks konstruiert werden. Dies war notwendig, da zu den einzelnen Kupplungen leider keine CAD-Konstruktionen vorliegen. Die ersten Schwierigkeiten stellten sich beim Zerlegen der Kupplungen heraus, da die Schraubverbindungen verklebt waren. Erst durch das Einspannen in eine Drehmaschine konnte auch die letzten Verschraubungen gelöst werden. Eine der vermessenen Kupplungen mit dem Nenndurchfluss von 60l/min ist in Abbildung 2-1 dargestellt.

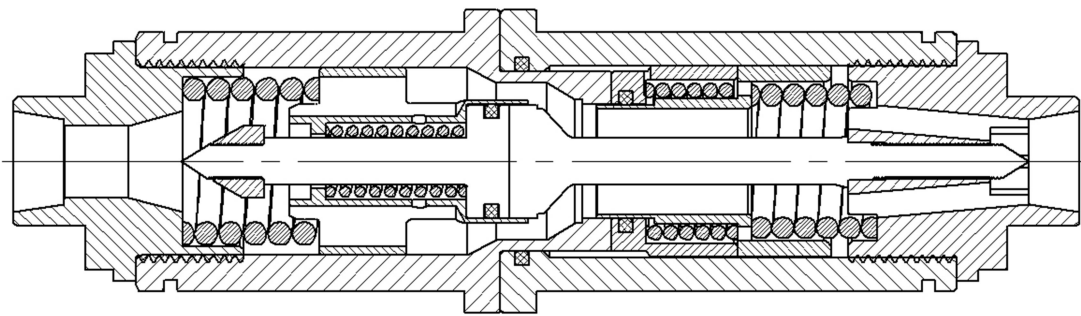


Abbildung 2-1: Schnittdarstellung der geöffneten Schnellwechselkupplung mit $Q = 60$ l/min

Zur Vermessung der Außendurchmesser und für die Tiefenmessungen wurde eine Schieblehre mit digitaler Anzeige verwendet. Für die Bestimmung der Bohrungsdurchmesser wurden Bohrer mit aufsteigendem Durchmesser durch die Bohrlöcher geführt, bis die richtige Größe gefunden war.

Für eine bessere Veranschaulichung der Strömungsräume im Inneren der Kupplung ist in Abbildung 2-2 noch eine 3D-Schnittdarstellung einer geöffneten Schnellwechselkupplung mit einem Nenndurchfluss von 250 l/min dargestellt.

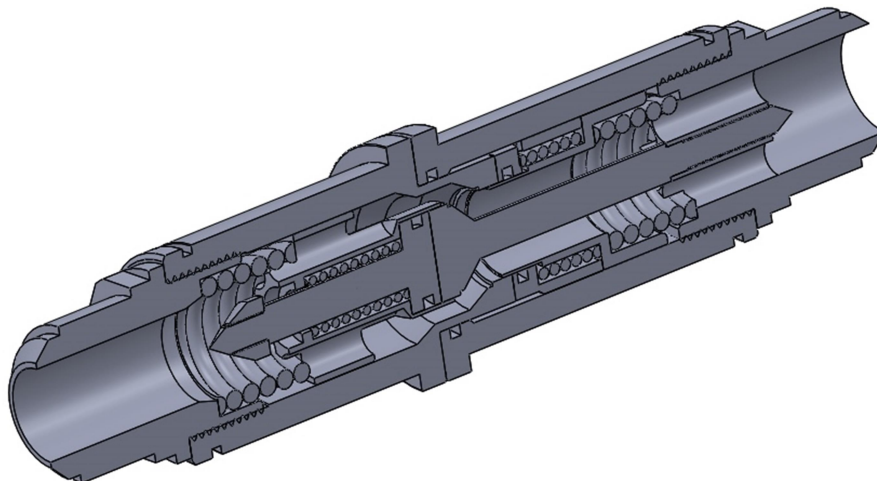


Abbildung 2-2: 3D-Schnittdarstellung einer geöffneten Kupplung mit $Q = 250$ l/min

2.2 Simulation der bestehenden Kupplungen

Die Simulationen der hydraulischen Kupplungen wurden mit der Simulationssoftware durchgeführt und dienen als Grundlage für die nachfolgende Optimierung.

2.2.1 Geometrie und Vernetzung

Um die Simulation beginnen zu können, wurde in Solidworks aus den Kupplungen im geöffneten Zustand eine Negativform erstellt, welche das Volumen, in dem das Hydrauliköl fließt, abbildet.

Für den ersten Simulationsdurchlauf wurde diese Form ohne Änderungen verwendet und vernetzt. Als Vernetzungsparameter wurden die Standardeinstellungen von CFX – Meshing verwendet. Das erstellte Netz für die Kupplung mit Nenndurchfluss von 60 l/min ist in Abbildung 2-3 dargestellt.

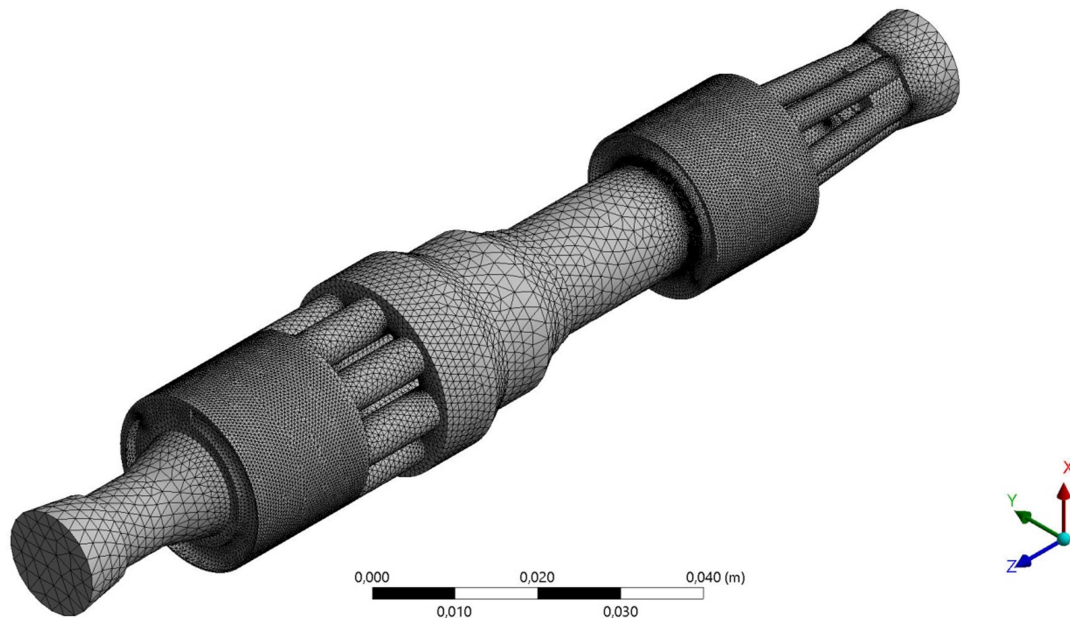


Abbildung 2-3: Ergebnis der ersten Vernetzung der Negativform mit einem Nenndurchfluss von $Q = 60$ l/min

Wie aus Abbildung 2-3 schnell ersichtlich wird, handelt es sich hier um keine optimale Vernetzung, da vor allem in den Bereichen der Federn eine große Menge an Elementen mit vielen Knoten erstellt wurde. Das bringt einen enormen Rechenaufwand mit sich, weshalb in den nächsten Arbeitsschritten versucht wird, die Geometrie zu vereinfachen. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf die Negativform in mehrere kleinere Bauteile aufgeteilt, um eine bessere Vernetzung zu erhalten.

Für die zweite Probesimulation wurde der vordere Bereich der Negativform in einzelne Bauteile geringerer Komplexität aufgeteilt und anschließend in Solidworks wieder zu einer Baugruppe zusammengefügt. Zusätzlich wurde die Geometrie der ersten Feder entfernt, um den Bereich im Inneren der Feder besser vernetzen zu können, da dort eine enorme Querschnittsverengung vorliegt.

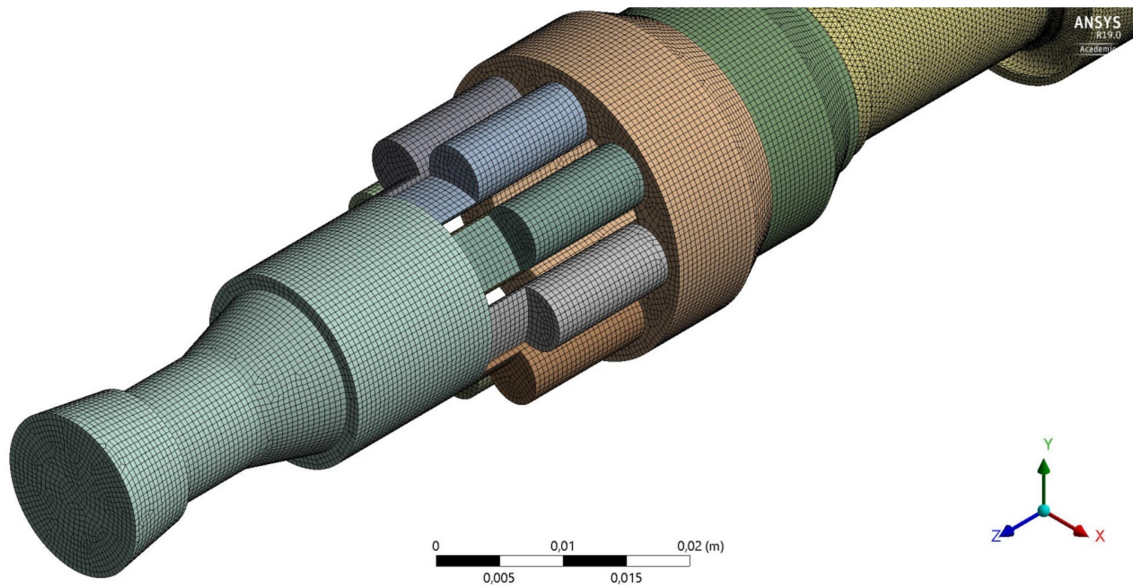


Abbildung 2-4: „Hex-Dominant“ – Vernetzung des vorderen Bereichs der Negativform

Die in Abbildung 2-4 dargestellte Vernetzung ist aus hexaederförmigen Volumenelementen aufgebaut. Wie sofort ersichtlich, handelt es sich hierbei um eine sehr regelmäßige, gerichtete Vernetzungsart, welche bei geringer Knoten- und Elementanzahl eine hohe Genauigkeit der Ergebnisse zulässt.⁴⁸

Im nächsten Schritt wurde die Geometrie der Negativform noch weiter vereinfacht und in noch mehr Einzelteile aufgespalten. Dazu kommt, dass nun auch die zweite Feder von der Geometrie entfernt wurde. Eine Explosionsdarstellung der Einzelbauteile der Negativform ist in Abbildung 2-5 dargestellt.

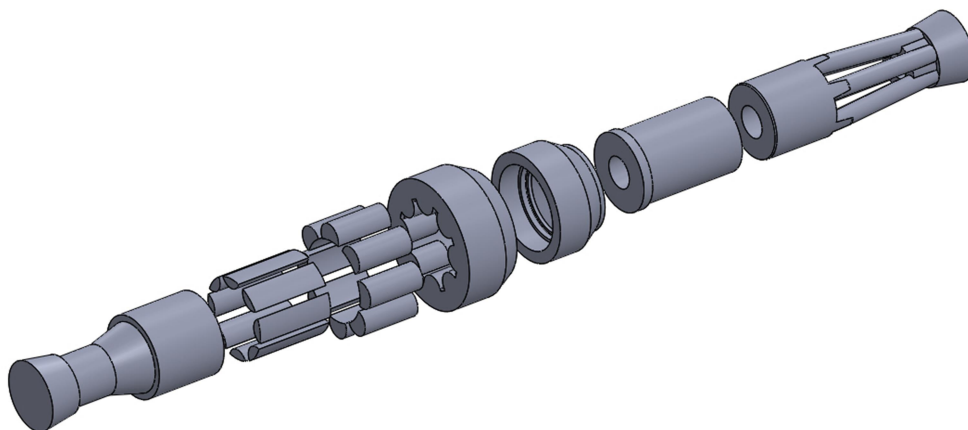


Abbildung 2-5: Explosionsdarstellung der einzelnen Bauteile der Negativform

Im weiteren Verlauf wurden die Elemente des Netzes solange verfeinert, bis sich eine akzeptable Netzdichte ergeben hat (Abbildung 2-6). Nun kann davon ausgegangen werden, dass das Netz für die anschließenden Berechnungen präzise genug ist.

⁴⁸ vgl. CADFEM-WikiPLUS, 2019

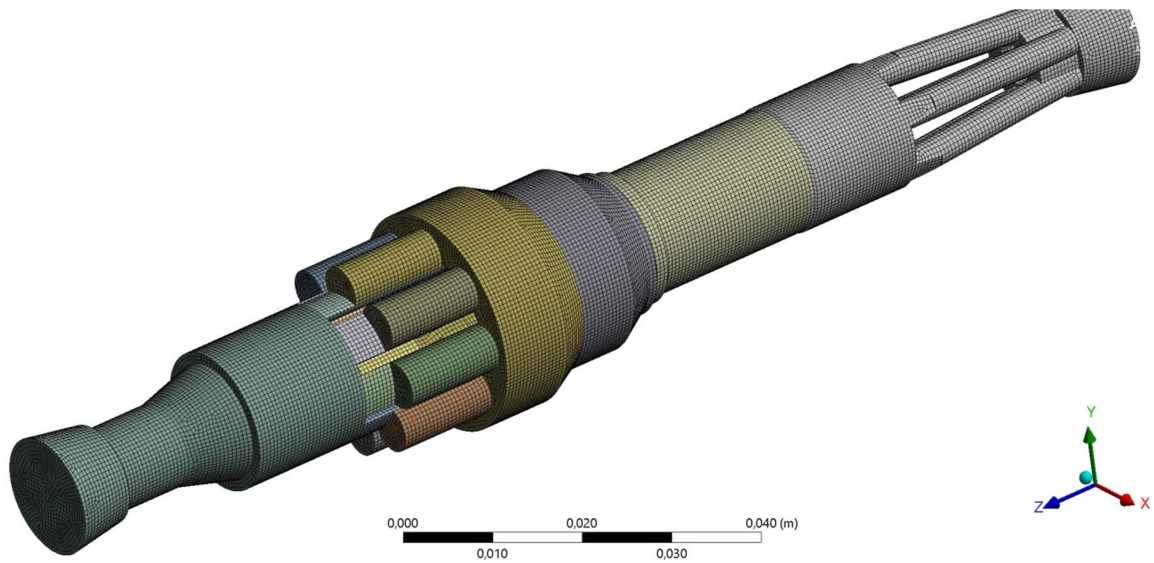


Abbildung 2-6: Endergebnis der Verfeinerung des Netzes

Unter Ausnützung der Symmetrie konnte schlussendlich die Geometrie auf ein Viertel reduziert werden. Dies reduziert den Rechenaufwand bei der Simulation um ein Vielfaches. Die Vernetzung für die anschließende, finale Simulation der Kupplungen kann Abbildung 2-7 entnommen werden.

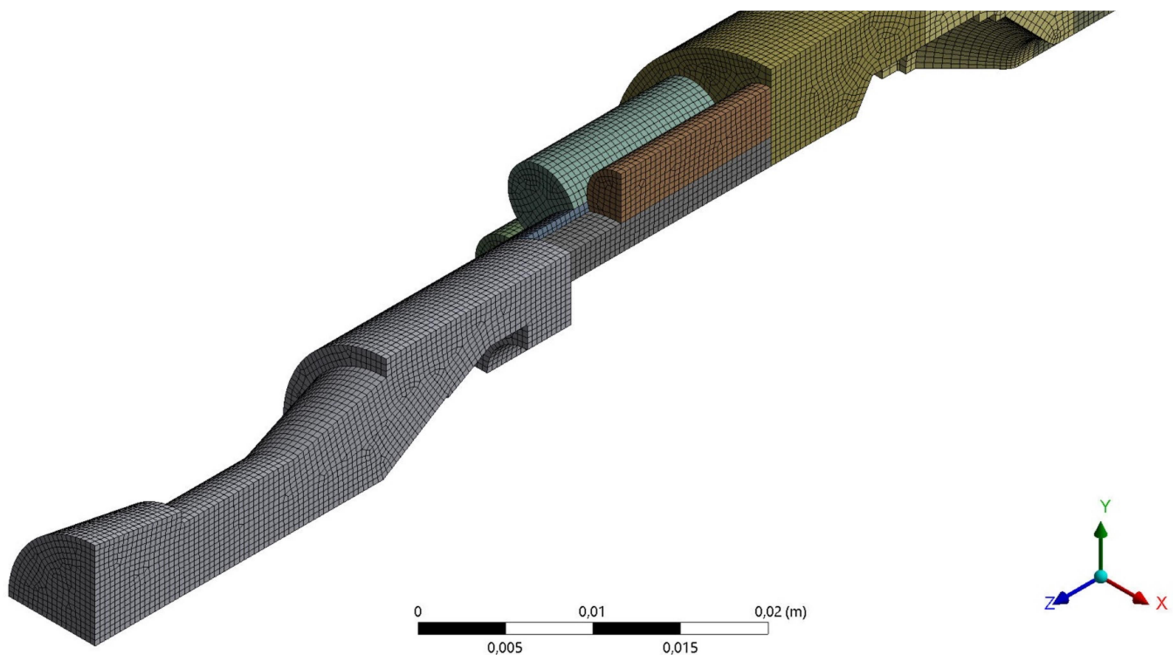


Abbildung 2-7: Finale Vernetzung der Geometrie für die anschließende Simulation

2.2.2 Setup der Simulation

Dieser Arbeitsschritt definiert alle Randbedingungen, das Medium, die Symmetrien und die Solversteuerung für die Simulation. Des Weiteren werden auch die Herstellervorgaben im Simulationsprogramm hinterlegt.

2.2.2.1 Betriebstemperatur, Druck und Durchfluss

Diese Parameter sind Herstellerangaben und wurden von der Firma Winkelbauer GmbH vorgegeben. So sollen bei der Simulation eine konstante Betriebstemperatur von 80°C und ein Druck von 270 bar am Kupplungsausgang angenommen werden.

Der Durchfluss variiert je nach Kupplungsart. Bei den Kupplungen mit kleinem Anschluss wird ein Durchfluss von 60 l/min erreicht, während die große Kupplung sogar bis zu 270 l/min zulässt. In Tabelle 2-1 sind die umgerechneten Durchflussdaten in kg/s angegeben, da die Simulationssoftware die Eingabe als l/min nicht akzeptiert. Da die Negativform gevierteilt wurde, um den Rechenaufwand zu reduzieren, müssen auch die Durchflüsse darauf abgestimmt werden.

Tabelle 2-1 Umrechnung des Durchflusses von l/min auf kg/s

Kupplungsgröße	Durchfluss in kg/s	gevierteilter Durchfluss
klein	$Q = 60 \frac{l}{min} \equiv 0,852 \frac{kg}{s}$	$Q = 0,213 \frac{kg}{s}$
groß	$Q = 250 \frac{l}{min} \equiv 3,55 \frac{kg}{s}$	$Q = 0,8875 \frac{kg}{s}$

2.2.2.2 Definition des Mediums

Als Medium wird natürlich, wie in der Realität, Mineralöl verwendet. Im konkreten Fall wurden die Daten eines HLP 46 Hydrauliköls in der Materialbibliothek der Simulationssoftware hinterlegt. Zu den Kennwerten zählen u.a. die Dichte, Viskosität, molare Masse und der Wärmeausdehnungskoeffizient. Eine gesamte Auflistung aller Eingabewerte zur Definition des Ölmodells kann aus Tabelle 2-2 entnommen werden. Da die kinematische Viskosität ν temperatur- und druckabhängig ist, wurde zur Bestimmung dieses Wertes das Ubbelohde-Diagramm für Hydrauliköle herangezogen. Auch die Dichte ρ wurde mittels eines Diagramms bestimmt. Die Vorgehensweise zur Bestimmung dieser beiden Kennwerte wird in Anhang A.1 beschrieben.

Tabelle 2-2 Materialdaten: Hydrauliköl HLP 46 bei 80°C und 270 bar

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
kinematische Viskosität	ν	16	$\frac{mm^2}{s}$
Dichte	ρ	852	$\frac{kg}{m^3}$
dynamische Viskosität	η	0,01363	$\frac{kg}{m \cdot s}$
spez. Wärmekapazität	c_p	1885	$\frac{J}{kg \cdot K}$
molare Masse	M	530	$\frac{kg}{kmol}$
Wärmeausdehnungskoeffizient	α	0,0007	$\frac{1}{K}$

2.2.2.3 Definition der Grenzen

In diesem Schritt werden die Grenzen (engl. Boundaries) an der Geometrie festgelegt. Für eine fluiddynamische Simulation müssen der Zufluss (engl. Inlet), der Abfluss (engl. Outlet) und die Wandbegrenzung (engl. Wall) definiert werden. Da die Durchströmung der Kupplungen beidseitig erfolgen kann, müssen bei der Simulation in die andere Richtung die Definitionen von Inlet und Outlet vertauscht werden. Ein konkreter Fall der Definition von Inlet und Outlet an der Negativform ist in Abbildung 2-8 dargestellt.

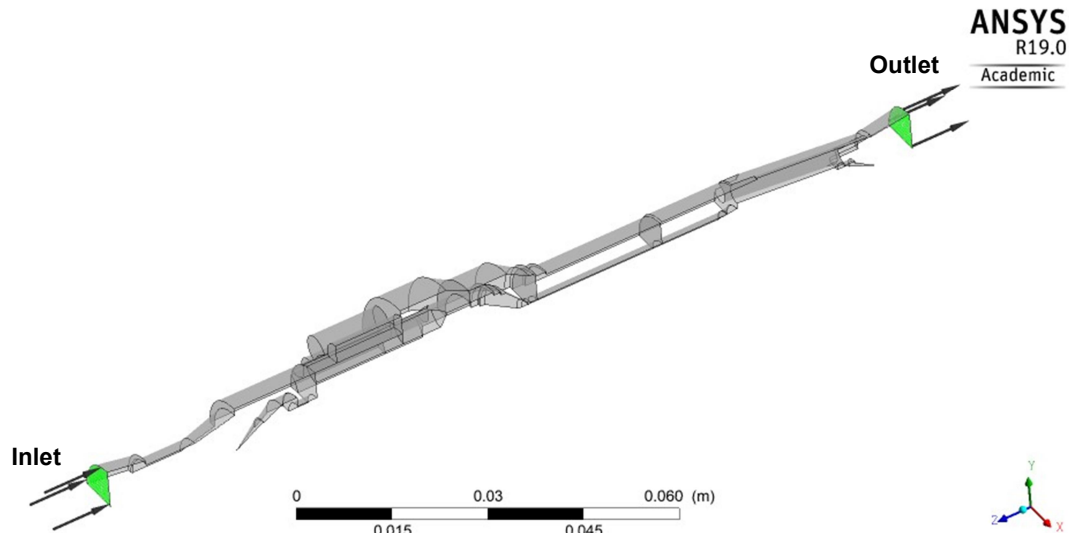


Abbildung 2-8: Definition von Inlet und Outlet an der Negativform der Kupplung

Da die Negativform gevierteilt wurde, müssen auch Symmetrieebenen an den Schnittflächen berücksichtigt und in den Boundaries hinterlegt werden.

2.2.2.4 Solver Control und Output Control

In den Solver Control Einstellungen wurden einerseits die Anzahl der minimalen und maximalen Iterationsschritte und andererseits das Abbruch- bzw. Konvergenzkriterium für den Solver festgelegt. Konvergiert das Ergebnis des aktuellen Iterationsschrittes um weniger als der vorgegebene Wert um das Ergebnis der vorherigen Iteration, so wird die Simulation vor Erreichen des vorgegebenen, maximalen Iterationsschrittes abgebrochen.

Da bei der Simulation vor allem der Druckverlust zwischen Inlet und Outlet im Vordergrund der Betrachtung steht, wurde ein neuer Ausdruck (engl. Expression) in den Funktionen definiert, welcher den Druckverlust Δp berechnen soll:

$$\Delta p = \mathit{areaAve}(\mathit{Total Pressure})@INLET - \mathit{areaAve}(\mathit{Total Pressure})@OUTLET \quad (2.1)$$

Wobei der Ausdruck "areaAve" den flächenabhängigen Durchschnitt der Variable "Total Pressure" berechnet.

Im Output Control wurde dann in der Registerkarte "Monitor" eine neue "Monitor Expression" definiert, die als Ergebnis ein Diagramm mit dem zuvor berechneten Druckverlust Δp , aufgetragen über der Anzahl der Iterationsschritte, ausgeben soll.

2.3 Optimierung der Kupplungen

Im Allgemeinen ist die Konstruktion der Kupplungen funktions- und strömungstechnisch sehr gut ausgeführt, jedoch gibt es einige Regionen, in denen das Strömungsverhalten auf jeden Fall verbessert werden kann. Der Fokus der Optimierung liegt vor allem an Stellen starker Querschnittsreduktionen.

2.3.1 Optimierungsmaßnahmen an der kleinen Kupplung

Das Hauptaugenmerk der Optimierungsmaßnahmen innerhalb der kleinen Kupplung gilt vor allem den in Abbildung 2-9 gekennzeichneten Regionen.

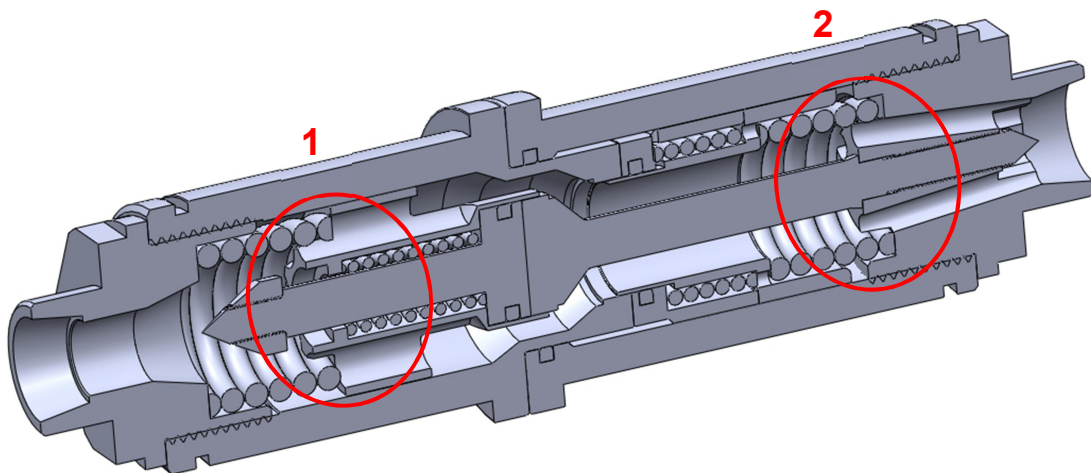


Abbildung 2-9: Zwei Optimierungsbereiche an der bestehenden Kupplung mit Nenndurchfluss von 60 l/min

Im ersten Optimierungsschritt wurde sich auf die starke Querschnittsreduzierung im Bereich der ersten Feder konzentriert. Wie aus Abbildung 2-10 (links) ersichtlich, wird in der derzeitigen Ausführung mehr als die Hälfte des Durchmessers der acht Bohrungen von einer Feder überdeckt, was zu einer Querschnittsverengung und somit zu einer sehr schlechten Strömungssituation führt. Unter der vereinfachten Annahme, dass das Hydrauliköl eine konstante Dichte besitzt, wird aufgrund der Kontinuitätsgleichung

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 \quad (2.2)$$

$$u_2 = \frac{A_1}{A_2} u_1 \quad (2.3)$$

ersichtlich, dass sich die Geschwindigkeit umgekehrt proportional zur Querschnittsfläche ändert. Im konkreten Fall der hydraulischen Kupplung bedeutet dies, dass die Geschwindigkeit im Bereich der Verengung sehr stark ansteigt. Da die Geschwindigkeit bei turbulenter Strömung zum Quadrat in die Formel für den Druckverlust eingeht (siehe Gl. (1.5)), ist in diesem Bereich mit großen Strömungsverlusten zu rechnen.

Zur Verhinderung dieser starken Querschnittsveränderung wurde das Kupplungsgehäuse um 10 mm verlängert und zwischen Innenhülse und Druckfeder eine Zwischenhülse mit der Form eines Diffusors eingefügt. Das Ergebnis dieser Optimierungsmaßnahme ist in Abbildung 2-10 dokumentiert.

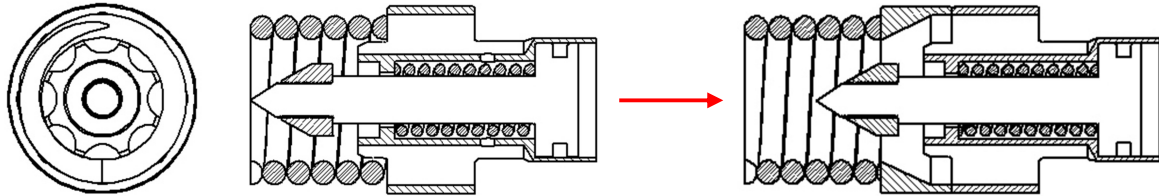


Abbildung 2-10: Innenhülse des Kupplungssteckers inklusive Feder in bestehender Ausführung (links) und optimiert durch eine Zwischenhülse (rechts)

Die Region für die zweite Optimierungsmaßnahme befindet sich an der Mutter der Buchse (siehe Abbildung 2-9 rechts). Dort verringert sich die Querschnittsfläche von der Form eines Kreisringes zu der Form von sechs, symmetrisch um die Rotationsachse angeordnete, Bohrungen mit einem Durchmesser von 3,5 mm. Dadurch kann auch hier von einer starken Querschnittsreduktion gesprochen werden. Um die Länge der Bohrungen und dadurch auch die Strömungsverluste zu reduzieren, wurden im ersten Optimierungsschritt Material im Bereich der Feder entfernt und die Kanten der Bohrlöcher angefasst (Abbildung 2-11a).

Um nicht nur die Länge der Bohrung zu verkürzen, sondern auch die Querschnittsfläche zu vergrößern, wurden im zweiten Optimierungsschritt jeweils zwei Bohrungen zu einem „nierenförmigen Querschnitt“ zusammengefasst (Abbildung 2-11c). Diese Form ist zwar aufwendiger herzustellen, jedoch kommt es dadurch zu einer weiteren Verbesserung hinsichtlich des Druckverlusts innerhalb der Kupplung.

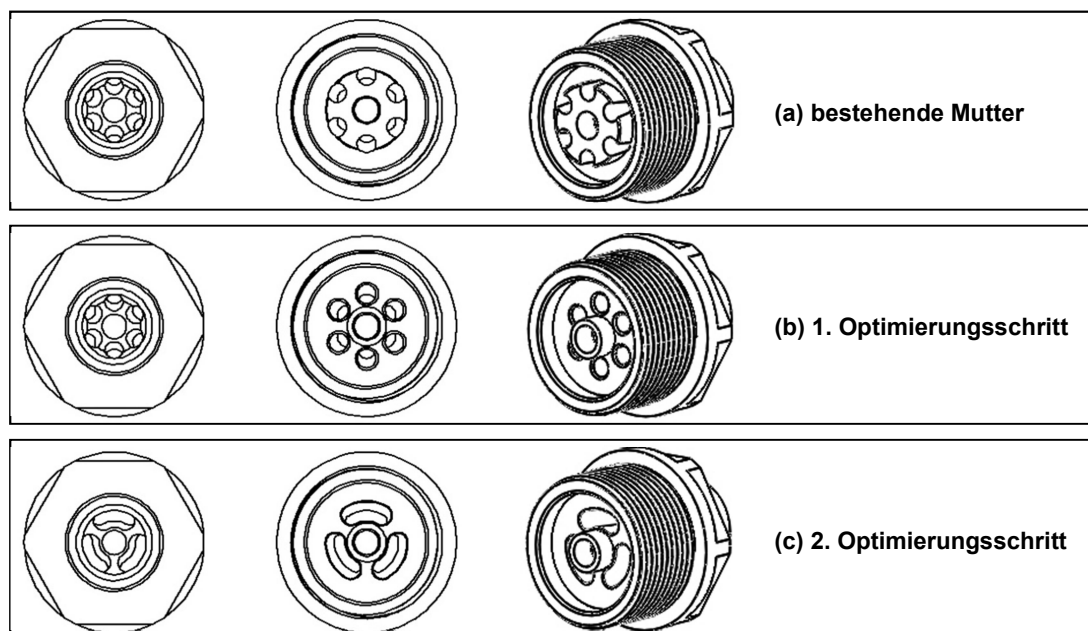


Abbildung 2-11: Optimierungsmaßnahmen an der Mutter der kleinen Kupplung mit $Q = 60$ l/min

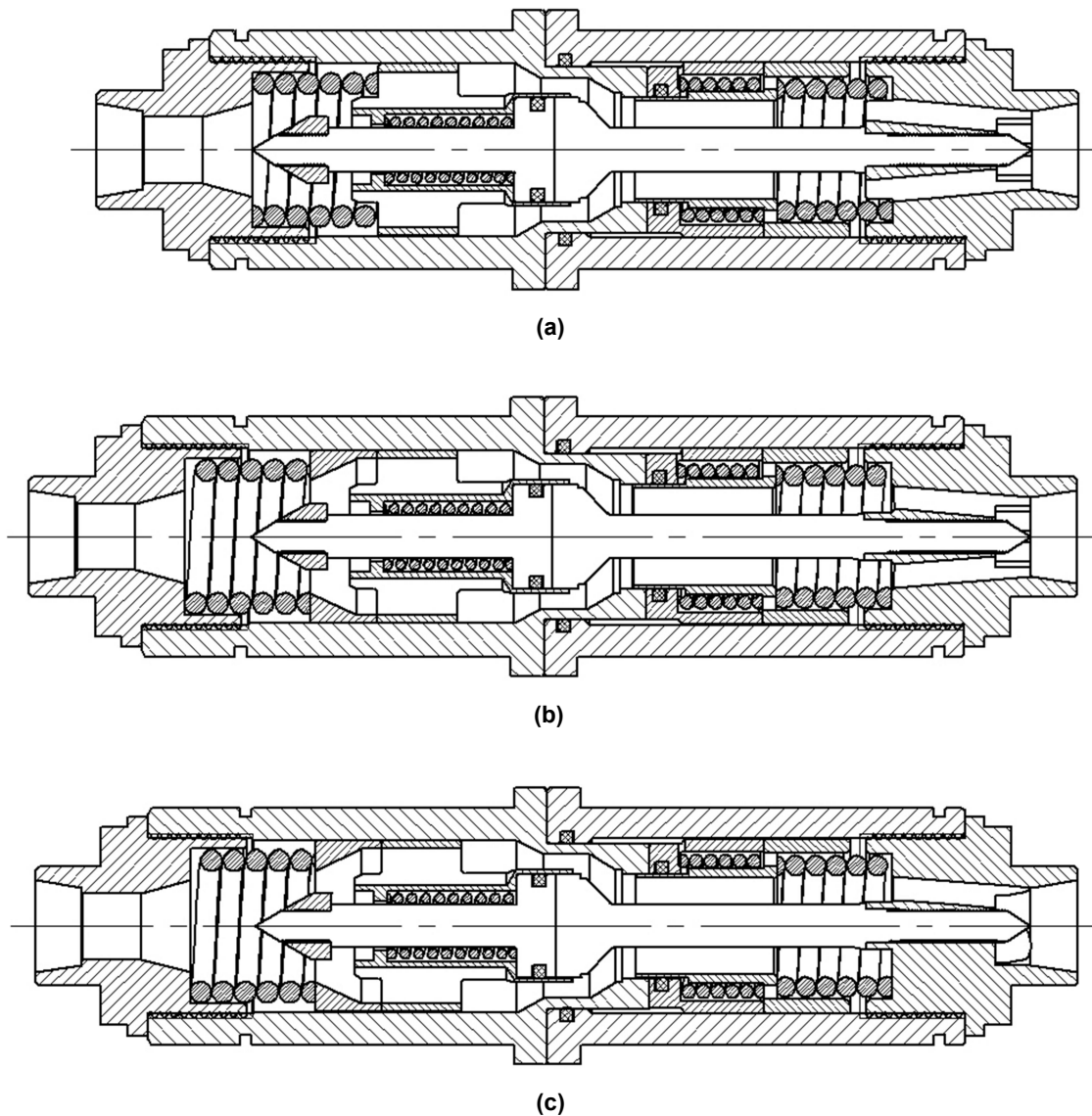


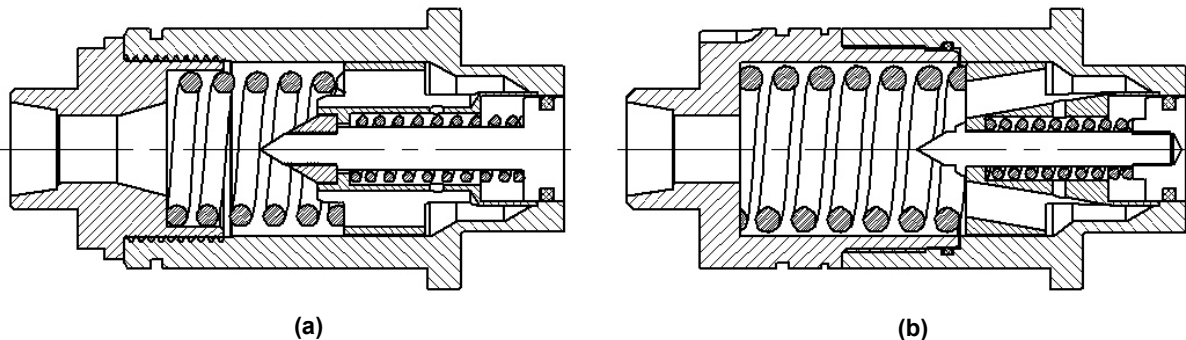
Abbildung 2-12: Schnittdarstellung der unterschiedlichen Kupplungsausführungen: (a) bestehende Kupplung, (b) nach dem 1. Optimierungsschritt und (c) nach dem 2. Optimierungsschritt

In Abbildung 2-12 sind noch einmal alle Schnittdarstellungen der unterschiedlichen Kupplungsausführungen abgebildet.

2.3.2 Optimierungsmaßnahmen an der großen Kupplung

Bei der großen Kupplung wurde nur der Bereich der Querschnittsreduktion an der vorderen Feder optimiert (siehe Abbildung 2-10), da dies der einzige Bereich der Kupplung ist, an der ein hoher Druckverlust auftritt. Aufgrund der Tatsache, dass die Bohrungen an der hinteren Mutter groß genug sind, ist an dieser Stelle keine Optimierung erforderlich.

Es sei noch erwähnt, dass sowohl für die Kupplung mit $Q = 60$ l/min als auch für jene mit $Q = 250$ l/min eine zweite Ausführung existiert, welche seitens des Herstellers bereits strömungstechnisch optimiert wurde und in den nachfolgenden Kapiteln als „Version 2“ bezeichnet wird. Das Augenmerk dieser Optimierung liegt ebenfalls auf der starken Querschnittsreduktion am Sitz der großen Feder im Stecker. Diese wurde durch schräg ausgeführte Bohrungen in der Hülse entschärft, wodurch die Durchgangslöcher nur noch geringfügig von der Druckfeder überdeckt werden. Abbildung 2-13 zeigt die beiden unterschiedlichen Ausführungen der geschlossenen Kupplungsstecker mit einem Nenn-durchfluss von 60 l/min.



**Abbildung 2-13: Unterschiedliche Ausführungen des Steckers der Kupplung mit $Q = 60$ l/min
(a) alte Version, (b) neue, überarbeitete Version**

Die nachfolgenden Simulationsergebnisse der bestehenden und optimierten Kupplungsausführungen sowie die Druck- und Durchflussmessungen beziehen sich, sofern nicht anders angegeben, auf die erste Version der Kupplungen.

2.4 Druck- und Durchflussmessung

Um die Ergebnisse aus der Simulation überprüfen zu können, wird an den Kupplungen mit $Q = 60 \text{ l/min}$ und $Q = 250 \text{ l/min}$ eine Druck- und Durchflussmessung durchgeführt.

2.4.1 Aufbau und Durchführung der Messungen

Mittels eines Hydraulikaggregats werden ein Betriebsdruck von ca. 15 bar, ein Durchfluss von ca. 51 l/min und eine Öltemperatur von rund 55°C zur Verfügung gestellt. Über einen Kugelhahn strömt das Hydrauliköl zum ersten Drucksensor und von diesem in die, durch eine Klemmvorrichtung, geöffnete Schnellwechselkupplung. Nach der Kupplung ist eine Messturbine eingebaut, welche sowohl den Druck, als auch die Durchflussmenge misst. Der Druckunterschied zwischen den beiden Drucksensoren entspricht dem Druckverlust Δp innerhalb der Kupplung. Über eine hydraulische Schraubkupplung ist der Messaufbau mit der Tankleitung verbunden, über die das Hydrauliköl zum Öltank zurückfließen kann.

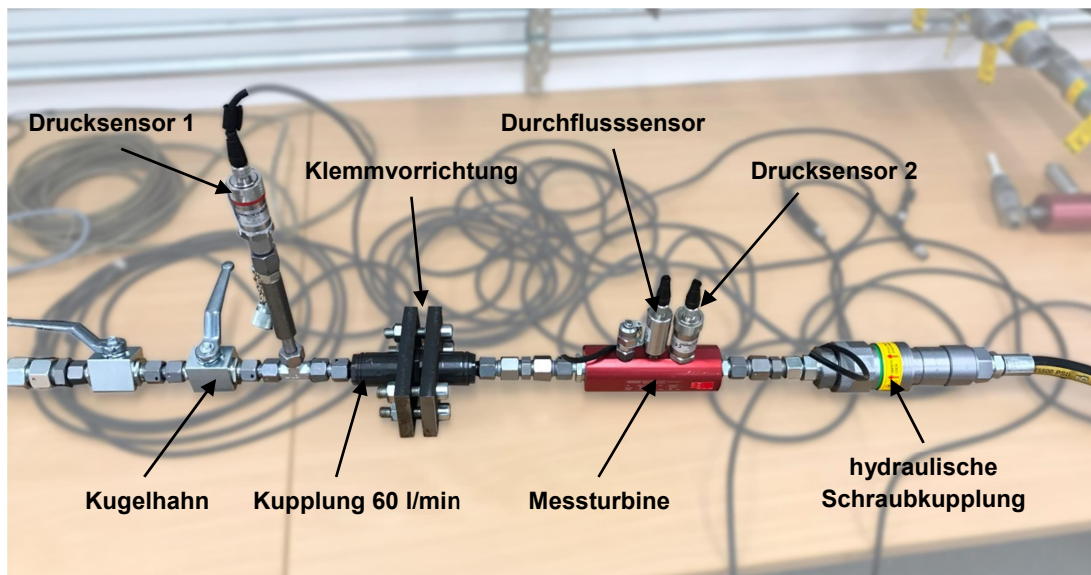


Abbildung 2-14: Messaufbau für die Druck- und Durchflussmessung an der Kupplung mit 60 l/min

Zu Messbeginn wird der Kugelhahn geöffnet und das unter Druck stehende Fluid kann durch die Kupplung fließen, wobei sich bei einem konstanten Durchfluss ein bestimmter Betriebsdruck einstellt. Die Messdaten der Druck- und Durchflusssensoren werden über ein Aufzeichnungsgerät gespeichert und anschließend zur Auswertung auf einen PC übertragen. Das Zeitintervall zwischen den einzelnen Messwerten wurde mit 10 ms festgelegt, wobei die Gesamtdauer der Messung 10 s beträgt.

Da sich die, bei der Messung vorliegenden Bedingungen von den tatsächlichen Betriebsbedingungen aus Kapitel 2.2.2 unterscheiden und um die Ergebnisse zwischen Simulation und Messung vergleichen zu können, wurde das Ölmodell in der Simulationssoftware auf die, bei der Messung vorliegenden, Bedingungen angeglichen. Die neu definierten Parameter können aus Tabelle 2-3 entnommen werden.

Tabelle 2-3 Eingabedaten für die Simulation der Kupplungen unter den neuen Betriebsbedingungen

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Öltemperatur	T	55	°C
Druck	p	10	bar
kinematische Viskosität	ν	24	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
Dichte	ρ	855	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
dynamische Viskosität	η	0,0206	$\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

Da das zur Verfügung stehende Aggregat den Durchfluss der großen Kupplung von 250 l/min nicht decken kann, wurde der Druckverlust bei dieser Hydraulikkupplung ebenfalls bei einem Durchfluss von 51,4 l/min gemessen.

Die Messung erfolgt bei dieser Kupplungsgröße über zwei, an eine SPS (speicherprogrammierbare Steuerung, engl. PLC – Programmable Logic Controller) angeschlossene, Drucksensoren und einem Temperatursensor. Die Messwerte der Sensoren werden in ein elektrisches Signal umgewandelt und vom Analogeingang der SPS in einen digitalen Wert umgerechnet. Die Auflösung des eingesetzten analogen Eingangsmoduls beträgt 16 Bit, wobei 1 Bit für das Vorzeichen des Messwertes reserviert ist. Mit einem Ausgangssignal von 0 – 20 mA, einem Messbereich von 0 – 200 bar und einem Wertebereich von 0 – 32768, ergibt sich folgende Umrechnungsformel, um den eigentlichen Messwert zu erhalten:⁴⁹

$$\text{Messwert} = \text{Wert der SPS} \cdot \frac{\text{Messbereich}}{\text{Auflösung des Eingangsmoduls}} \quad (2.4)$$

Der Schaltplan für die Druck- und Durchflussmessungen an beiden Kupplungsgrößen kann aus Abbildung 2-15 entnommen werden.

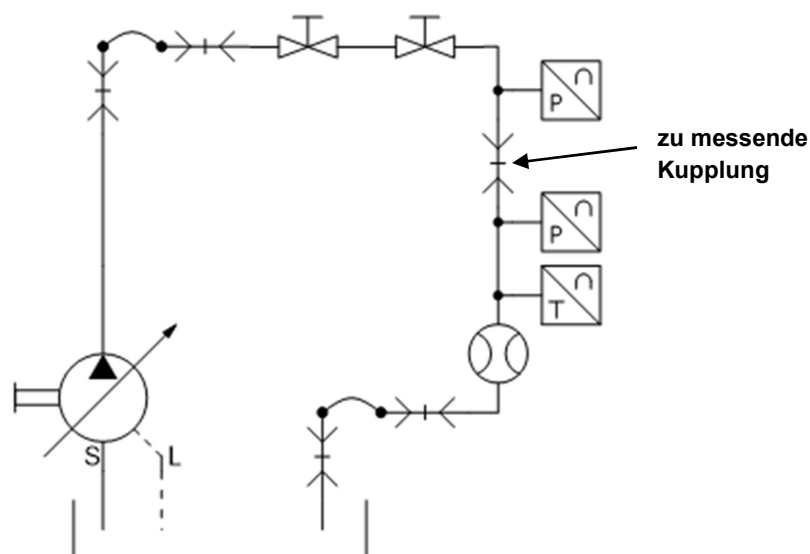


Abbildung 2-15: Schaltplan für die Druck- und Durchflussmessungen an den Kupplungen mit einem Durchfluss von 60 l/min und 250 l/min

⁴⁹ vgl. SPSTiger, 2019

2.5 Prüfstandsaufbau und Versuchsdurchführung

In diesem Kapitel werden der Aufbau der Prüfstandhalterung und das Konzept der Versuchsdurchführung näher erläutert.

2.5.1 Konstruktion der Prüfstandhalterung

Zur Durchführung der Tests am Prüfstand musste eine Halterung für den hydraulischen Schnellwechsler konstruiert werden. Um die einzelnen Bauteile ausreichend dimensionieren zu können, musste zuerst die Kräftesituation analysiert werden. Begonnen wurde dabei mit der Berechnung der Kraft, die erforderlich ist, um die montierten Kupplungen gegen die, in den Kupplungen verbauten, Federn und den Betriebsdruck zu öffnen. Wird das Ergebnis dieser Rechnung um einen Sicherheitsfaktor erhöht, so ergibt sich eine benötigte Gesamtkraft zum Kuppeln des hydraulischen Schnellwechselsystems von 88 kN (siehe Anhang A.2). Somit ist auch bereits die erforderliche Druckkraft des Prüfzylinders bekannt. Die vom Prüfzylinder aufgebrachte Kuppelkraft muss sowohl über die Aufhängung des Zylinders, als auch über eine Abstützung der Baggeranbindung aufgenommen werden. Zu diesem Zweck wurde ein System entwickelt, bei dem sich der gesamte Aufbau auf zwei Stahlplatten befindet. Auf diesen stützten sich einerseits die Stützbacken der Zylinderaufhängung und andererseits auch die der Baggeranbindung ab. Auf diese Weise ergibt sich ein geschlossener Kräftekreislauf, die Kräfte verteilen sich intern im System und der Prüfstandsaufbau selbst muss nicht mehr gegen die hohen auftretenden Kräfte gesichert werden. Abbildung 2-16 zeigt das Konzept der Prüfstandhalterung.

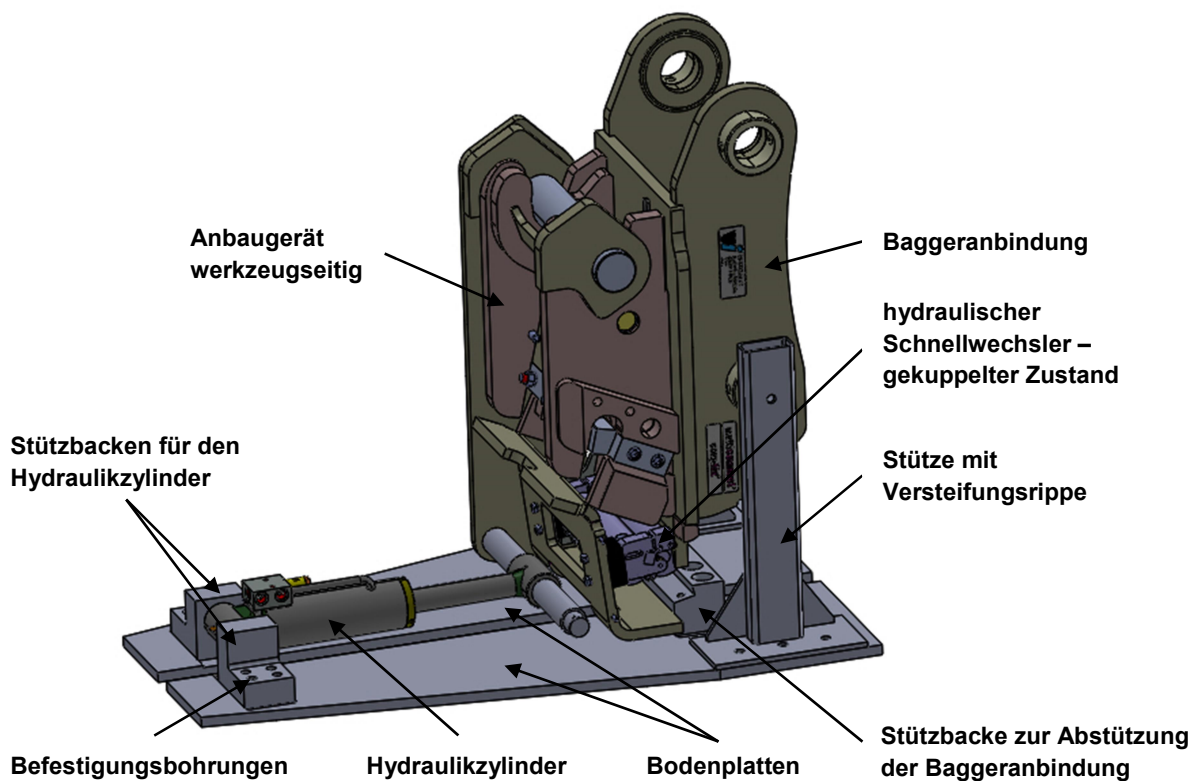


Abbildung 2-16: Aufbau und Konzept der Prüfstandhalterung

Die von den Stützbacken in die Stahlplatten eingeleiteten Kräfte werden über mehrere Zylinderschrauben mit Innensechskant übertragen. Dies macht eine Auslegung der Verschraubungen notwendig. Das Ergebnis dieser Berechnungen kann aus Anhang A.4 entnommen werden. Da Schrauben nicht auf Querkraft belastet werden dürfen, wurden in den Stahlplatten Nuten eingefräst. Bei Belastung wird die Querkraft durch die Abstützung der Stützbacken an der Stirnfläche der Nut in ein Kippmoment umgewandelt, welches die Schrauben je nach Lage auf Zug oder Druck beansprucht.

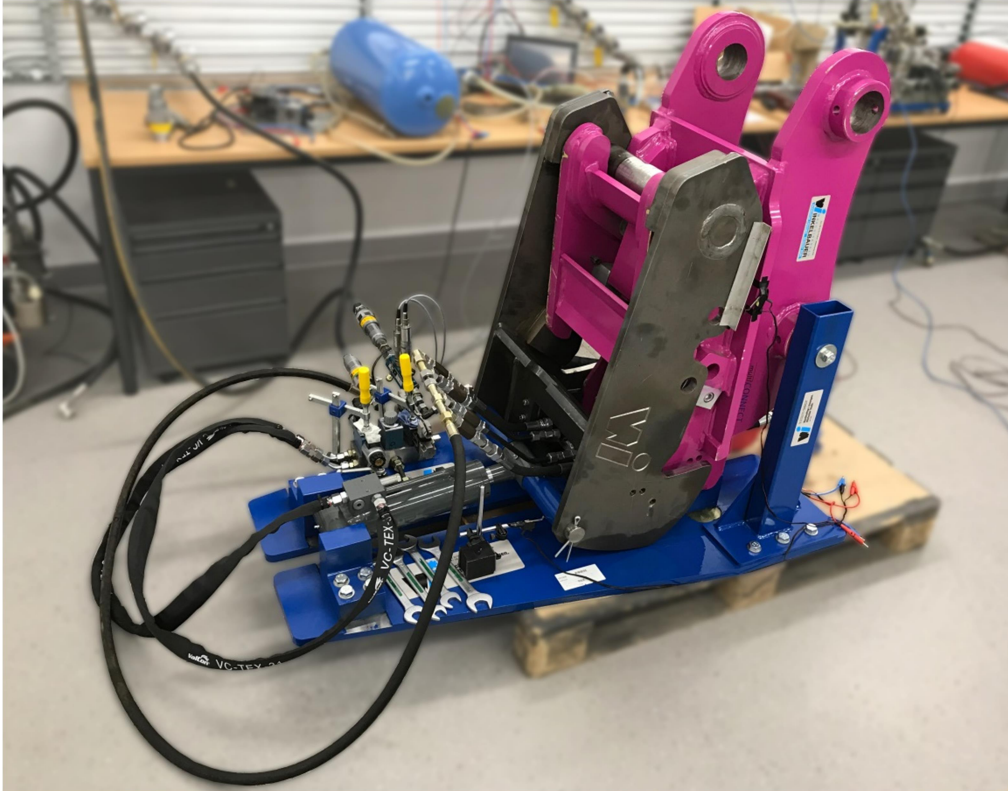


Abbildung 2-17: Bild des fertig aufgebauten Prüfstands

Die Baggeranbindung ist senkrecht mittels einer Welle und zwei Stützen und waagrecht durch die Stützbacke unbeweglich auf den beiden Bodenplatten fixiert.

2.5.2 Erstellung des hydraulischen Schaltplans

Um abschätzen zu können, welche hydraulischen Komponenten zur Durchführung des Prüfstandtests benötigt werden, wurde bereits vor dem Aufbau des Prüfstands ein hydraulischer Schaltplan erstellt.

Wie aus Abbildung 2-18 ersichtlich, gelangt das Hydrauliköl vom Tank zur Pumpe. Um den Druck und die Temperatur nach der Hydraulikpumpe kontrollieren zu können und zur Überprüfung, ob die vorgegebenen Bedingungen beim Test eingehalten werden, wird nach der Pumpe eine Messturbine in das hydraulische System eingebaut. Diese enthält den Druck- und Temperatursensor. Anschließend gelangt das unter Betriebsdruck stehende Öl sowohl zum Steuerblock, als auch zu den hydraulischen Schnellwechsellkupplungen.

Da der Hydraulikzylinder bei einem Betriebsdruck von 350 bar zu viel Kraft auf das System ausüben würde, ist vor das 4/2-Wege-Ventil ein proportionales Druckminderventil geschaltet, mit diesem der Druck auf den gewünschten Wert eingestellt werden kann.

Das verwendete, elektromagnetisch gesteuerte 4/2-Wege-Ventil dient der Steuerung des Hydraulikzylinders und wird von der SPS angesteuert.

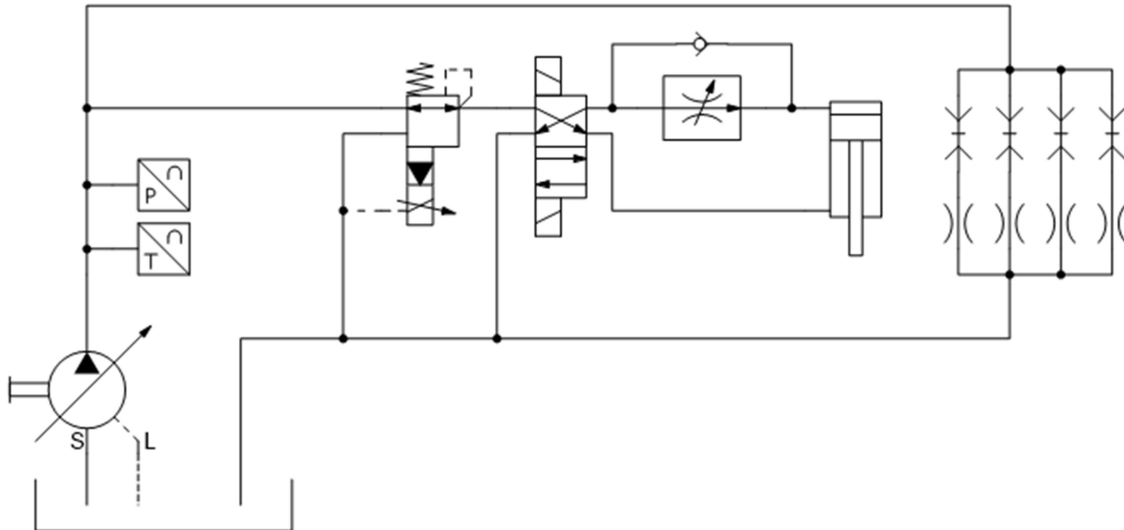


Abbildung 2-18: Schaltplan des Versuchsaufbaus

Zusätzlich sind zwei Endlagenschalter am Prüfstand montiert, welche bei jeweiliger Betätigung durch das werkzeugseitige Anbaugerät das 4/2-Wege-Ventil schalten und damit die Wirkrichtung des doppelwirkenden Zylinders umkehrt. Der Zylinder wird ein- bzw. ausgefahren. Diese Schalter sind im hydraulischen Schaltplan nicht eingezeichnet.

2.5.3 Versuchsdurchführung

Bei der Versuchsdurchführung wird die benötigte Kuppelkraft durch einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder zur Verfügung gestellt. Diese Kraft bewirkt eine Drehbewegung des werkzeugseitigen Anbaugeräts in Richtung der Baggeranbindung. Während der Kuppelbewegung werden an beiden Seiten des hydraulischen Schnellwechslers die Schmutzabdeckungen über zwei Steuernocken gegeneinander geöffnet, bis schließlich der eigentliche Kuppelvorgang begonnen wird. Der gekuppelte Zustand wird 1 Sekunde lang aufrecht erhalten, wodurch die Kupplungen mit Hydrauliköl durchflossen werden, bis der doppelwirkende Hydraulikzylinder das Anbaugerät inklusive der hydraulischen Kupplungen durch eine definierte Zugkraft wieder von der Baggeranbindung trennt. Dieser Zyklus wird 10.000-mal durchfahren und nach jeweils 500 Kuppelvorgängen wird überprüft, ob sich die Kupplungen weiterhin leckölfrei öffnen und schließen.

Damit der Betriebsdruck nach den Kupplungen wieder abgebaut werden kann, wurde nach jeder Kupplung eine Drossel eingebaut, bevor die vier Ausgangsleitungen zu einer Tankleitung zusammengefasst werden.

3 Ergebnisse

3.1 Simulationsergebnisse der bestehenden Kupplungen

Bei den folgenden Simulationen fungiert das Hydrauliköl HLP 46 bei 80°C und einem Referenzdruck am Outlet von 270 bar als Medium. Der Durchfluss ist kupplungsabhängig und liegt bei 60 l/min bzw. 250 l/min.

3.1.1 Erste Testsimulation der kleinen Kupplung

Bei der ersten Simulation wurde, wie bereits in Kapitel 2.2.1 erwähnt, die gesamte Negativform der kleinen Kupplung inklusive Federn durch eine automatische CFX – Meshing Methode vernetzt. Anschließend wurde zur grafischen Darstellung der Ergebnisse eine zy-Ebene auf die Symmetrieachse der Negativform gelegt und auf dieser eine Kontur erstellt, welche den totalen Druckverlauf innerhalb der Kupplung visualisiert. Wie aus Abbildung 3-1 ersichtlich, beträgt der Druckverlust zwischen Inlet und Outlet ca. 2 bar.

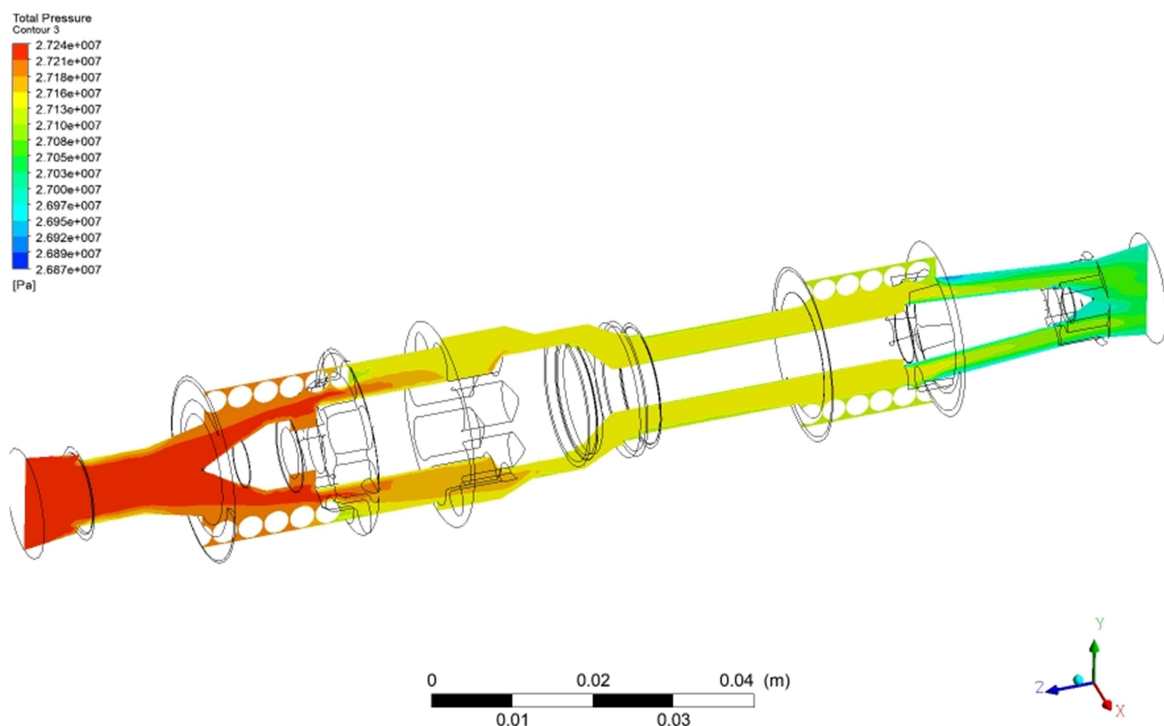


Abbildung 3-1: Druckverlauf innerhalb der Kupplung mit Q = 60l/min nach der ersten Simulation

Noch besser verdeutlicht wird der Druckverlust durch die im Output Control des Solvers definierte Monitor Expression, welche den Druckabfall Δp zwischen Inlet und Outlet über der Anzahl der Iterationsschritte ausgibt. Das Ergebnis dieser Funktion kann aus Abbildung 3-2 entnommen werden und beträgt rund 2,3 bar. Es sollte erwähnt werden, dass es sich hierbei nicht um den Druckverlauf entlang der Geometrie handelt, sondern um eine Abbildung des momentan errechneten Wertes des Solvers. Der tatsächlich ermittelte Druckverlust kann am Ende des Diagramms abgelesen werden, wenn sich dieser über mehrere, hintereinander folgende Iterationsschritte nicht mehr erwähnenswert ändert!

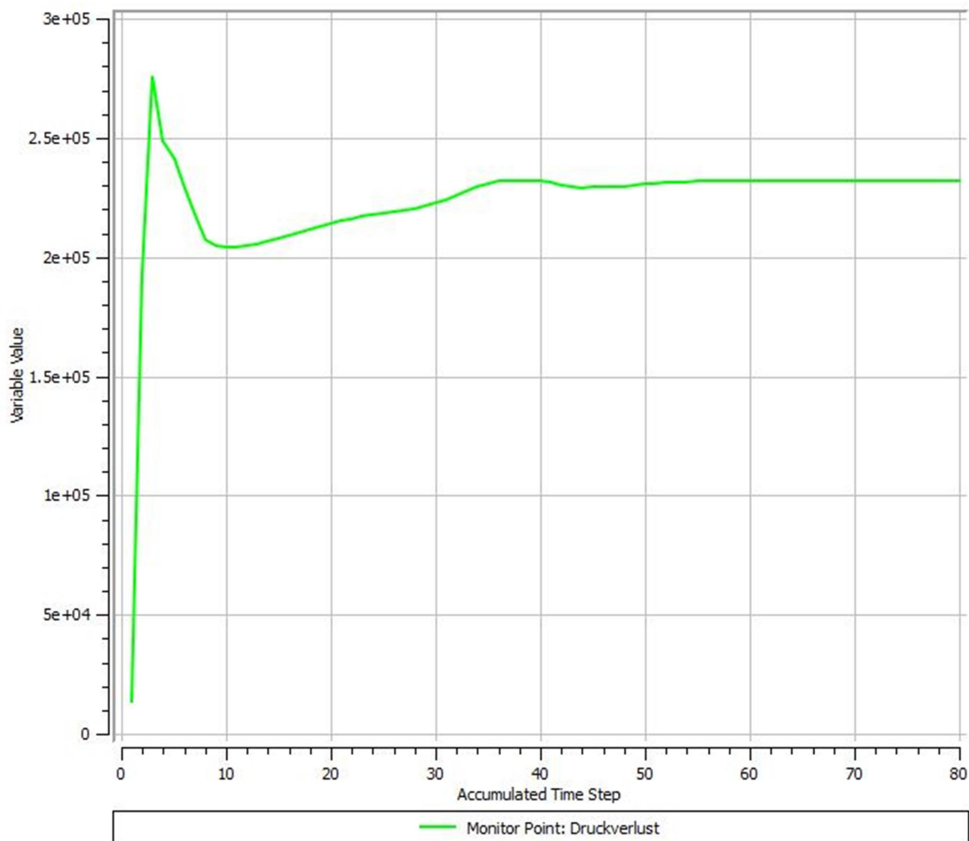


Abbildung 3-2: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust aufgetragen über der Anzahl an Iterationsschritten

Abschließend wurden noch die Stromlinien des durchströmenden Fluides dargestellt, um die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Kupplung zu veranschaulichen. Wie Abbildung 3-3 zeigt, liegt die maximale Geschwindigkeit im Bereich hinter der zweiten Feder und beträgt rund 19,9 m/s.

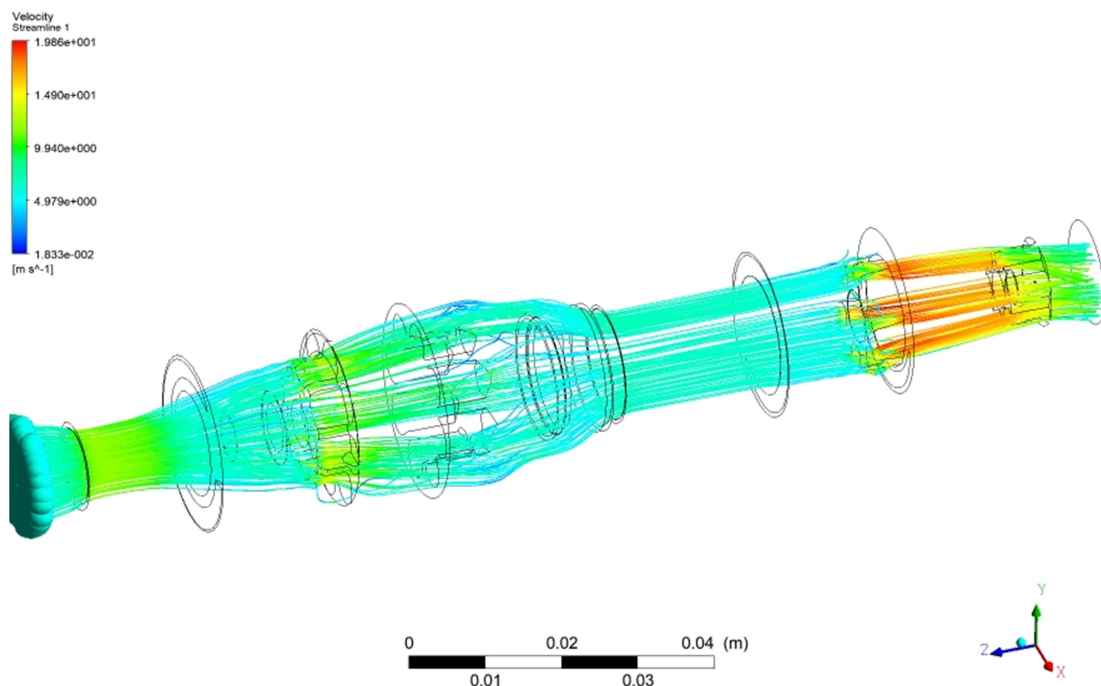


Abbildung 3-3: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{l/min}$ nach der ersten Simulation

3.1.2 Zweite Testsimulation der kleinen Kupplung

Im zweiten Simulationsdurchlauf wurde der vordere Teil der Negativform durch das Entfernen der Feder vereinfacht und die Netzqualität durch die Verwendung der „Hex-Dominant“-Vernetzungsmethode erhöht. Die Ergebnisse können den nachfolgenden Abbildungen entnommen werden.

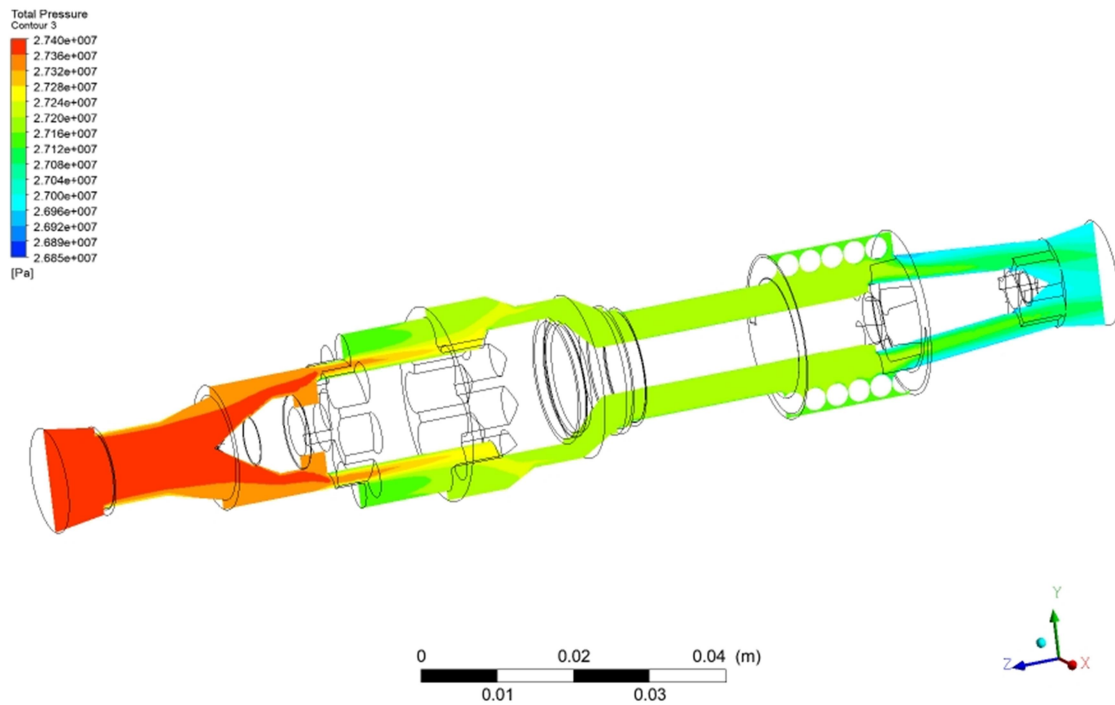


Abbildung 3-4: Ergebnis der zweiten Simulation: Druckverlauf innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{l/min}$

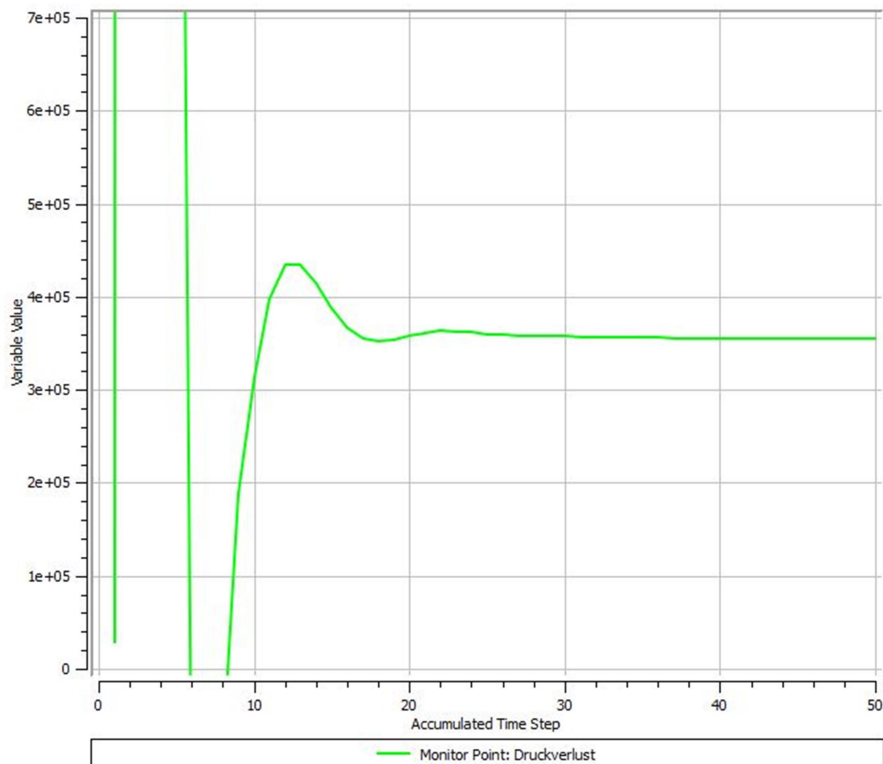


Abbildung 3-5: Druckverlust-Diagramm: errechneter Druckverlust der zweiten Simulation

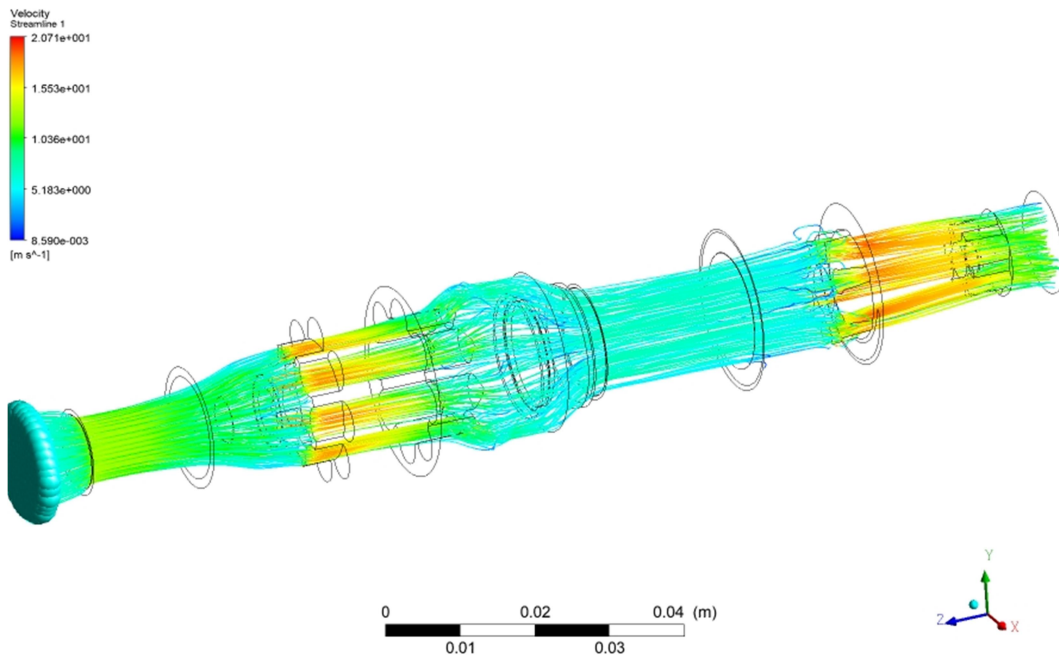


Abbildung 3-6: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{l/min}$ nach der zweiten Simulation

3.1.3 Finale Simulationsergebnisse für die kleine Kupplung

Bei der finalen Simulation sind alle Parameter so gewählt, dass eine möglichst realitätsnahe Lösung erzielt werden kann. Die Vernetzung ist optimiert und unter Ausnützung der Symmetrie muss nur noch ein Viertel der Negativform durchgerechnet werden. Da das Hydrauliköl die Kupplungen beidseitig durchströmt, wird auch bei der Simulation in beide Richtungen gerechnet. Der in Abbildung 3-7 dargestellte Druckverlauf entspricht der Durchströmung der Kupplung vom Arbeitsgerät in Richtung des Anbaugerätes/Werkzeugs und wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit als „vorwärts“ bezeichnet. Abbildung 3-8 zeigt den dazugehörigen Druckverlust.

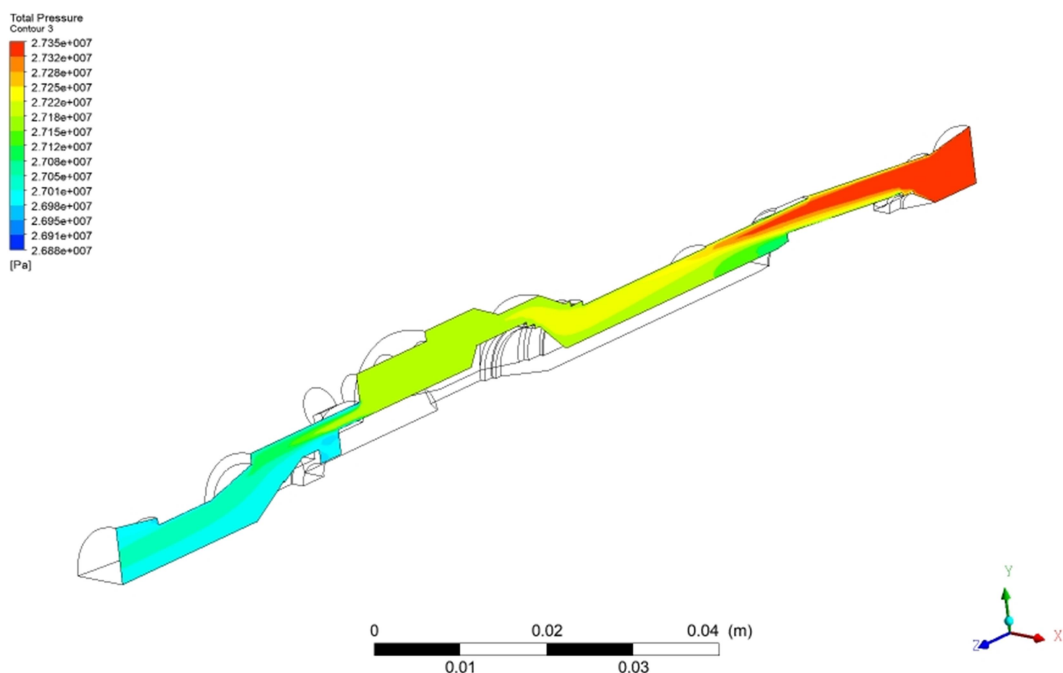


Abbildung 3-7: Ergebnis der finalen Simulation: Druckverlauf innerhalb der kleinen Kupplung

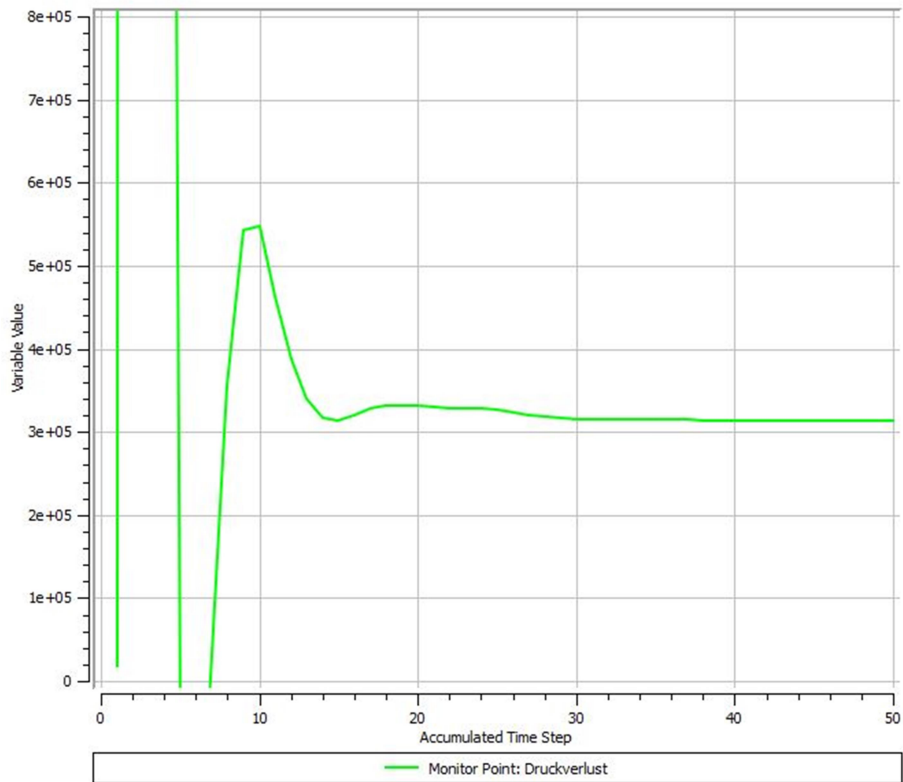


Abbildung 3-8: Druckverlust-Diagramm: numerisch ermittelter Druckverlust der finalen Simulation

Die Strömungsgeschwindigkeiten im Inneren der Kupplung werden in Abbildung 3-9 aufgezeigt und sind in den Bereichen großer Querschnittsverengungen mit bis zu 23 m/s sehr hoch und ungünstig.

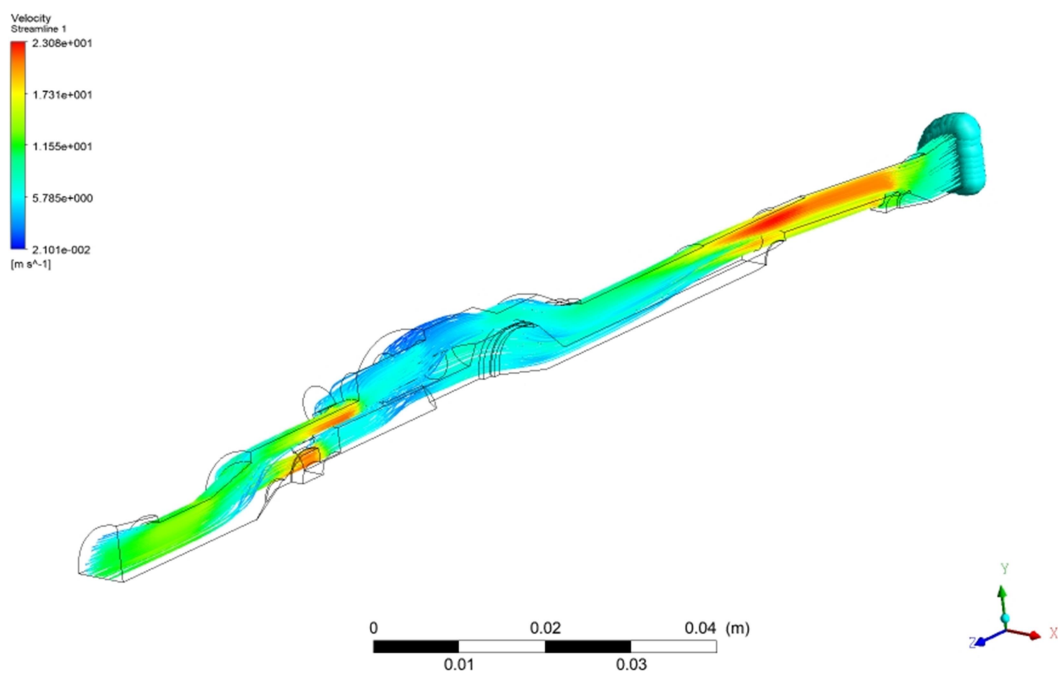


Abbildung 3-9: Geschwindigkeitsverteilung im Inneren der kleinen Kupplung

Ergebnisse

Um alle Strömungssituationen abzudecken, werden nun auch noch die Ergebnisse bei Durchströmung der Kupplung in rückwärtiger Richtung behandelt. So stellt sich ein Druckverlauf ein, welcher in Abbildung 3-10 dargestellt ist.

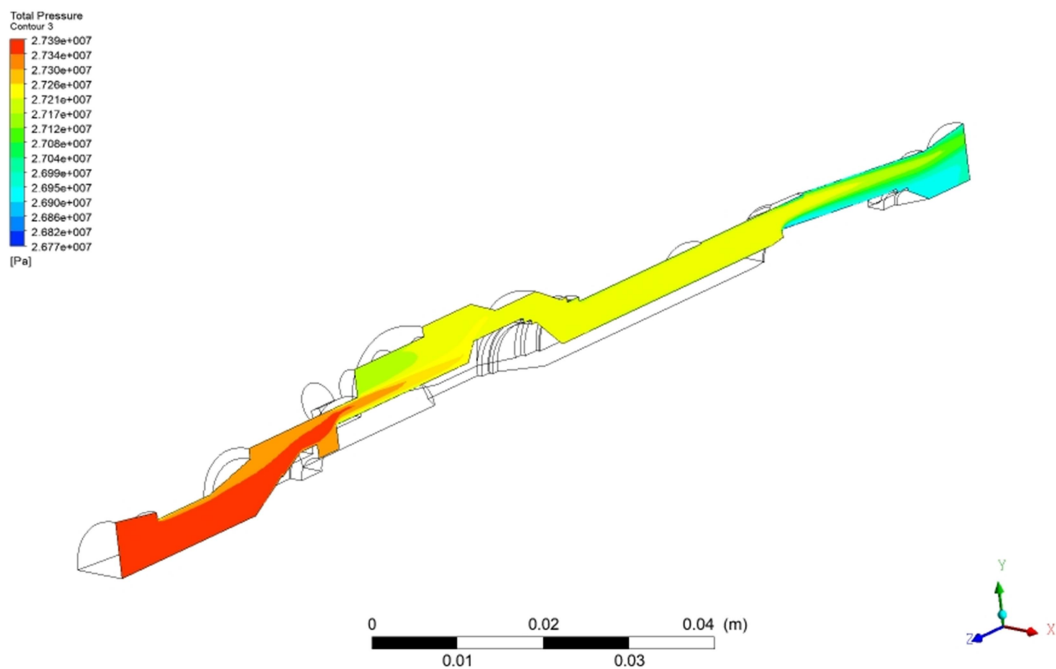


Abbildung 3-10: Ergebnis der finalen Simulation: Druckverlauf in rückwärtiger Richtung

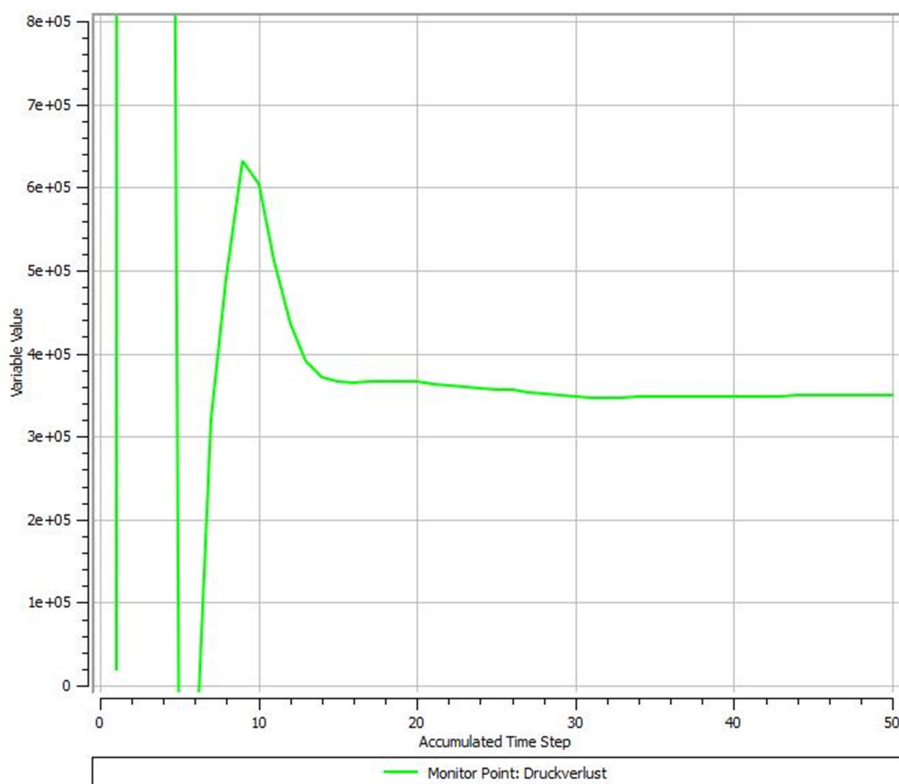


Abbildung 3-11: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust der finalen Simulation in rückwärtiger Richtung

Im direkten Vergleich der beiden Strömungsrichtungen ist ersichtlich, dass bei der Strömung vom Werkzeug zum Arbeitsgerät ein höherer Druckverlust auftritt, als in umgekehrter Richtung. Ähnliches ist auch bei der Betrachtung der Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Kupplung zu beobachten. Wie aus Abbildung 3-12 ersichtlich, beträgt die maximale Geschwindigkeit in diesem Fall ca. 25 m/s.

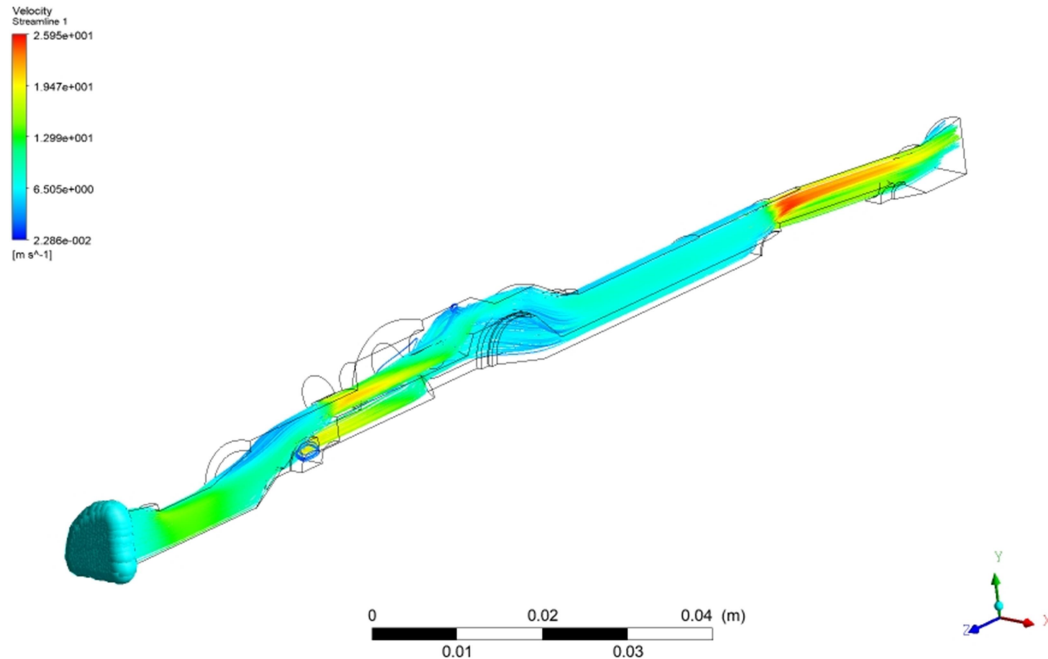


Abbildung 3-12: Geschwindigkeitsverteilung der kleinen Kupplung in rückwärtiger Richtung

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 erwähnt, existiert für jede Kupplungsgröße eine weitere Ausführung, bei welcher bereits versucht wurde, die Strömungssituation zu verbessern. Deshalb wurden auch diese Kupplungen vermessen, konstruiert und simuliert. Die Ergebnisse dieser fluiddynamischen Simulation an der „Version 2“ der Kupplung mit $Q = 60$ l/min können aus Abbildung 3-13 und Abbildung 3-14 entnommen werden.

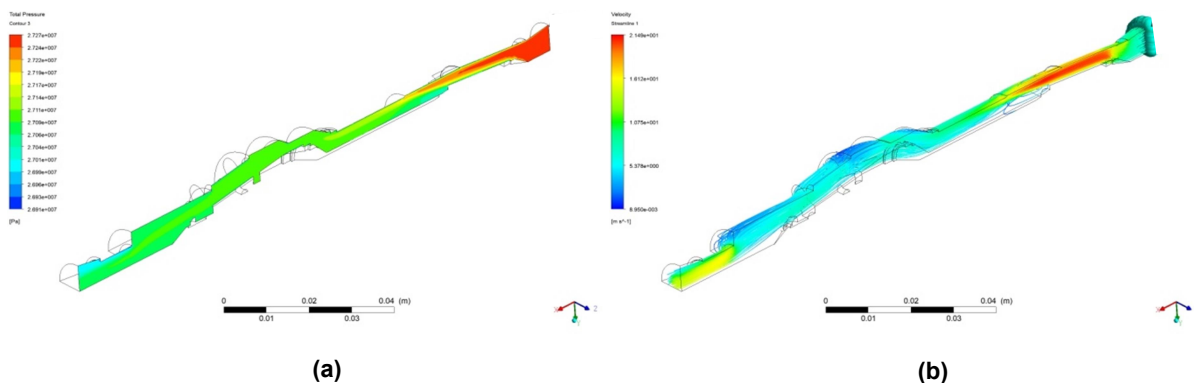


Abbildung 3-13: Simulationsergebnisse der „Version 2“ der Kupplung mit $Q = 60$ l/min; (a) Druckverlauf, (b) Geschwindigkeitsverteilung – Strömungsrichtung: vorwärts

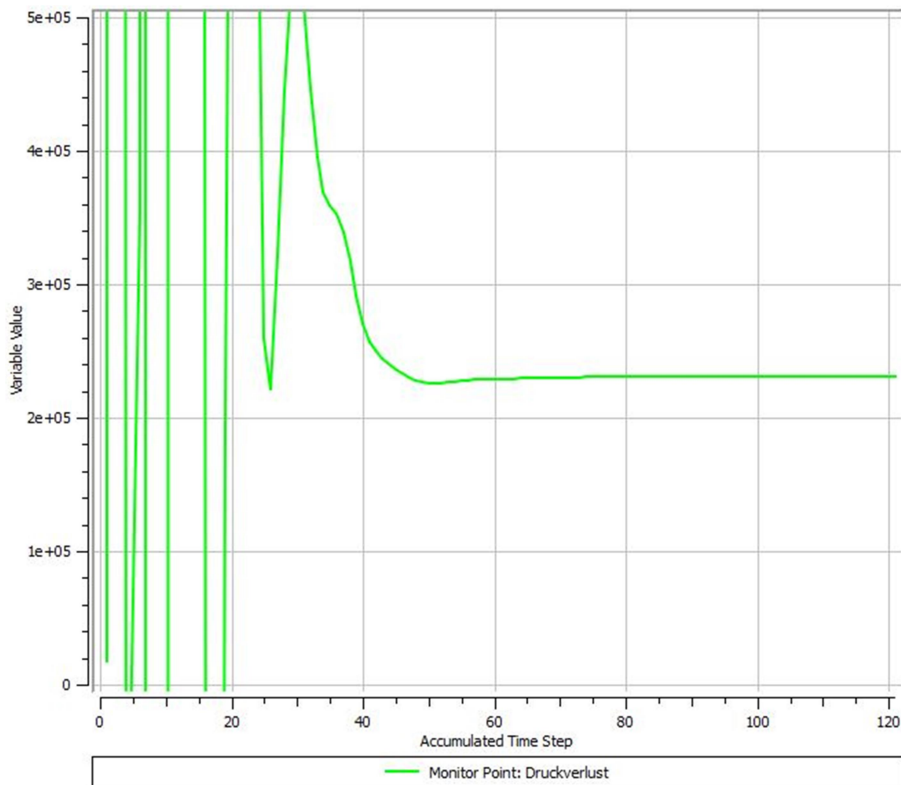


Abbildung 3-14: Druckverlust innerhalb der zweiten Version der Kupplung mit $Q = 60 \text{ l/min}$ – Strömungsrichtung: vorwärts

3.1.4 Simulationsergebnisse für die große Kupplung

Aufgrund des sehr hohen Durchflusses von 250 l/min , ist bei der großen Kupplung mit einem höheren Druckverlust als bei der kleinen Ausführung zu rechnen. Auch hier ist der Bereich der starken Querschnittsreduktion kritisch. Abbildung 3-15 zeigt den Druckverlauf innerhalb der großen Kupplung in beide Strömungsrichtungen.

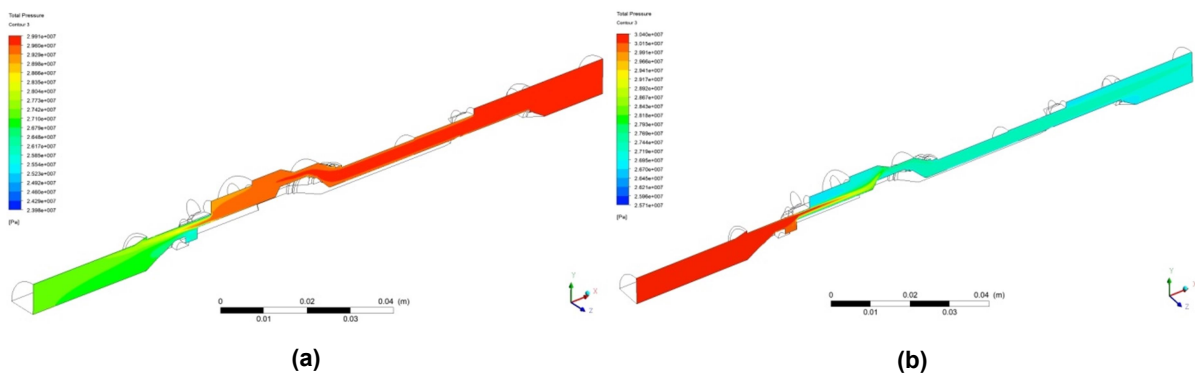


Abbildung 3-15: Druckverlauf innerhalb der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Wie vermutet, ist der Druckverlust bei der großen Kupplung viel größer als bei der Kleinen. Der errechnete Druckverlust beträgt vorwärts rund 27 bar und ist mit etwa 32 bar bei rückwärtiger Durchströmung etwas höher.

Beide Ergebnisse können aus Abbildung 3-16 entnommen werden. Großes Optimierungspotential liegt auch hier vor allem im Bereich der großen Querschnittsreduktion, wie auch der Verlauf der Geschwindigkeitsverteilung in Abbildung 3-17 zeigt.

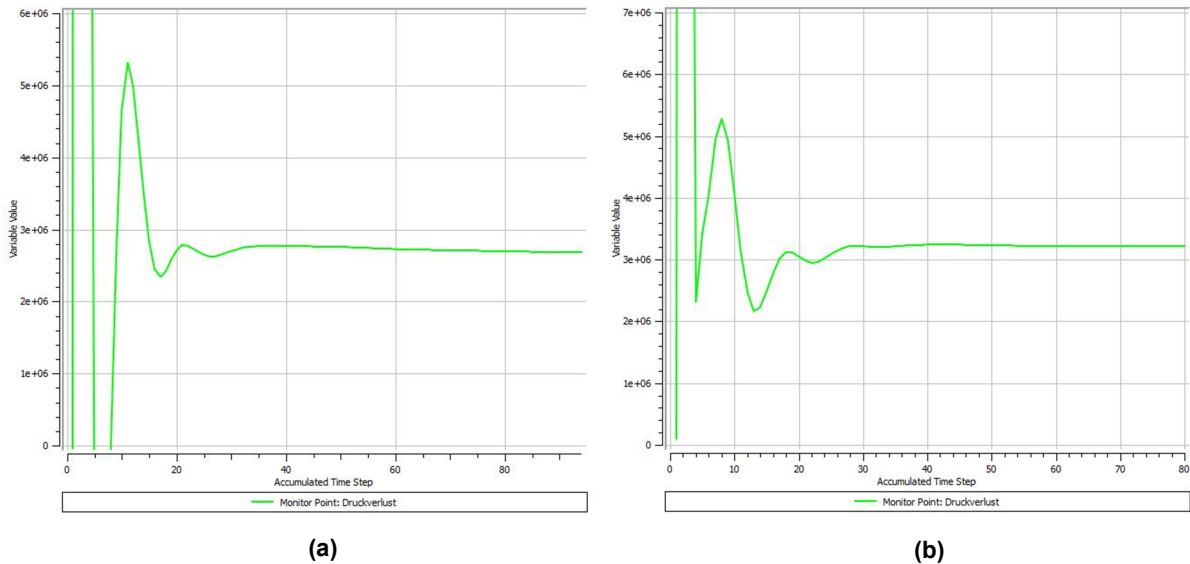


Abbildung 3-16: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust in der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Bei der Geschwindigkeitsverteilung, welche in Abbildung 3-17 dargestellt ist, wird wieder deutlich ersichtlich, dass diese entlang der Kupplung zwischen 20 – 40 m/s beträgt, lediglich im kritischen Bereich der Querschnittsverengung steigt die Geschwindigkeit in beiden Richtungen rasch auf über 90 m/s an.

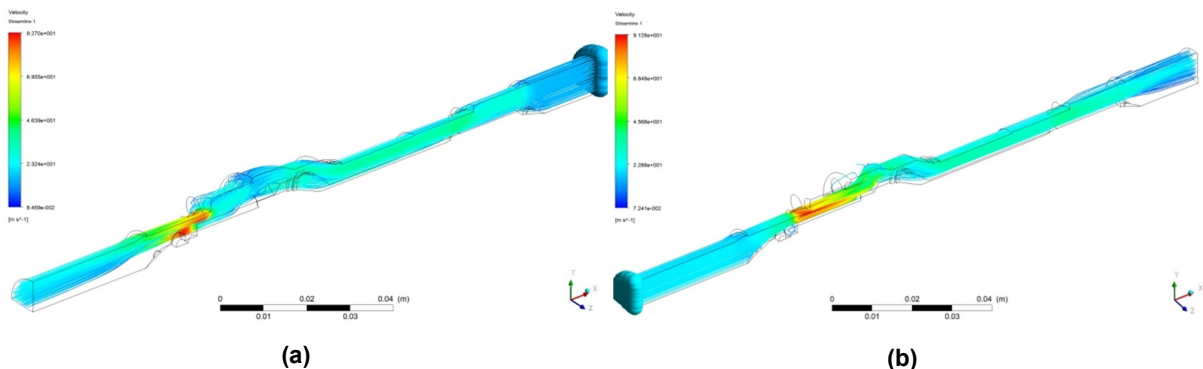


Abbildung 3-17: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Da auch für diese Kupplungsgröße eine zweite, optimierte Ausführung existiert, wurde für diese ebenfalls eine Simulation durchgeführt. Die Ergebnisse dieser fluiddynamischen Simulation an der „Version 2“ der Kupplung mit $Q = 250 \text{ l/min}$ können aus Abbildung 3-18 entnommen werden.

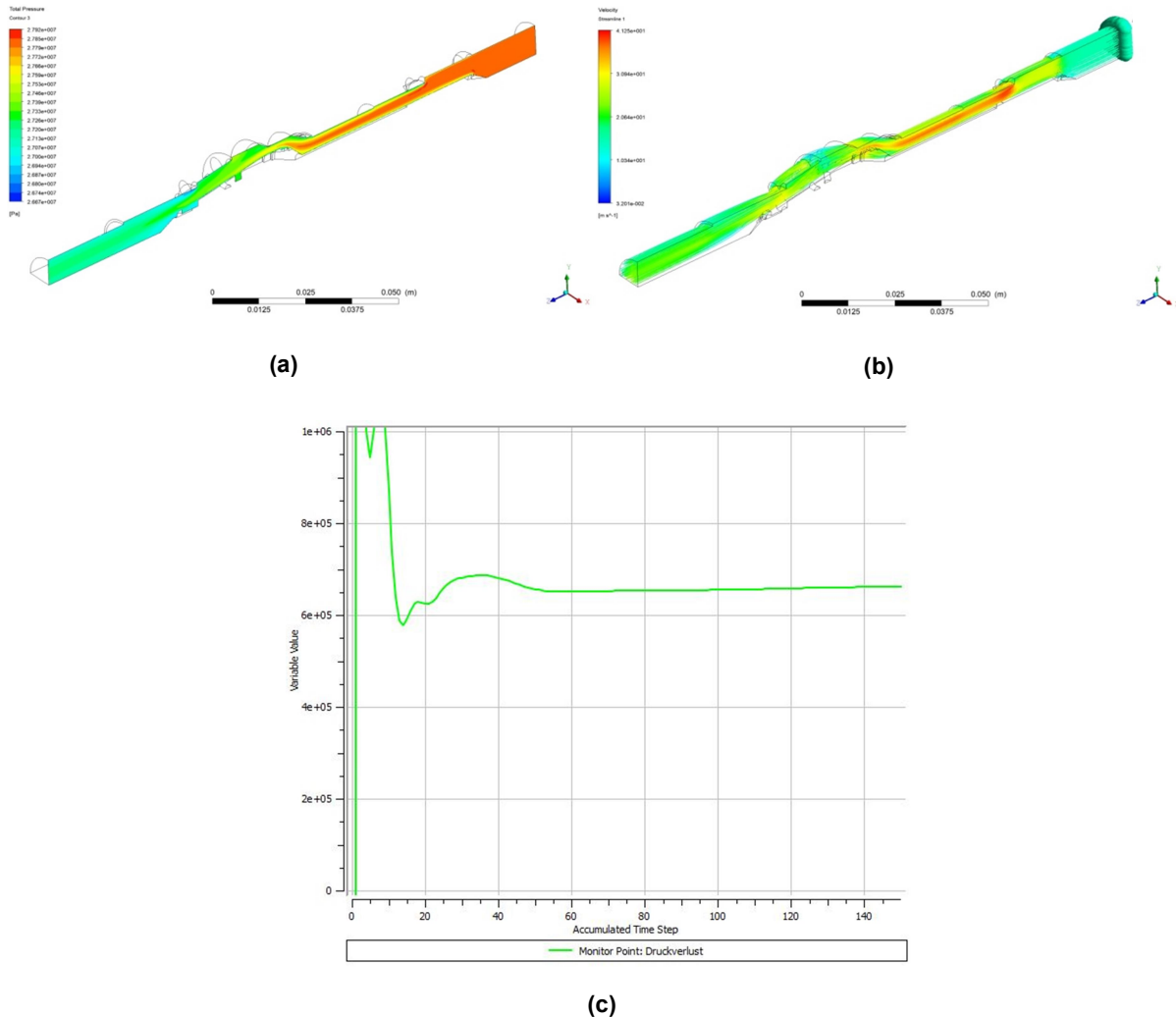


Abbildung 3-18: Simulationsergebnisse der zweiten Version der Kupplung mit $Q = 250 \text{ l/min}$; (a) Druckverlauf, (b) Geschwindigkeitsverteilung und (c) Druckverlust innerhalb der Kupplung – Strömungsrichtung: vorwärts

Bei der Betrachtung von Abbildung 3-18c wird schnell ersichtlich, dass der Druckverlust durch die Optimierungsmaßnahmen des Kupplungsherstellers drastisch reduziert werden konnte. Liegt der Druckverlust der „Version 1“ noch bei knapp 27 bar, so pendelt sich dieser bei der „Version 2“ bei rund 6,7 bar ein.

Auch die maximale Geschwindigkeit, welche im Bereich der Bohrungen in der Buchse auftritt, beträgt bei dieser Ausführung nur rund 41,3 m/s, was einer Reduktion von über 50% im Vergleich zur „Version 1“ entspricht.

3.2 Simulationsergebnisse der optimierten Kupplungen

Im folgenden Kapitel werden die Simulationsergebnisse nach erfolgter Optimierung besprochen. Die Randbedingungen sind die gleichen wie bei den Simulationen der bestehenden Kupplungen. Weiters werden auch hier die Kupplungen mit 60 l/min bzw. 250 l/min untersucht und die Ergebnisse nach der Kupplungsart unterteilt.

3.2.1 Simulationsergebnisse an der kleinen Kupplung

Aufgrund der schrittweisen Optimierung, muss auch die Simulation in einzelnen Schritten durchgeführt werden. Zuerst wird die Geometrie nach dem ersten Optimierungsschritt analysiert (siehe Abbildung 2-12b), bis schließlich auch der zweite Schritt in der Simulation berücksichtigt wird (siehe Abbildung 2-12c). Ziel ist es herauszufinden, ob und um wie viel der Druckverlust zwischen ersten und zweiten Optimierungsschritt noch weiter verringert werden kann.

3.2.1.1 Ergebnisse des ersten Optimierungsschritts

In Abbildung 3-19 sind die Simulationsergebnisse nach dem ersten Optimierungsschritt für beide Strömungsrichtungen dargestellt. Wie aus Abbildung 3-20a ersichtlich, konnte nach dieser Optimierung der Druckverlust innerhalb der Kupplung von 3,2 bar auf 1,6 bar reduziert werden, was einer Verbesserung von 50% entspricht. In der entgegengesetzten Strömungsrichtung lässt sich der Druckverlust von 3,5 bar auf 1,5 bar senken (siehe Abbildung 3-20b).

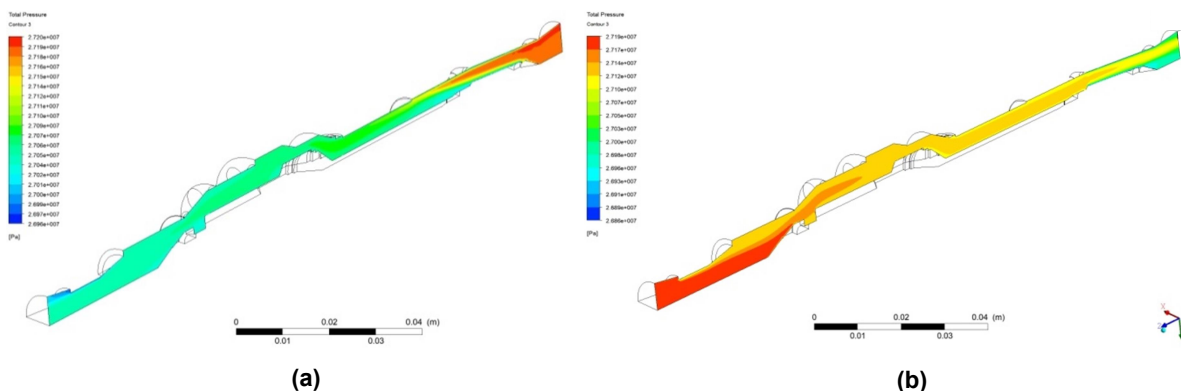


Abbildung 3-19: Simulationsergebnis des Druckverlaufs nach dem ersten Optimierungsschritt an der kleinen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Im Bereich der Mutter der Buchse konnte beim ersten Optimierungsschritt allein durch die Verkürzung der Bohrungen die maximale Strömungsgeschwindigkeit von 23 m/s auf 21,1 m/s reduziert werden. Wird die Kupplung rückwärts durchströmt, verringert sich die Geschwindigkeit sogar von 25 m/s auf 20,6 m/s. Die Geschwindigkeitsverteilung für beide Fälle kann aus Abbildung 3-21 entnommen werden.

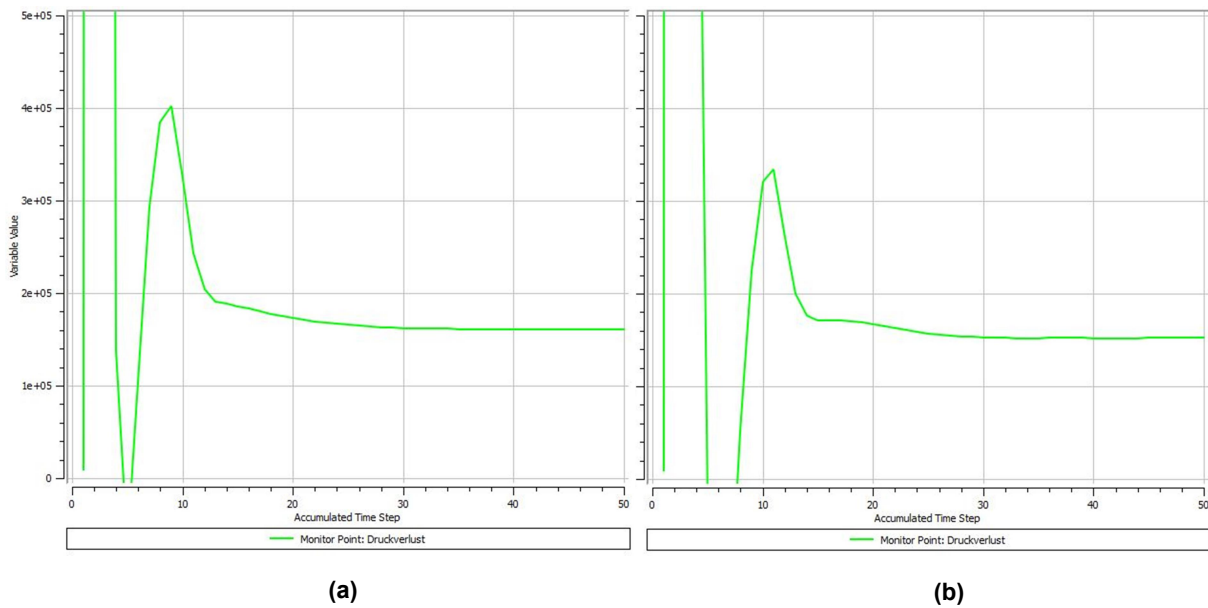


Abbildung 3-20: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der kleinen Kupplung nach dem ersten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

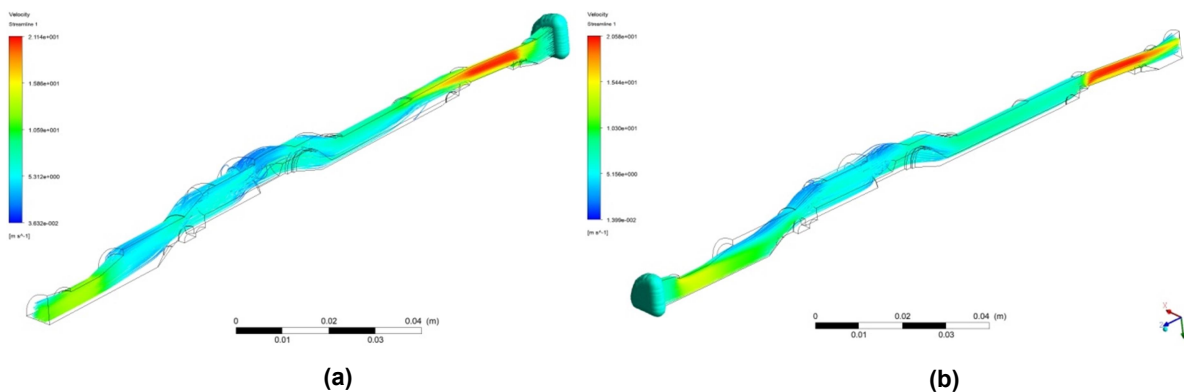


Abbildung 3-21: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der kleinen Kupplung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

3.2.1.2 Ergebnisse des zweiten Optimierungsschritts

Da die Geschwindigkeit im Bereich der Bohrungen in der Mutter noch immer relativ hoch ist, beschäftigt sich der zweite Optimierungsschritt noch einmal näher mit diesem Bereich. So werden jeweils zwei Bohrungen zu einem „nierenförmigen Querschnitt“ zusammengefasst, um nicht nur die Länge der Bohrungen zu verkürzen, sondern auch die Querschnittsfläche zu vergrößern.

Aufgrund dieser speziellen Form der Bohrungen kann bei diesem Simulationsschritt die Negativform nicht mehr gevierteilt werden. Die Vereinfachung beschränkt sich somit auf die Halbierung der Geometrie, was einen leicht erhöhten Rechenaufwand mit sich bringt.

Wie Abbildung 3-22 zu entnehmen ist, ändert sich der Verlauf des Druckes im Bereich der Bohrungen durch diese Optimierung nicht mehr so abrupt (vgl. Abbildung 3-19), sondern der Druck wird nun kontinuierlich, über eine längere Strecke hinweg, abgebaut.

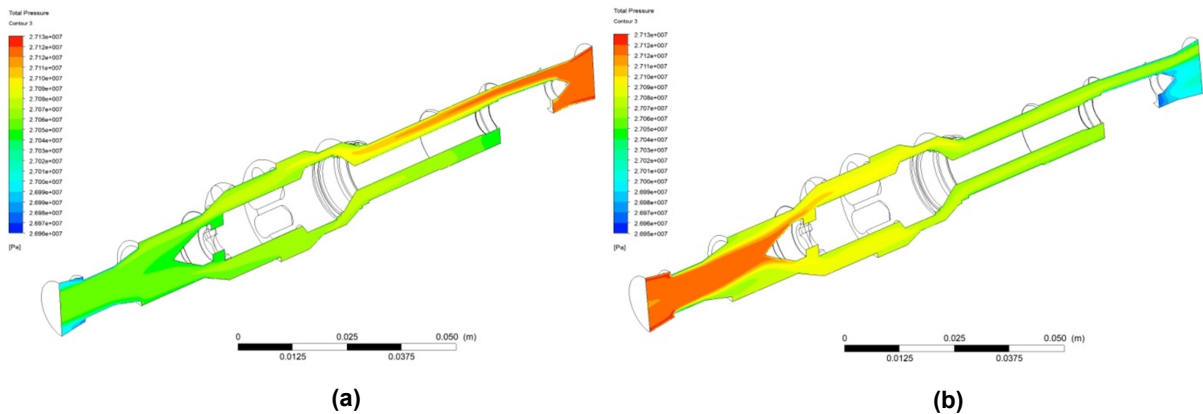


Abbildung 3-22: Simulationsergebnis des Druckverlaufs nach dem zweiten Optimierungsschritt an der kleinen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Mittels der zweiten Optimierungsmaßnahme konnte der Druckverlust nochmals um ein Drittel, von rund 1,5 bar auf 1,0 bar, reduziert werden. Dabei ist der Unterschied zwischen den Strömungsrichtungen nur noch minimal, sodass von 1,0 bar Druckverlust in beide Richtungen gesprochen werden kann. Das Ergebnis der Druckverlustberechnung kann aus Abbildung 3-23 entnommen werden.

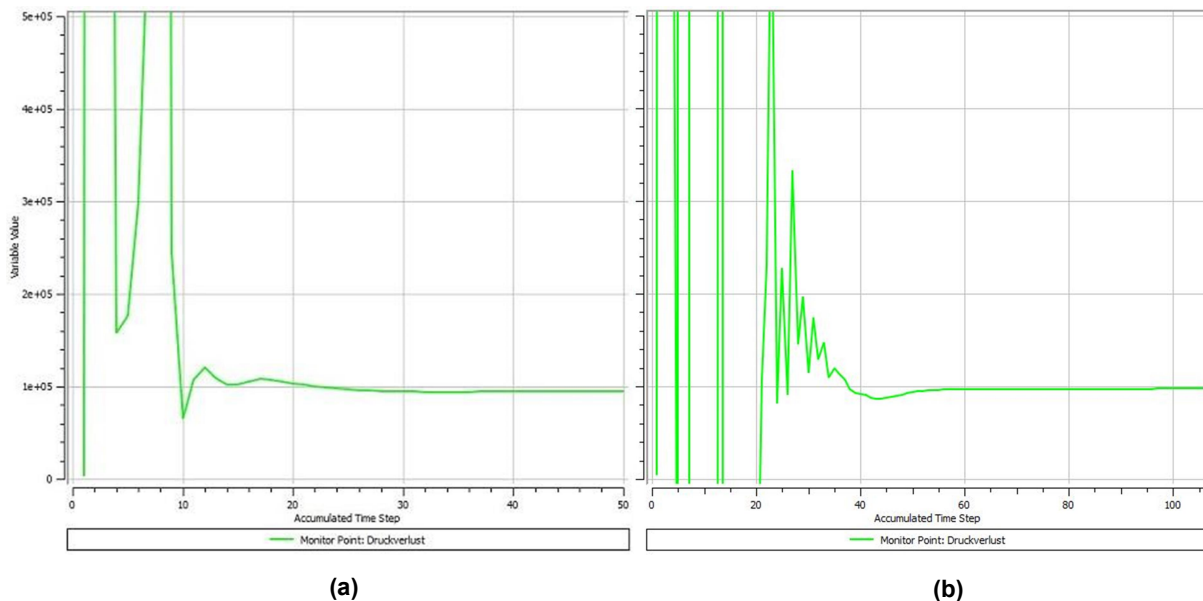


Abbildung 3-23: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der kleinen Kupplung nach dem zweiten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Abschließend wird noch einmal die Geschwindigkeitsverteilung im Inneren der Kupplung betrachtet. Das Ergebnis der Simulation kann aus Abbildung 3-24 entnommen werden. Durch die Optimierung konnte die Geschwindigkeit auf 14 m/s reduziert werden. Bei einer ursprünglichen Geschwindigkeit von 23 m/s im Bereich der Querschnittsveränderung an der vorderen Feder, wird ersichtlich, dass die Maximalgeschwindigkeit um rund 40% verringert werden konnte. Auch in die entgegengesetzte Richtung kann eine Reduktion von 25 m/s auf 15 m/s verzeichnet werden.

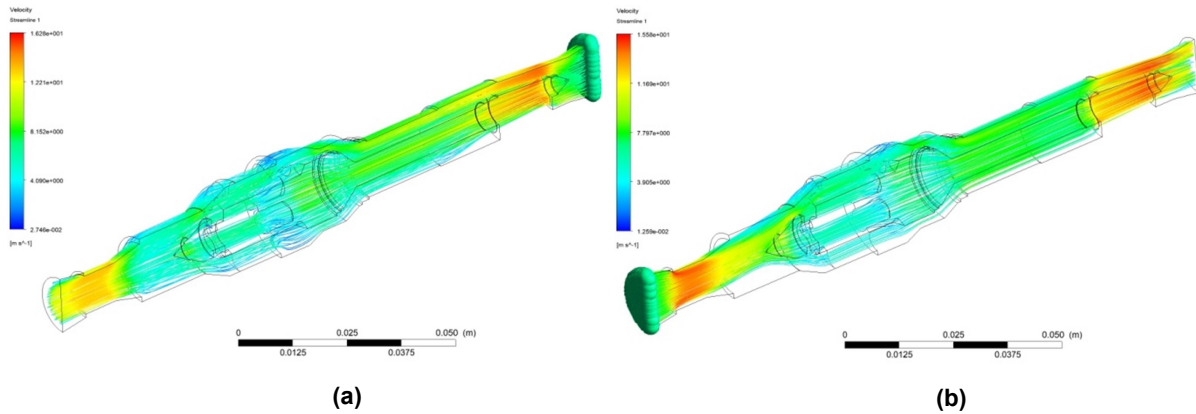


Abbildung 3-24: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der kleinen Kupplung nach dem zweiten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

3.2.2 Simulationsergebnisse an der großen Kupplung

Die Simulationsergebnisse in diesem Kapitel beziehen sich auf die „Version 1“ der Kupplungen. Wie bereits in Kapitel 2.3.2 erwähnt, wird bei der großen Kupplung nur ein Optimierungsschritt durchgeführt, welcher sich auf die Querschnittsverengung an der vorderen Feder bezieht. Die Simulation wurde auch hier für beide Strömungsrichtungen durchgeführt. Die Ergebnisse für den Druckverlauf innerhalb der großen Kupplung sind in Abbildung 3-25 für beide Strömungsrichtungen dargestellt.

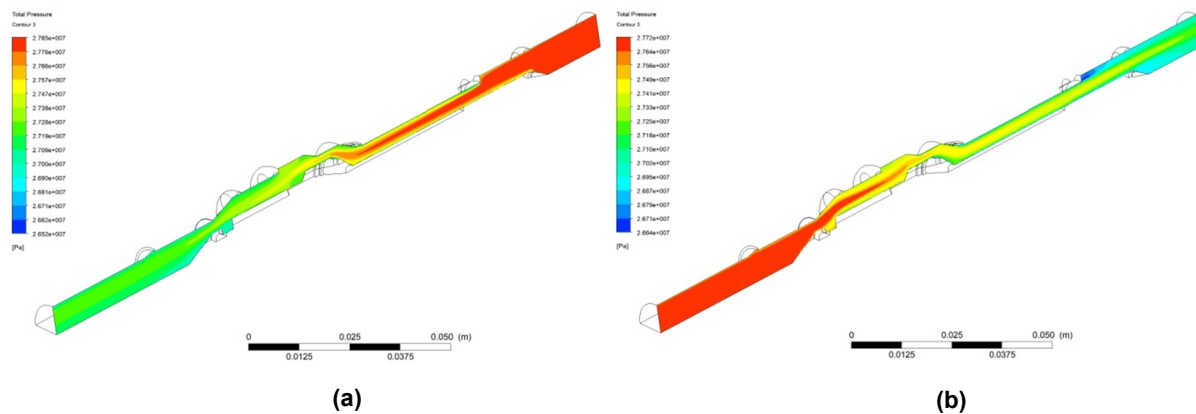


Abbildung 3-25: Simulationsergebnisse des Druckverlaufs nach der Optimierung an der großen Kupplung Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Durch die in Kapitel 2.3.2 beschriebene Optimierungsmaßnahme konnte der Druckverlust innerhalb der großen Kupplung um mehr als 76% verringert werden. Abbildung 3-26 zeigt den ermittelten Druckverlust bei der Durchströmung in beide Richtungen.

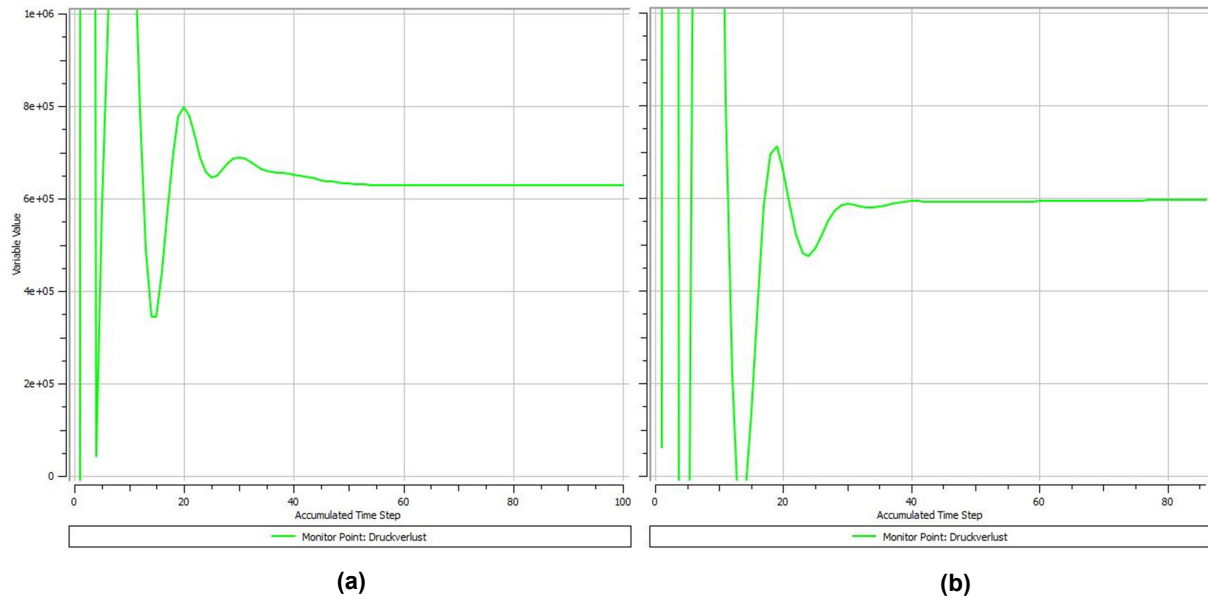


Abbildung 3-26: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der großen Kupplung nach der Optimierung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

Auch die maximalen Geschwindigkeiten in beide Strömungsrichtungen konnten um mehr als die Hälfte reduziert werden. Es ist zu erwähnen, dass sich die Maximalgeschwindigkeit vom Bereich der Feder im Kupplungsstecker zu den Bohrungen in der Mutter der Buchse verschoben hat. Hier könnte möglicherweise der Druckverlust durch eine weitere Optimierung weiter gesenkt werden, indem hier jeweils zwei Bohrungen zu einem „nierenförmigen Querschnitt“, wie auch bei der kleinen Kupplung, zusammenfasst werden. Die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der optimierten großen Kupplung ist in Abbildung 3-27 grafisch dargestellt.

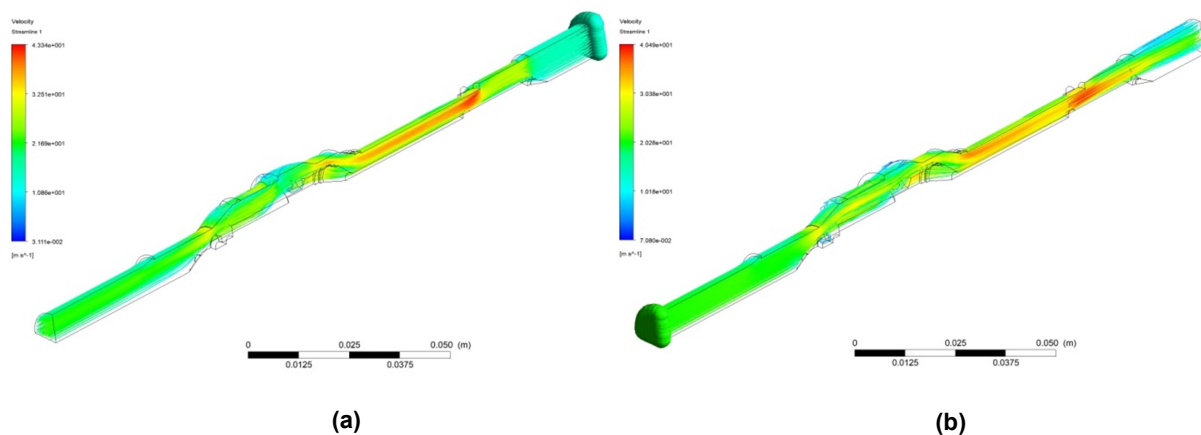


Abbildung 3-27: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der großen Kupplung nach der Optimierung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts

3.3 Messergebnisse

Um die Ergebnisse zwischen Simulation und Messung vergleichen zu können, wurde das Ölmodell in der Simulationssoftware auf die, bei der Messung vorliegenden, Bedingungen angeglichen. Die bei der Messung aufgezeichneten Werte können aus Abbildung 3-28 entnommen werden. Wird der Mittelwert aller Messwerte sowohl für den „Sensor in“ als auch für den „Sensor out“ gebildet und werden diese Werte dann voneinander abgezogen, ergibt sich einen Wert für den Druckverlust von ca. 4,1 bar.

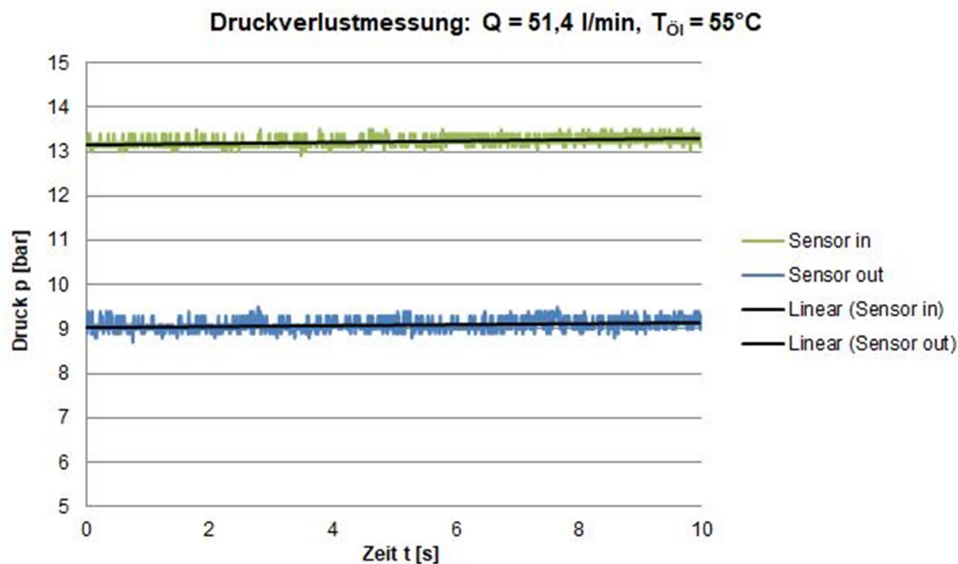


Abbildung 3-28: Messergebnisse an der Kupplung mit $Q = 60 \text{ l/min}$ bei einer Öltemperatur von 55°C

Bei einem Vergleich mit den Simulationsergebnissen für eine Kupplung mit derselben Größe (siehe Abbildung 3-29), lässt sich eine Abweichung von rund 0,7 bar feststellen.

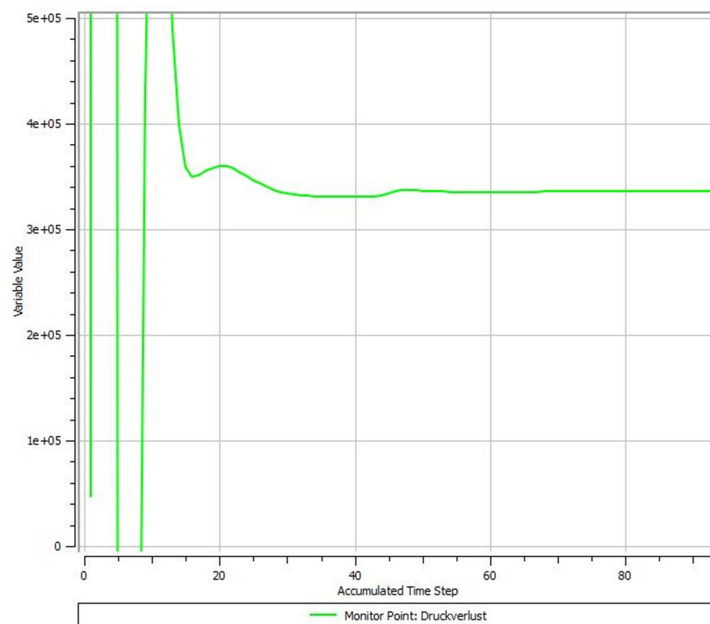


Abbildung 3-29: Simulationsergebnis nach der Anpassung des Ölmodells für eine Kupplung mit $Q = 60 \text{ l/min}$ bei einer Öltemperatur von 55°C

Wie bereits in Kapitel 2.4.1 erwähnt, wurde der Druckverlust der großen Kupplung ebenfalls bei einem Durchfluss von rund 51,4 l/min gemessen, da die eingesetzte Radialkolbenpumpe keinen höheren Volumenstrom liefern kann. Mit diesem geringeren Durchfluss im Vergleich zur Simulation der bestehenden Kupplungen, geht natürlich auch ein niedrigerer Druckverlust einher. Die Messwerte der Drucksensoren am Ein- und Ausgang der Kupplung, aufgetragen über der Zeit, können aus dem Druck-Zeit-Diagramm in Abbildung 3-30 entnommen werden. Wird wiederum der Mittelwert aller Messwerte gebildet, sowohl für den „Sensor in“ als auch für den „Sensor out“, so ergibt sich ein mittlerer Druckverlust von rund 1 bar.

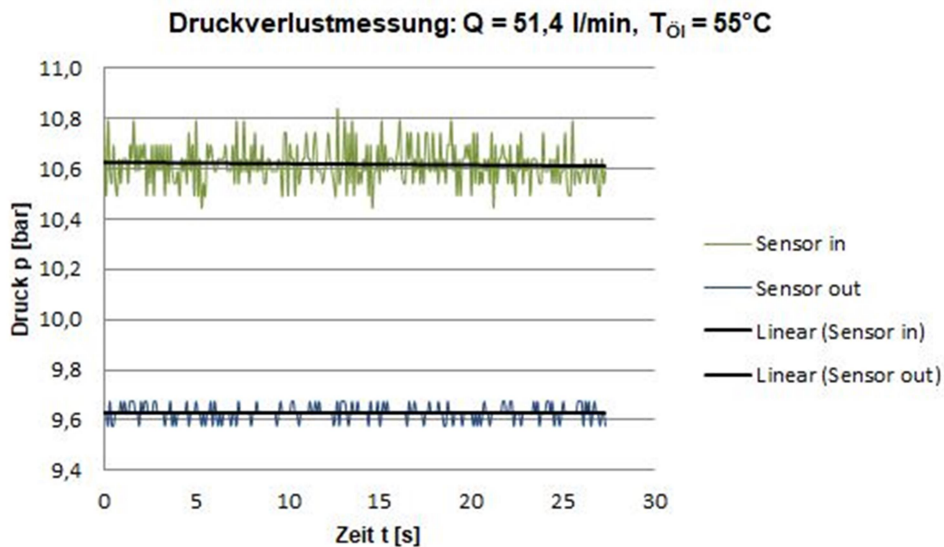


Abbildung 3-30: Messergebnisse an der Kupplung mit $Q = 250 \text{ l/min}$ bei einer Ötemperatur von 55°C

Im Vergleich der Messergebnisse mit jenen aus der Simulation, lässt sich auch hier eine geringe Abweichung der Ergebnisse von ca. 0,15 bar erkennen (Abbildung 3-31).

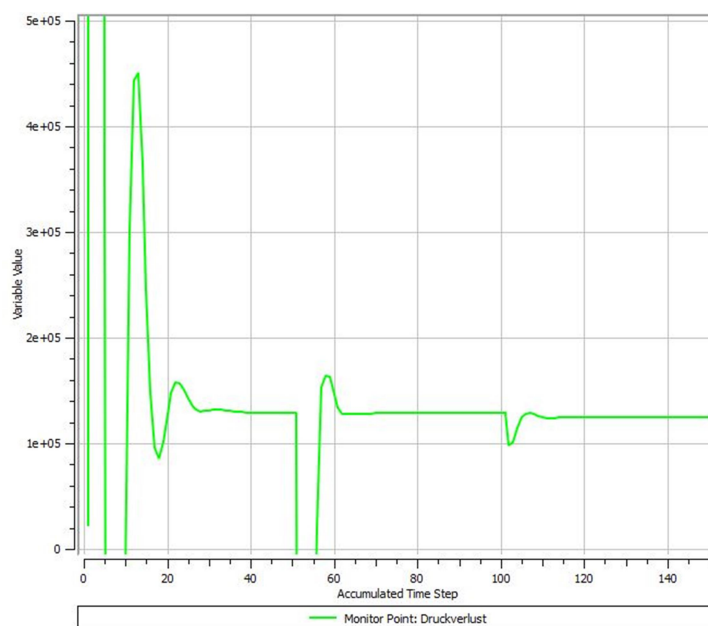


Abbildung 3-31: Simulationsergebnis für die große Kupplung bei einem Durchfluss von 51,4 l/min und einer Ötemperatur von 55°C

3.4 Ergebnisse des Prüfstandversuchs

Nach dem vollständigen Aufbau des Prüfstands, wurden die ersten 20 Kuppelzyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem reduzierten Betriebsdruck von rund 100 bar durchgeführt. Dadurch konnte festgestellt werden, ob alle Verschraubungen dicht sind und ob der Kuppelvorgang wie geplant erfolgt.

Abbildung 3-32 zeigt die Menge an Lecköl, die nach einem und nach 10 durchfahrenen Kuppelzyklen angefallen ist. Um das Öl besser sichtbar zu machen, wurde unter dem hydraulischen Schnellwechselsystem ein Papiertuch positioniert. Es wird sofort ersichtlich, dass die Leckölfreiheit von Beginn an nicht gewährleistet war. Deshalb wurden einige Maßnahmen erarbeitet, um dieser Leckage möglicherweise entgegenwirken zu können.

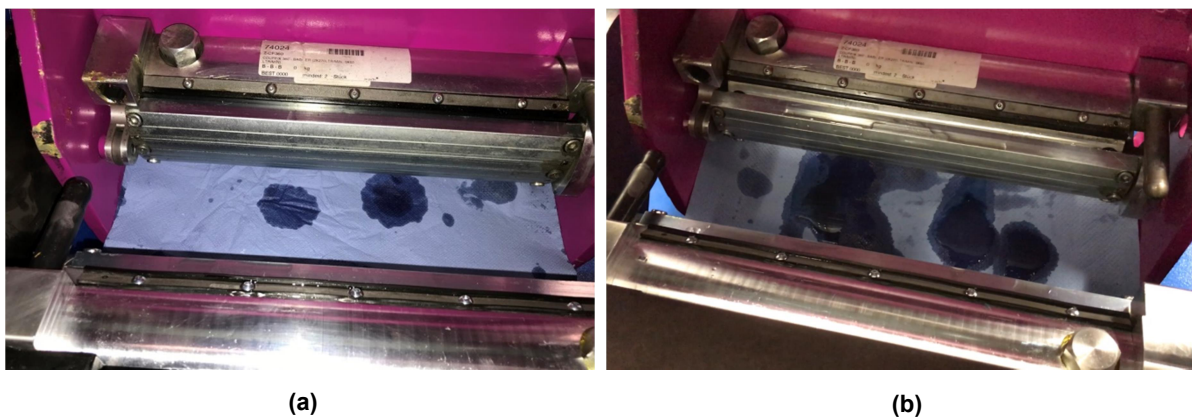


Abbildung 3-32: Lecköl (a) nach einem Kuppelzyklus und (b) nach den ersten 10 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar

Zunächst schien es, als ob sich nur unterhalb der verbauten 60 l/min Kupplungen Lecköl bilden würde. Da diese Kupplungen am Ein- und Ausgang mit Rohrleitungen verbunden wurden und die mittels Schläuche verbundenen 250 l/min Kupplungen anfangs nicht leckten, wurden im Zuge der ersten Maßnahme die Rohre durch Schläuche ersetzt. Der Gedanke war, dass der Druck des Hydrauliköls nach den Kupplungen durch die verbauten Drosseln nicht schnell genug abgebaut werden kann und sich das Öl dadurch zurückstauen könnte. Dass die mit Schläuchen verbundenen Kupplungen nicht lecken, ließe sich mit der Tatsache erklären, dass Hydraulikschläuche um einiges weicher sind als Rohre und sich diese stärker dehnen lassen. Dadurch wäre in begrenztem Maße ein größerer Druckausgleich möglich. Leider führte diese Maßnahme nicht zum erwünschten Erfolg.

Im zweiten Schritt wurde nach einer der vier Kupplungen die Konstantdrossel durch eine verstellbare Drossel ersetzt und diese auf maximalen Durchfluss eingestellt. Somit entsteht nach der Kupplung kein Gegendruck, das Öl fließt ins „Leere“. Auch durch diese Maßnahme konnte die Leckage nicht verringert werden.

Der letzte Ausweg bestand nun darin, eines der verbauten Kupplungspaare auszutauschen und durch werksneue Kupplungen zu ersetzen. Nach dem ersten Kuppelvorgang schienen diese dicht zu sein, jedoch stellte sich nach mehrmaligen Kuppelzyklen das gleiche Ergebnis, wie zu Beginn bei den vorher verbauten Kupplungen, ein (vgl. Abbildung 3-32).

Bei genauerer Betrachtung der erstellten Bewegungsstudie des Kuppelvorgangs fällt auf, dass während des Kuppelvorgangs die beiden Dichtungen im Inneren der Buchse nahezu gleichzeitig über einen Stoß gleiten. Wie in der Detailansicht in Abbildung 3-33 dargestellt, könnte es möglich sein, dass das Hydrauliköl unter ungünstigen Umständen die Dichtungen entlang des rot markierten Pfades umströmt und somit die Dichtheit der Kupplungen für kurze Zeit nicht mehr gewährleistet ist. Das Ergebnis dieses Zustandes könnte das anfallende Lecköl sein.

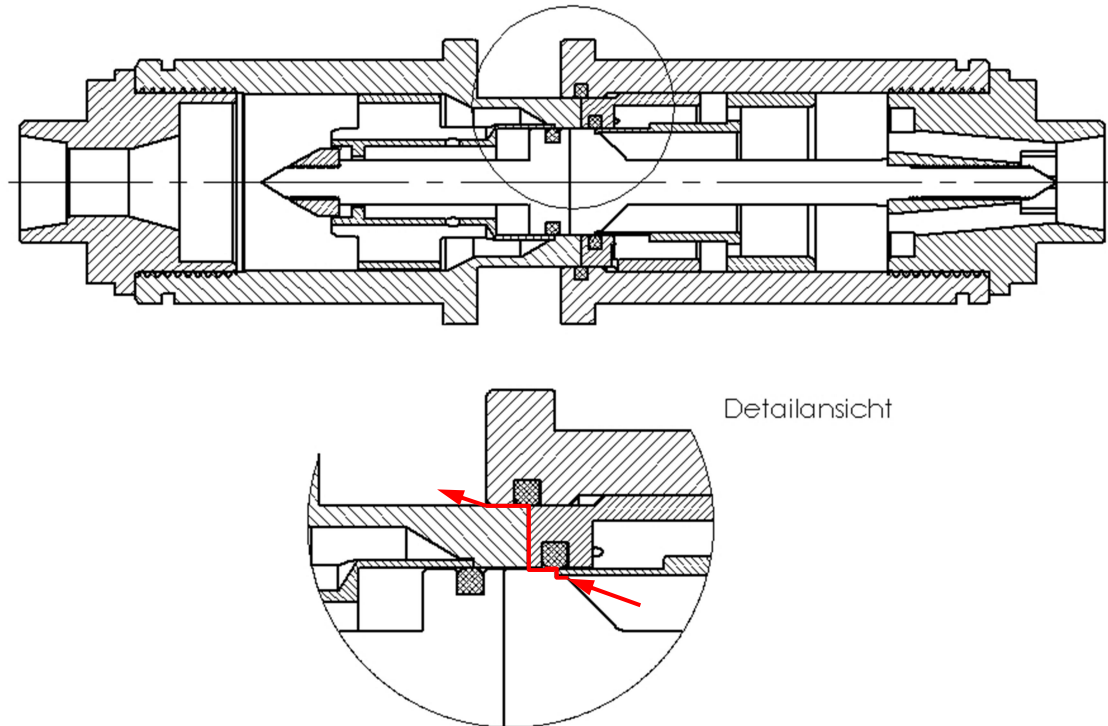


Abbildung 3-33: Schnittdarstellung der Kupplung mit $Q = 60$ l/min während des Kuppelvorgangs

Um herauszufinden, ob dies der Fehler sein könnte, wurde in der institutseigenen Werkstatt ein Prototyp der Buchse gefertigt, wobei nur zwei konstruktive Änderungen vorgenommen werden mussten. Einerseits wurde die Länge des Absatzes am Kolben um zwei Millimeter verlängert und im gleichen Schritt wurde die Länge der Innenhülse um denselben Wert gekürzt, wodurch sich die Abmessungen anderer Bauteile nicht ändern und somit die geforderte Kompatibilität zu bereits verbauten Systemen weiterhin gewährleistet ist. Die Schnittdarstellung des Prototyps kann aus Abbildung 3-34 entnommen werden.

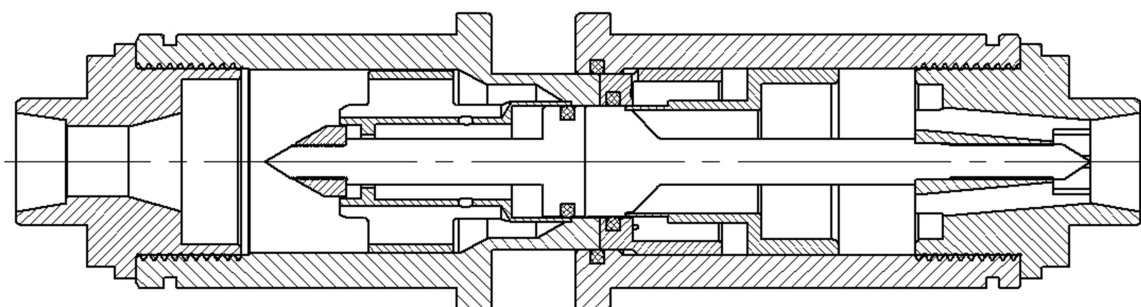


Abbildung 3-34: Schnittdarstellung eines Prototyps der Kupplung mit $Q = 60$ l/min während des Kuppelvorgangs

Bei genauerer Betrachtung dieser beiden Ausführungen wird ersichtlich, dass bei den bestehenden Kupplungen die beiden Dichtungen parallel, also gleichzeitig, öffnen. Dazu kommt, dass beim Kuppeln eine Kreisbewegung zwischen dem Schnellwechsler und Anbaugerät entsteht, wodurch die Stirnflächen nicht parallel zueinander stehen, sondern in einem gewissen Winkel aneinander stoßen, wodurch ein Spalt entsteht. Dies wird wahrscheinlich der Grund für das auftretende Lecköl sein.

Bei der Ausführung des Prototyps gleitet zunächst die äußere Dichtung über den Stoß zwischen Hülse und Stecker. Erst wenn die Dichtung ihre Dichtfunktion auf der Fläche des Steckers wieder aufgenommen hat, gleitet die innere Dichtung über den Stoß zwischen Kolben und Innenhülse. Somit ist die Dichtheit der Kupplung zu jedem Zeitpunkt gegeben, vorausgesetzt die Dichtungen selbst sind voll funktionsfähig.

Der Prototyp der Buchse wurde anschließend im aufgebauten Schnellwechsler montiert und das System wurde noch einmal mit einer Öltemperatur von 20°C und einem reduzierten Betriebsdruck von rund 100 bar auf dessen Dichtheit überprüft. Das Ergebnis dieser erneuten 20 Probezyklen kann aus Abbildung 3-35 entnommen werden, wobei der Prototyp an der zweiten Stelle von links im hydraulischen Schnellwechsler verbaut wurde. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich unterhalb des Prototyps der Buchse nach dieser Anzahl von Kuppelzyklen kein Lecköl angesammelt hat. Die Kupplung scheint vorerst dicht zu sein.

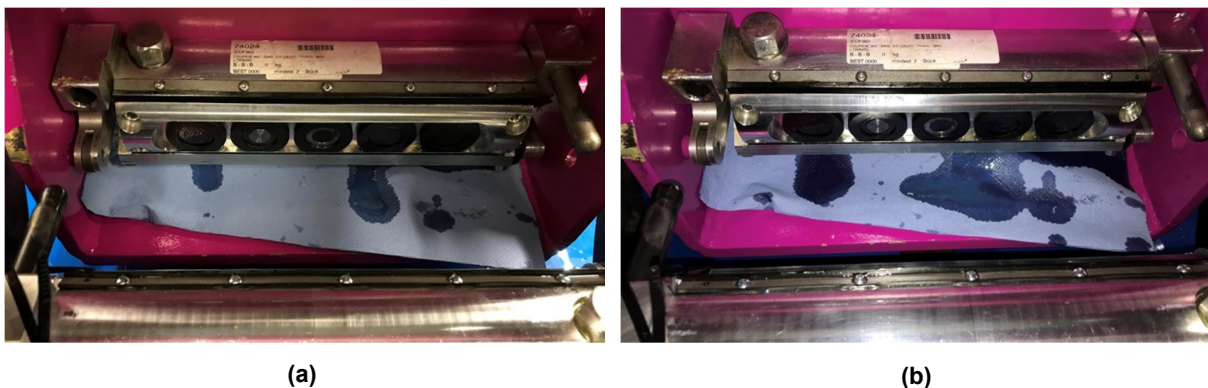


Abbildung 3-35: Lecköl (a) nach 10 Kuppelzyklen und (b) nach 20 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar; die zweite Kupplung von links entspricht dem Prototyp

Im weiteren Verlauf der Tests unter reduziertem Betriebsdruck und einer Temperatur von rund 20°C wurden noch weitere Prototypen angefertigt und in den hydraulischen Schnellwechsler eingebaut. Ziel dieses Arbeitsschrittes war es herauszufinden, ob die Anpassung des Kolbens tatsächlich das Lecköl verringern kann.

Das Ergebnis von weiteren 10 Kuppelzyklen ist in Abbildung 3-36 dargestellt. Wie zu erwarten war, konnte das Lecköl um ein Vielfaches reduziert werden. Eine 100%ige Abdichtung der Kupplungen konnte jedoch auch durch diese Maßnahme nicht erreicht werden. Der Grund hierfür dürfte die bereits erwähnte Kreisbewegung zwischen dem Schnellwechsler und dem Anbaugerät sein.

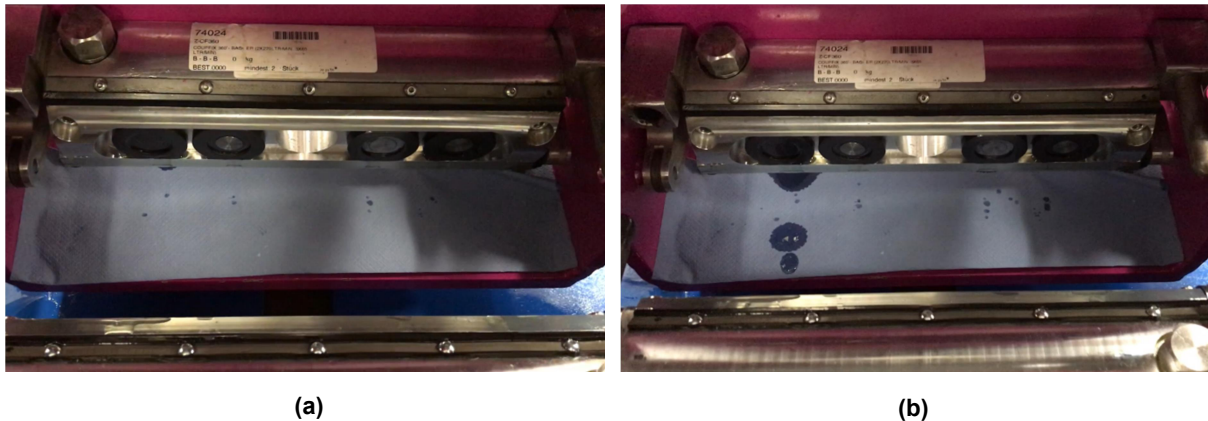


Abbildung 3-36: Lecköl (a) nach einem Kuppelzyklus und (b) nach 10 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar; die linke Kupplung entspricht der werkseitigen Ausführung

Um zu testen, ob die Dichtungen der aktuell verbauten Kupplungen nach den 10.000 Zyklen immer noch dicht sind, wurden die drei Prototypen nach der Dichtheitsprüfung wieder aus dem Schnellwechsler ausgebaut und durch die Standardkupplungen ersetzt.

Nun folgte der Test unter den vorgegebenen Bedingungen, einer Betriebstemperatur von 80°C und einem Druck von ca. 350 bar. Anfänglich verlief der Test problemlos und an den Kupplungen fiel eine normale Menge an Lecköl an. Auch nach dem Anstieg der Betriebstemperatur auf die geforderten 80°C konnte keine erhöhte Leckage an den Hydraulikkupplungen festgestellt werden.

Nach rund 800 Zyklen fiel jedoch die erste Kupplung aus. Zuerst schien es, als ob es zu einer Rauchentwicklung gekommen sei. Nach genauerer Untersuchung am hydraulischen Schnellwechsler war aber schnell klar, dass es sich hierbei um fein zerstäubtes Hydrauliköl handelte, welches durch eine defekte Dichtung ins Freie gedrückt wurde. Da zum Zeitpunkt des Ausfalls eine Öltemperatur von rund 80°C vorlag, konnte die defekte Kupplung erst nach einer gewissen Abkühlzeit getauscht und anschließend der Dauerversuch fortgesetzt werden. Die ausgewechselten Kupplungen wurden im Anschluss an den Dauertest auseinander genommen und die Beschädigungen dokumentiert.

Aus Abbildung 3-37 können die Beschädigungen an der ersten, ausgefallenen Kupplung entnommen werden. Was sofort auffällt ist, dass die äußere Dichtung im Gehäuse so aussieht, als ob diese im Laufe der Kuppelvorgänge überschoben worden ist, während die Dichtung innerhalb der Hülse keinen sichtbaren Defekt aufweist.

Des Weiteren sind in Abbildung 3-37 die ungleichmäßigen Abnutzungsspuren an den Metallteilen sehr gut ersichtlich. Diese werden durch die bereits oben erwähnte Kreisbewegung zwischen Schnellwechsler und Anbaugerät verursacht. Da am Beginn des Kuppelvorgangs immer ein Winkel zwischen Buchse und Stecker vorhanden ist, wird im Bereich des Erstkontaktes das Material stärker belastet und abgetragen.

Die ungleichen Abnutzungsspuren zwischen Kolben und Innenhülse lassen sich dadurch erklären, dass der Kolben in die Mutter eingeschraubt und in dieser verklebt ist, dadurch ist ein Verdrehen während des Kuppelvorgangs ausgeschlossen, während die Innenhülse nur mittels einer Druckfeder vorgespannt ist und gegen den Kolben gepresst wird. Somit ist die Möglichkeit einer Rotation gegeben.



Abbildung 3-37: Schadensbilder an der ersten ausgefallenen Kupplung mit $Q = 250 \text{ l/min}$

Die nächsten Defekte traten nach 3.000 gefahrenen Zyklen auf. Aus einer Kupplung mit Nenndurchfluss von 60 l/min , welche an der vierten Position von links im Schnellwechsler montiert war, trat ein feiner Ölstrahl aus. Auch die zuvor nach 800 Zyklen ausgetauschte Kupplung an der fünften Position war zu diesem Zeitpunkt erneut undicht und topfte. Somit kann dieser Kupplung eine Lebensdauer von 2.200 Kuppelzyklen zugeschrieben werden. Nach einer erneuten Abkühlzeit des hydraulischen Systems, wurden die beiden Buchsen ausgebaut und abermals durch werksneue Kupplungen ersetzt.

Am Schadensbild der Dichtung der Kupplung mit einem Durchfluss von 250 l/min in Abbildung 3-38 ist zu erkennen, dass die Dichtung nach 2.200 durchfahrenen Zyklen entlang des gesamten Umfangs zerstört worden ist. Weiters wird in Abbildung 3-38c noch einmal die ungleichmäßige Materialabtragung an der Innenhülse, welche durch die ständige Querstellung im Gehäuse aufgrund der Kreisbewegung zwischen den Kuppelpartnern verursacht wird, veranschaulicht.

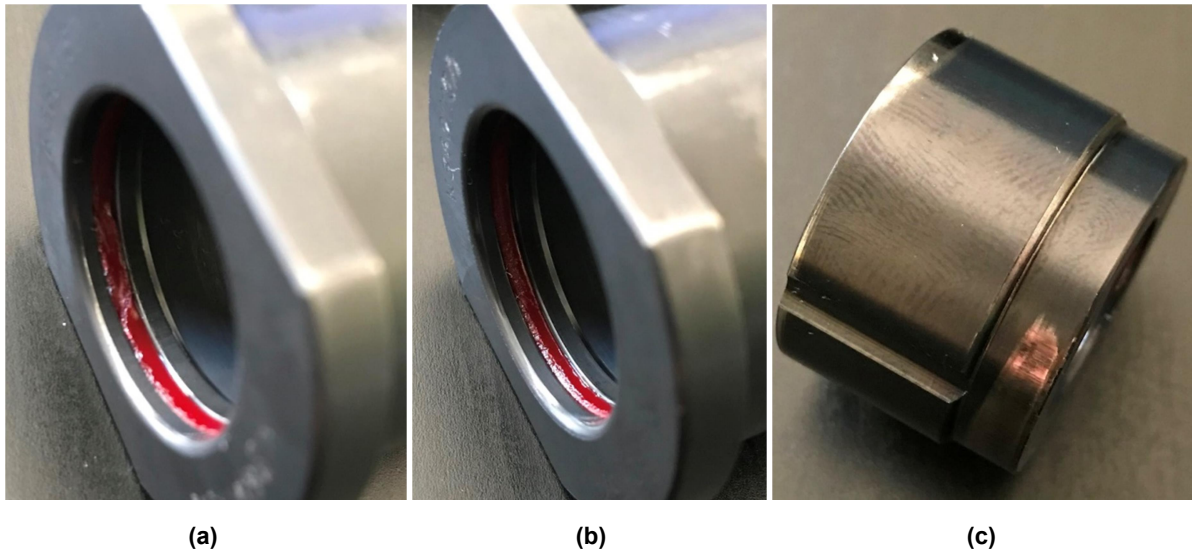


Abbildung 3-38: Schadensbilder nach 2.200 Kuppelzyklen an einer Kupplung mit $Q = 250$ l/min; (a) und (b) zeigen die zerstörte Dichtung entlang des gesamten Umfangs und (c) die ungleichmäßige Materialabtragung an der Innenhülse

Auch bei der zweiten ausgefallenen Kupplung nach 3.000 Zyklen mit $Q = 60$ l/min kann eine Beschädigung der äußeren Dichtung entlang des gesamten Umfangs beobachtet werden, wobei der Dichtring auch hier auf einer Seite größere Schäden aufweist, als auf der gegenüberliegenden Position (siehe Abbildung 3-39a,b). Abbildung 3-39c zeigt währenddessen, wie die Dichtung im voll funktionsfähigen Zustand aussieht.

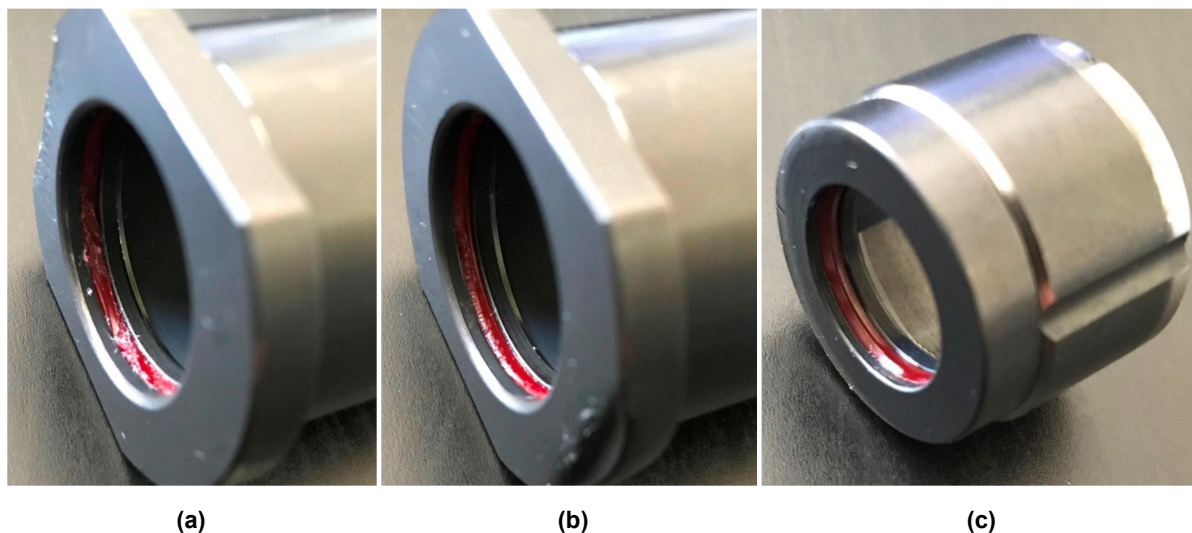


Abbildung 3-39: Schadensbilder nach 3.000 Zyklen: (a) und (b) zeigen die zerstörte äußere Dichtung entlang des gesamten Umfangs; in (c) ist eine intakte Dichtung abgebildet

Die Ausfälle vier, fünf und sechs nach einer Lebensdauer von 3.500 bzw. 4.500 Zyklen werden hier noch einmal gemeinsam betrachtet, da sich die Schadensbilder sehr stark voneinander unterscheiden. Während bei der Kupplung mit $Q = 60$ l/min, welche nach 3.500 Kuppelvorgänge ausgefallen ist (siehe Abbildung 3-40a), nur minimale Abnutzungsspuren an der Dichtung festgestellt werden können, hat der Dichtring bei der großen Kupplung mit 250 l/min nach 4.500 Zyklen bereits begonnen sich aufzulösen (Abbildung 3-40b).

Die bereits bei 800 und 3.000 Zyklen ausgetauschte, an der fünften Position im Schnellwechsler montierte Kupplung, fiel nach weiteren 1.500 Kuppelvorgängen erneut aus. Das Schadensbild an der Dichtung dieser Hydraulikkupplung ist in Abbildung 3-40c dargestellt.



(a)

(b)

(c)

Abbildung 3-40: Schadensbilder: (a) nach 3.500 Zyklen einer Kupplung mit $Q = 60$ l/min, (b) nach 4.500 Zyklen und einer Größe von 250 l/min und (c) nach 1.500 Kuppelvorgängen einer Kupplung mit $Q = 250$ l/min

4 Diskussion

4.1 Diskussion der Simulationsergebnisse

Beim Vergleich der Ergebnisse der ersten beiden Testsimulationen fällt auf, dass die Qualität der Ergebnisse stark von der Vernetzung abhängt. So wird beispielsweise nach der ersten Testsimulation ein Druckverlust bei rückwärtiger Durchströmung der kleinen Kupplung von rund 2,3 bar errechnet, während der Druckverlust nach der zweiten Testsimulation auf 3,6 bar ansteigt. Weiters sei erwähnt, dass beim zweiten Simulationsdurchlauf der Druckverlust, trotz der Vereinfachung der Negativform durch die Entfernung der ersten Feder, anstieg. Dies spricht dafür, dass sich die Netzqualität und somit auch die Ergebnisgenauigkeit zwischen den beiden Simulationen erheblich verbessert haben muss.

Für die finale Simulation wurde zusätzlich auch die zweite Feder entfernt, da sich diese, bis auf einige Verwirbelungen, nicht erwähnenswert auf die Strömung auszuwirken scheint. Weiters wurde der Bereich der starken Querschnittsreduktion durch eine optimale Lage der Teilungsebenen in weitere, kleinere Einzelteile zerlegt, um die kritischen Bereiche noch besser vernetzen zu können. Trotz dieser Maßnahmen veränderte sich der Druckverlust nur noch marginal. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Ergebnisse bei Einhaltung dieser Arbeitsschritte der gewünschten Genauigkeit entsprechen.

Eine weitere Aufgabe dieser Arbeit war herauszufinden, ob und wie stark die bestehenden Kupplungen optimiert werden können. Bei einem Betriebsdruck von 270 bar entspricht ein Druckverlust von 3,5 bar zwar nur einem Verlust von rund 1,3%, jedoch tritt dieser nur in der Kupplung auf. Wird das hydraulische Gesamtsystem betrachtet, so summieren sich die auftretenden Verluste, wodurch jede Reduktion eine Verbesserung darstellt.

Durch den ersten Optimierungsschritt, also der Entfernung der starken Querschnittsverengung am Sitz der Feder im Stecker und der Verkürzung der Bohrungslänge an der Mutter der Buchse, konnte der Druckverlust immerhin schon um rund 50% auf 1,6 bar gesenkt werden. Bei der zusätzlichen Betrachtung der Ergebnisse nach dem zweiten Optimierungsschritt kann eine Reduktion des Druckverlusts um weitere 30% beobachtet werden. Das Ergebnis dieser Optimierungsschritte ist eine Senkung des Druckverlusts auf rund 1 bar, was 0,37% des Betriebsdruckes entspricht. Dadurch entsteht auch eine homogenere Druckverteilung innerhalb der Kupplung. Abbildung 4-1 zeigt die stufenweise Reduktion des Druckverlusts zwischen der bestehenden Ausführung der Kupplung mit Nenndurchfluss von 60 l/min und dem zweiten Optimierungsschritt.

Weiters konnte durch die Optimierungsmaßnahmen auch die maximal auftretende Geschwindigkeit innerhalb der Kupplungen gesenkt werden. So beträgt diese bei der bestehenden Ausführung 23 m/s, während sich durch den zweiten Optimierungsschritt die Maximalgeschwindigkeit auf 14 m/s einpendelt.

Der Vollständigkeit halber wurden alle Simulationen auch in die entgegengesetzte Richtung durchgeführt. Da der Druckverlust in beide Strömungsrichtungen in etwa gleich groß ist, konnte auch ungefähr der gleiche Optimierungsgrad von rund 70% erreicht werden.

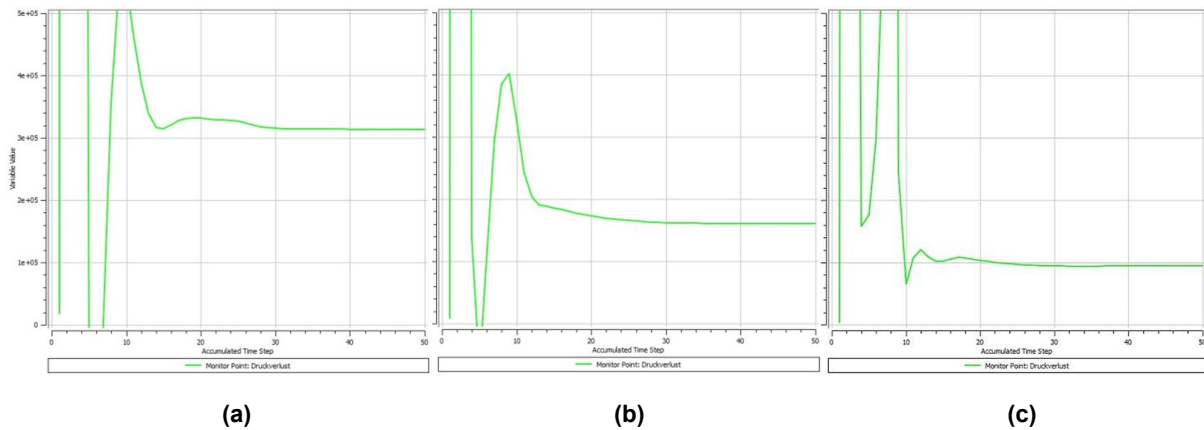


Abbildung 4-1: Druckverlust-Diagramme der Kupplung mit $Q = 60$ l/min, (a) bestehende Ausführung, (b) nach dem ersten Optimierungsschritt, (c) nach der zweiten Optimierungsmaßnahme

Erwähnenswert ist auch das Ergebnis der Optimierung an der großen Kupplung mit einem Nenndurchfluss von 250 l/min. Dort konnte durch die „Entschärfung“ der Querschnittsverengung der Druckverlust von 27 bar bzw. 32 bar bei der Durchströmung in die entgegengesetzte Strömungsrichtung auf 6,4 bzw. 6,0 bar reduziert werden. Dies entspricht einer Verbesserung des Druckverlusts von mehr als 76%! In etwa die gleiche Reduktion kann auch bei der „Version 2“ der Kupplung mit $Q = 250$ l/min beobachtet werden.

Weiters konnten auch die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten um mehr als die Hälfte reduziert werden. Die anfänglichen 92,7 m/s wurden durch den Einbau von nur einem zusätzlichen Bauteil in die „Version 1“ der Kupplungen auf 43,3 m/s gesenkt. Eine ähnliche Verbesserung kann auch bei der „Version 2“ erreicht werden.

Grundsätzlich zieht eine hohe Strömungsgeschwindigkeit lediglich einen erhöhten Druckverlust mit sich. Bei Betrachtung der erweiterten Bernoulli-Gleichung bei reibungsbehafteter Strömung eines realen Fluides als Druckgleichung,

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot u_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot u_2^2 + \zeta \cdot \frac{u_2^2}{2} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_2^2 \quad (4.1)$$

lässt sich leicht erkennen, dass bei einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit der statische Druck zu Lasten des dynamischen Druckes abnehmen muss. Unter ungünstigen Bedingungen, vor allem bei geringen Arbeitsdrücken, kann ein zu hoher Abfall des statischen Druckes zu Luftausscheidungen im Hydrauliköl, der sogenannten Pseudokavitation, führen. Die Luft scheidet sich sehr rasch aus, braucht aber einige Zeit um wieder im Öl gebunden zu werden. Wird das, sich in diesem Zustand befindliche, Öl plötzlich einem hohen Druck ausgesetzt, kann dies zum gefürchteten Dieseleffekt führen.

Die Folgen von Kavitation und Dieseleffekt reichen von Materialzerstörungen an Pumpengehäusen und Überdruckventilen, Reduzierung des Pumpenwirkungsgrades durch Füllverluste, Geräuschemissionen oder Druckstöße mit Druckspitzen bis hin zu Ölalterungen und zerstörten Dichtungen durch den Dieseleffekt.⁵⁰

Abschließend sei noch erwähnt, dass der Kupplungsmechanismus der Schnellwechselkupplungen technisch sehr ausgereift ist, jedoch können diese durch sehr einfache, konstruktive Veränderungen strömungstechnisch noch sehr stark verbessert werden.

⁵⁰ STS global.sensor.excellence, 2019

4.2 Diskussion des Messergebnisses

Beim Vergleich der Ergebnisse der Messung bei 55°C mit jenen der Simulation bei der Betriebstemperatur von 80°C ist die Höhe des Druckverlusts bei der Messung, aufgrund der Temperaturabhängigkeit von Dichte und Viskosität, natürlich höher. Die Betrachtung des Temperaturunterschiedes ΔT von 25°C zwischen Simulation und Messung lässt auf einen erhöhten Druckverlust schließen. Tatsächlich ist dieser aber nur sehr gering und beträgt nur rund 0,2 bar. Abbildung 4-2 zeigt eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse bei verschiedenen Temperaturen und Stoffwerten für das Hydrauliköl HLP 46.

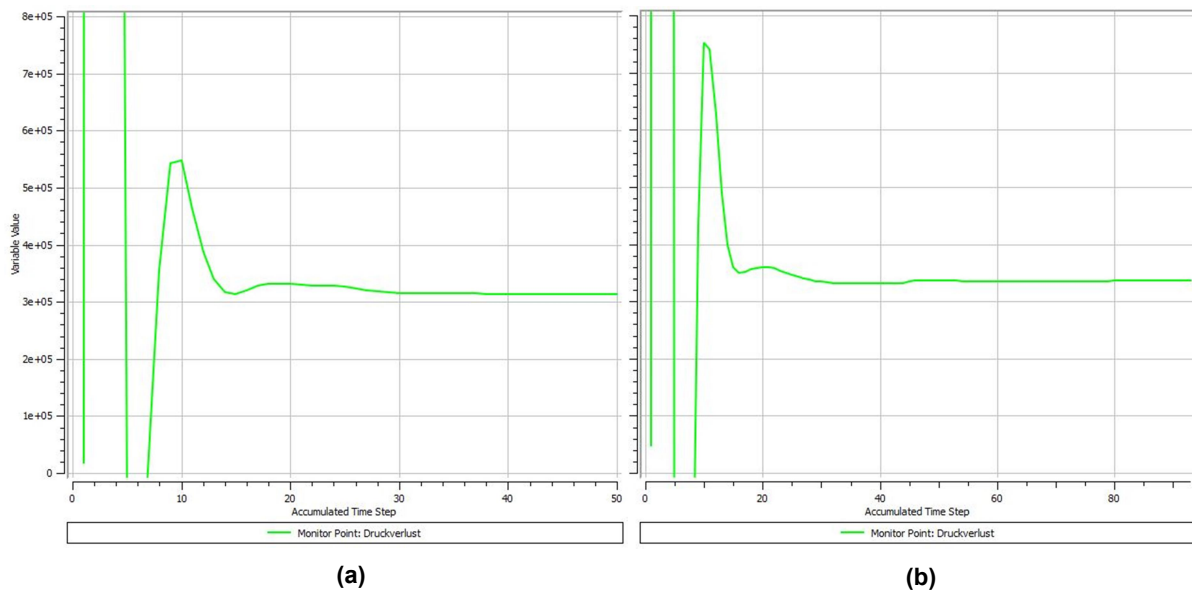


Abbildung 4-2: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Temperaturen und Stoffwerten, (a) 80°C, (b) 55°C

Weiters fällt auf, dass sich das Ergebnis der Simulation von jenem der Messung (vgl. Abbildung 3-28 und Abbildung 3-29) um ca. 0,7 bar unterscheidet. Diese Abweichung lässt sich u.a. durch folgende Kriterien erklären:

- für die Simulation wurde die Negativform der Kupplung durch die Entfernung der Federn, an denen sich Verwirbelungen bilden und die einen Druckverlust mit sich ziehen, vereinfacht
- die Drucksensoren sind nicht direkt am Ein- und Ausgang der Kupplung montiert, es befinden sich zwischen Drucksensor und Kupplung noch Verschraubungen und Rohrleitungen
- die Viskosität des Hydrauliköls kann nicht zu 100% genau angegeben werden, es existieren vielmehr eine obere und untere Grenze für die Viskosität, die das Hydrauliköl aufweisen muss
- bei der Simulation wurde ein Turbulenzmodell verwendet, welches die tatsächliche Strömungssituation abzubilden versucht

Auch bei der Betrachtung der Messergebnisse an der großen Kupplung lassen sich Abweichungen aufgrund der oben erwähnten Kriterien erkennen. Da die Messung bei dieser Ausführung ebenfalls mit einem Durchfluss von nur rund 51,4 l/min durchgeführt wurde, beträgt der Druckverlust innerhalb der Kupplung nur rund 1,15 bar.

Bei gleichem Durchfluss und annähernd gleichem Druck beträgt der Verlust an der kleinen Kupplung 3,4 bar und an der großen Kupplung nur ca. 1,15 bar. Die Tatsache, dass sich der geometrische Aufbau der verschiedenen Kupplungsgrößen nur in der Ausführung der Kupplungsmuttern unterscheidet, stützt die Aussage, dass die Bohrungen in der Mutter der kleinen Kupplung die Strömung negativ beeinflussen und somit einen großen Druckverlust hervorrufen.

Um diesen Sachverhalt besser visualisieren zu können, sind in Abbildung 4-3 noch einmal die Schnittansichten der Kupplungen mit den dazugehörigen Geschwindigkeitsverteilungen dargestellt. Die rot markierten Stellen zeigen dabei das Strömungsverhalten am Sitz der Kupplungsmuttern.

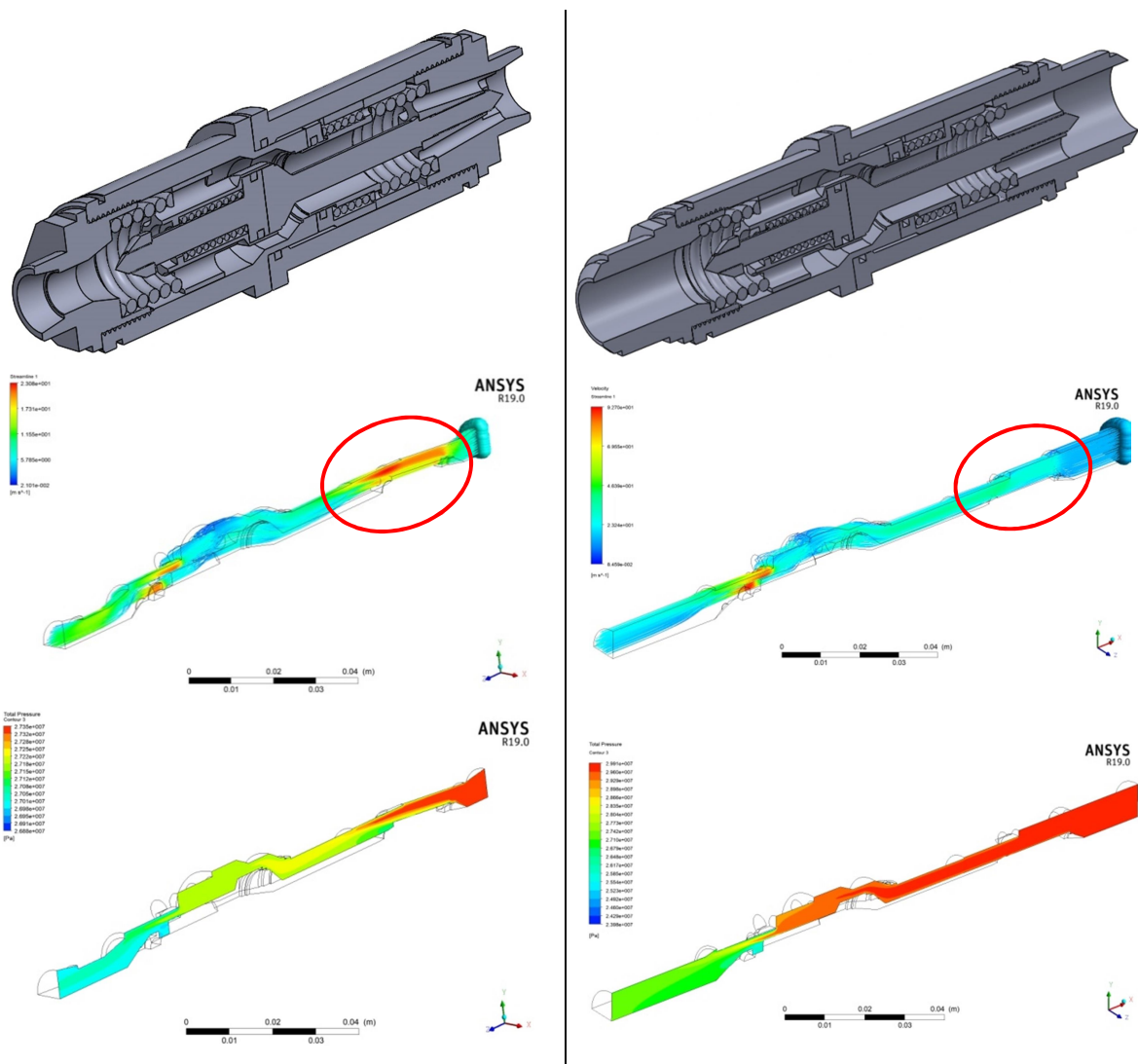


Abbildung 4-3: Schnittdarstellungen der Kupplungen mit $Q = 60$ l/min (links) und $Q = 250$ l/min (rechts) mit den dazugehörigen Geschwindigkeits- und Druckverteilungen aus der Simulation

Obwohl es sich hierbei um die Ergebnisse aus der Simulation mit den tatsächlichen Durchflüssen von 60 l/min bzw. 250 l/min handelt, ist leicht zu erkennen, dass trotz des größeren Durchflusses die Geschwindigkeits- und Druckverteilung der großen Kupplung, durch die größeren Bohrungen in der Mutter, immer noch besser sind, als bei der kleinen Ausführung.

4.3 Diskussion der Ergebnisse des Prüfstandversuchs

Bei den ersten Probe-Kuppelzyklen stellte sich heraus, dass das System nicht leckölfrei ist. Folgende Ursachen könnten dazu führen, dass die Kupplungen teilweise nicht zu 100% abdichten:

- der Schnellwechsler vollführt beim Kuppelvorgang eine Kreisbewegung, wodurch die Kuppelpartner unter einem bestimmten Winkel aufeinander treffen – die Folge ist ein Spalt zwischen den Planflächen
- aufgrund der Kreisbewegung zwischen Anbaugerät und Schnellwechsler sind größere Passungen und Toleranzen nötig, diese beeinflusst die Dichtfunktion der Dichtungen
- die beiden Dichtringe in der Buchse gleiten bei der aktuellen Ausführung gleichzeitig über einen Stoß, wodurch unter ungünstigen Umständen die Dichtungen umströmt werden können (siehe Kapitel 3.4, Abbildung 3-33)

Wirft man einen Blick auf die Auflistung der Lebensdauerwerte in Tabelle 4-1, so wird schnell ersichtlich, dass die Kupplungen an der fünften Position im Schnellwechsler während einer Gesamtanzahl von 4.500 Kuppelvorgängen, insgesamt drei Mal ausgefallen sind. Die beiden Kupplungen an der ersten und zweiten Position haben unterdessen die gesamten 4.500 Zyklen überstanden, bis diese auch undicht wurden und der Dauertest beendet wurde.

Tabelle 4-1 Auflistung der Lebensdauer aller ausgefallener Kupplungen

Ausfallsnummer	Position im Schnellwechsler	Kupplungsgröße [l/min]	Lebensdauer [Zyklen]
1	5	250	800
2	5	250	2.200
3	4	60	3.000
4	2	60	4.500
5	1	250	4.500
6	5	250	1.500

Bei genauerer Betrachtung der Schadensbilder der Kupplungen, welche an der fünften Stelle im Schnellwechsler verbaut wurden (siehe Abbildung 4-4), fällt auf, dass die Dichtungen alle ungefähr an derselben Position Schäden aufweisen. Dazu kommt, dass die Kupplungen an dieser Stelle nach 800, 2.200 und 1.500 Zyklen ausgefallen sind, während die anderen alle viel mehr Kuppelvorgänge unbeschadet ertragen haben.

Vor allem die Dichtung in Abbildung 4-4a lässt auf eine ungünstige Kuppelsituation an dieser Position schließen. Möglicherweise könnte eine Vergrößerung der Breite der Dichtung die Dichtfunktion positiv beeinflussen, da grundsätzlich das Verhältnis von Breite zu Höhe 1:1,25 betragen sollte, was bei den verbauten Dichtungen nicht der Fall ist. Diese Tatsache wurde in einem gemeinsamen Gespräch mit der Firma SKF diskutiert.

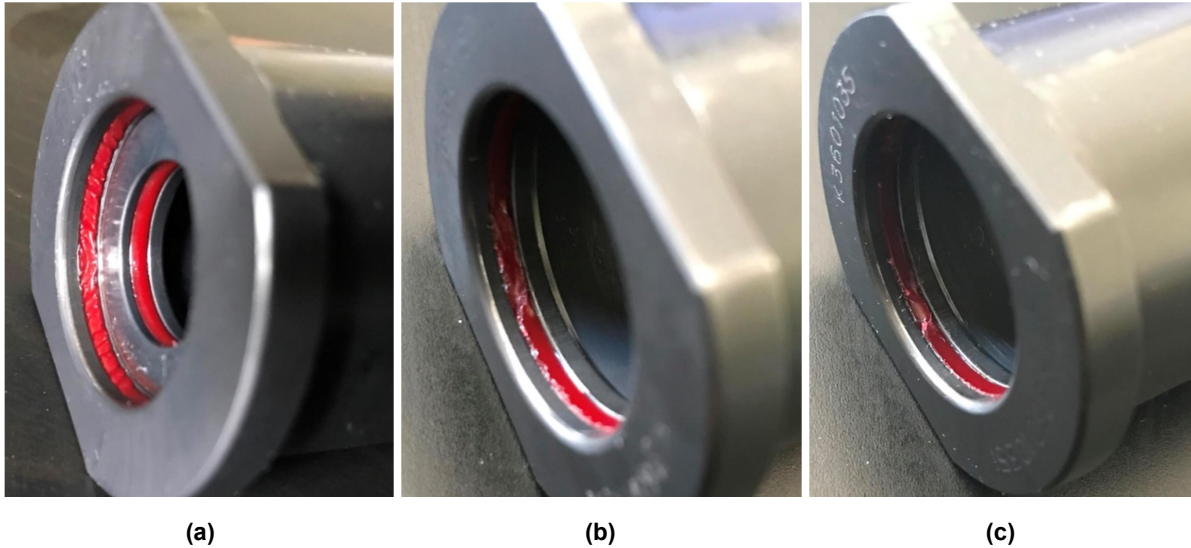


Abbildung 4-4: Schadensbilder an den Kupplungen, die alle an der fünften Position im Schnellwechsler verbaut wurden; Ausfälle (a) nach 800, (b) nach 2.200 und (c) nach 1.500 Zyklen

5 Zusammenfassung

5.1 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden noch einmal alle Simulationsergebnisse für beide Kupplungsgrößen zusammengefasst. Bei Betrachtung der Werte in Tabelle 5-1 wird noch einmal verdeutlicht, um welchen Betrag sowohl der Druckverlust Δp , als auch die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten der unterschiedlichen Kupplungsarten reduziert werden konnten.

Tabelle 5-1 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Kupplungsgröße	Kupplungstyp	Strömungsrichtung	Druckverlust Δp [bar]	max. Geschw. [m/s]
klein (60 l/min)	bestehend, 1. Testsimulation	rückwärts	2,3	19,9
		rückwärts	3,6	20,7
	bestehend, finale Simulation, Version 1	vorwärts	3,2	23,0
		rückwärts	3,5	25,0
	bestehend, Version 2	vorwärts	2,3	21,5
	nach der 1. Optimierung, Version 1	vorwärts	1,6	21,1
		rückwärts	1,5	20,6
	nach der 2. Optimierung, Version 1	vorwärts	0,96	14,0
		rückwärts	0,99	15,0
	groß (250 l/min)	bestehend, Version 1	vorwärts	27
rückwärts			32	91,3
bestehend, Version 2		vorwärts	6,7	41,3
optimiert, Version 1		vorwärts	6,4	43,3
		rückwärts	6,0	40,5

Wie aus den Ergebnissen ersichtlich, sollten vor allem die Maßnahmen aus dem ersten Optimierungsschritt bei der Produktion von neuen Kupplungen berücksichtigt werden, da hiermit die größte Reduktion des Druckverlusts erreicht werden kann. Ob die erhöhten Produktionskosten für eine weitere Reduzierung der Strömungsverluste durch die zweite Optimierungsmaßnahme in Kauf genommen werden, muss der Hersteller entscheiden.

Nach erfolgter Unterteilung in die unterschiedlichen Kupplungsgrößen, wurde anschließend noch der Optimierungsgrad berechnet. Das Ergebnis kann den nachfolgenden Tabellen entnommen werden. Die mit roter Farbe markierten Zellen repräsentieren das Endergebnis des Druckverlusts und den Optimierungsgrad in Prozent nach erfolgter Durchführung der in Kapitel 2.3 erwähnten Optimierungsmaßnahmen.

Tabelle 5-2 Optimierungspotential an der „Version 1“ der kleinen Kupplung mit Q = 60 l/min

Kupplungsgröße/ Strömungsrichtung	Typ	Druckverlust Δp [bar]	Reduktion des Druckverlusts [bar]	Optimierung [%]
klein (60 l/min) - vorwärts	bestehend, Version 1	3,2	-	-
	nach der 1. Optimierung	1,6	1,6	50%
	nach der 2. Optimierung	0,96	2,24	70%
klein (60 l/min) - rückwärts	bestehend	3,5	-	-
	nach der 1. Optimierung	1,5	2,0	57%
	nach der 2. Optimierung	0,99	2,01	71,7%

Tabelle 5-3 Optimierungspotential an der „Version 1“ der großen Kupplung mit Q = 250 l/min

Kupplungsgröße/ Strömungsrichtung	Typ	Druckverlust Δp [bar]	Reduktion des Druckverlusts [bar]	Optimierung [%]
groß (250 l/min) - vorwärts	bestehend, Version 1	27,0	-	-
	optimiert	6,4	20,6	76,3%
groß (250 l/min) - rückwärts	bestehend, Version 1	32,0	-	-
	optimiert	6,0	26,0	81,25%

5.2 Prüfstandversuch

In Tabelle 5-4 sind abschließend noch einmal alle Kupplungsausfälle nach der jeweiligen Lebensdauer aufgelistet. Zusätzlich sind sowohl die Position der defekten Kupplung im hydraulischen Schnellwechsler, als auch die Ausfallsart und die unternommenen Maßnahmen nach dem Ausfall angegeben.

Tabelle 5-4 Zusammenfassung der Ergebnisse aus dem Dauerversuch

Zyklen	Pos. im Schnellwechsler	Lebensdauer [Zyklen]	Ereignis	Maßnahme
500	alle Kupplungen sind dicht			
800	5	800	Kupplung ist undicht, zerstäubtes Öl tritt aus	Kupplung ausgetauscht
1.000	alle Kupplungen sind dicht			
1.500				
2.000				
2.500				
3.000				
	5	2.200	Kupplung tropft	Kupplung ausgetauscht
3.500	2	3.500	Kupplung tropft	Kupplung ausgetauscht
4.000	alle Kupplungen sind dicht			
4.500	1	4.500	Kupplung tropft	Kupplungen ausgebaut Dauertest beendet
	5	1.500	Kupplung tropft	

Es sei hier noch einmal erwähnt, dass es sich bei der angegebenen Lebensdauer der Kupplungen nur um Richtwerte handelt, da diese nur alle 500 Zyklen auf ihre Dichtheit überprüft wurden. Dazu kommt, dass die Dichtungen der verbauten Kupplungen an den Positionen eins und fünf im Schnellwechsler nach 4.500 Kuppelvorgängen zunächst noch dicht zu sein schienen. Nachdem sich das System abzukühlen begann, tropfte das Hydrauliköl auch aus diesen Kupplungen. Dies war das Ereignis, nach dem alle ursprünglich verbauten Kupplungen undicht wurden und auch keine Ersatzkupplungen mehr zur Verfügung standen. Somit wurde nach 4.500 Zyklen der Dauertest beendet.

6 Ausblick

Weiterführend könnten Prototypen der optimierten Kupplungen gebaut, diese zunächst mittels einer Druck- und Durchflussmessung, wie beispielsweise in Kapitel 2.4 dargestellt, untersucht und die Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen verglichen werden. Anschließend könnten die Prototypen in den bereits aufgebauten Prüfstand eingebaut und auf ihre Funktion getestet werden.

Um eine aussagekräftige Statistik über die Dauerfestigkeit und Funktion der Kupplungen über die Einsatzdauer von rund 10 Jahren zu erhalten und eine Ausfallverteilung erstellen zu können, müssten mehrere hunderte Kupplungen einem Dauertest ausgesetzt werden. Eine dieser Verteilungen, die sogenannte „Badewannenkurve“, beschreibt den Zusammenhang zwischen den Frühausfällen aufgrund von Produktionsfehlern, zufälligen Fehlern und den alterungsbedingten bzw. verschleißbedingten Ausfällen.⁵¹

Eine weitere Kenngröße für die Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Kupplungen stellt die Mean Time Between Failures (MTBF) dar. Diese beschreibt die mittlere Lebensdauer von reparaturfähigen bzw. instandsetzungsfähigen Bauteilen. Die MTBF gibt damit an, wie viele Betriebsstunden zwischen zwei aufeinanderfolgenden Ausfällen vergehen.⁵¹

Diese Kenngröße wird jedoch ebenfalls aus einer statistischen Auswertung von Dauertests gewonnen und kann daher für die, in dieser Arbeit analysierten Kupplungen nicht angegeben werden.

⁵¹ Cloudt Verlag, 2019

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1:	hydraulisches Schnellwechselsystem der Firma Winkelbauer GmbH, (a) offener Zustand, (b) geschlossener Zustand ¹	1
Abbildung 1-2:	Hydraulik-Steckkupplung mit Außengewinde nach ISO 7241-1 A ²	3
Abbildung 1-3:	Flat-Face-Kupplung mit Innengewinde nach ISO 16028	4
Abbildung 1-4:	Hydraulik-Schraubkupplung mit Außengewinde	5
Abbildung 1-5:	hydraulische Schnellwechselkupplung, (a) Stecker, (b) Buchse und (c) Schnittdarstellung des gekuppelten Zustandes, Quelle: eigene Darstellung.	6
Abbildung 1-6:	Einbausituationen und Vorpressung von O-Ringen, (a) falsche Einbausituation, keine Dichtwirkung, (b) Pressung ohne Systemdruck, (c) Gesamtpressung durch Systemdruck.....	7
Abbildung 1-7:	(a) Abhängigkeit der Extrusion von der Schnurstärke, (b) keine Extrusion bei Verwendung eines Stützrings	8
Abbildung 1-9:	Einbausituation eines Quard-Rings, (a) ohne Systemdruck, (b) Drucküberlagerung aufgrund des Systemdrucks	8
Abbildung 1-8:	Verwendung von O-Ringen als dynamische Dichtungen'	9
Abbildung 1-10:	Einbausituation eines Nutrings, (a) Vorpressung, Flächenpressung bei (b) 100bar und (c) 200bar Systemdruck	10
Abbildung 1-11:	Moody-Diagramm: Rohrreibungszahl λ für Rohrströmungen als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der relativen Rauheit kSd	14
Abbildung 1-12:	Verläufe der Feldlinien in der Nähe von Rissen: (a) Oberflächenfehler, (b) Fehler dicht unter der Oberfläche, (c) innerer Fehler, (d) Fehler parallel zur Oberfläche	16
Abbildung 1-13:	Verfahrensablauf bei der Eindringprüfung in Anlehnung an Schiebold, 2014, Seite 6.....	17
Abbildung 1-14:	Prinzip der Ultraschallprüfung	18
Abbildung 1-15:	(a) Aufbau einer Röntgenröhre, (b) Verfahrensprinzip der Röntgenprüfung..	19
Abbildung 2-1:	Schnittdarstellung der geöffneten Schnellwechselkupplung mit $Q = 60$ l/min	20
Abbildung 2-2:	3D-Schnittdarstellung einer geöffneten Kupplung mit $Q = 250$ l/min.....	20
Abbildung 2-3:	Ergebnis der ersten Vernetzung der Negativform mit einem Nenndurchfluss von $Q = 60$ l/min	21
Abbildung 2-4:	„Hex-Dominant“ – Vernetzung des vorderen Bereichs der Negativform	22
Abbildung 2-5:	Explosionsdarstellung der einzelnen Bauteile der Negativform	22
Abbildung 2-6:	Endergebnis der Verfeinerung des Netzes	23
Abbildung 2-7:	Finale Vernetzung der Geometrie für die anschließende Simulation	23
Abbildung 2-8:	Definition von Inlet und Outlet an der Negativform der Kupplung	25
Abbildung 2-9:	Zwei Optimierungsbereiche an der bestehende Kupplung mit Nenndurchfluss von 60 l/min	26
Abbildung 2-10:	Innenhülse des Kupplungssteckers inklusive Feder in bestehender Ausführung (links) und optimiert durch eine Zwischenhülse (rechts)	27
Abbildung 2-11:	Optimierungsmaßnahmen an der Mutter der kleinen Kupplung mit $Q = 60$ l/min.....	27

Abbildung 2-12: Schnittdarstellung der unterschiedlichen Kupplungsausführungen: (a) bestehende Kupplung, (b) nach dem 1. Optimierungsschritt und (c) nach dem 2. Optimierungsschritt.....	28
Abbildung 2-13: Unterschiedliche Ausführungen des Steckers der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$ (a) alte Version, (b) neue, überarbeitete Version	29
Abbildung 2-14: Messaufbau für die Druck- und Durchflussmessung an der Kupplung mit 60 l/min	30
Abbildung 2-15: Schaltplan für die Druck- und Durchflussmessungen an den Kupplungen mit einem Durchfluss von 60 l/min und 250 l/min	31
Abbildung 2-16: Aufbau und Konzept der Prüfstandhalterung.....	32
Abbildung 2-17: Bild des fertig aufgebauten Prüfstands.....	33
Abbildung 2-18: Schaltplan des Versuchsaufbaus	34
Abbildung 3-1: Druckverlauf innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$ nach der ersten Simulation	35
Abbildung 3-2: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust aufgetragen über der Anzahl an Iterationsschritten.....	36
Abbildung 3-3: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$ nach der ersten Simulation	36
Abbildung 3-4: Ergebnis der zweiten Simulation: Druckverlauf innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$	37
Abbildung 3-5: Druckverlust-Diagramm: errechneter Druckverlust der zweiten Simulation.....	37
Abbildung 3-6: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$ nach der zweiten Simulation	38
Abbildung 3-7: Ergebnis der finalen Simulation: Druckverlauf innerhalb der kleinen Kupplung.....	38
Abbildung 3-8: Druckverlust-Diagramm: numerisch ermittelter Druckverlust der finalen Simulation	39
Abbildung 3-9: Geschwindigkeitsverteilung im Inneren der kleinen Kupplung	39
Abbildung 3-10: Ergebnis der finalen Simulation: Druckverlauf in rückwärtiger Richtung	40
Abbildung 3-11: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust der finalen Simulation in rückwärtiger Richtung.....	40
Abbildung 3-12: Geschwindigkeitsverteilung der kleinen Kupplung in rückwärtiger Richtung	41
Abbildung 3-13: Simulationsergebnisse der „Version 2“ der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$; (a) Druckverlauf, (b) Geschwindigkeitsverteilung – Strömungsrichtung: vorwärts	41
Abbildung 3-14: Druckverlust innerhalb der zweiten Version der Kupplung mit $Q = 60\text{ l/min}$ – Strömungsrichtung: vorwärts.....	42
Abbildung 3-15: Druckverlauf innerhalb der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	42
Abbildung 3-16: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust in der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	43
Abbildung 3-17: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der großen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	43
Abbildung 3-18: Simulationsergebnisse der zweiten Version der Kupplung mit $Q = 250\text{ l/min}$; (a) Druckverlauf, (b) Geschwindigkeitsverteilung und (c) Druckverlust innerhalb der Kupplung – Strömungsrichtung: vorwärts	44

Abbildung 3-19: Simulationsergebnis des Druckverlaufs nach dem ersten Optimierungsschritt an der kleinen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	45
Abbildung 3-20: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der kleinen Kupplung nach dem ersten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts.....	46
Abbildung 3-21: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der kleinen Kupplung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	46
Abbildung 3-22: Simulationsergebnis des Druckverlaufs nach dem zweiten Optimierungsschritt an der kleinen Kupplung – Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	47
Abbildung 3-23: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der kleinen Kupplung nach dem zweiten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	47
Abbildung 3-24: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der kleinen Kupplung nach dem zweiten Optimierungsschritt, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts.....	48
Abbildung 3-25: Simulationsergebnisse des Druckverlaufs nach der Optimierung an der großen Kupplung Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts ...	48
Abbildung 3-26: Druckverlust-Diagramm: Druckverlust innerhalb der großen Kupplung nach der Optimierung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	49
Abbildung 3-27: Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der großen Kupplung nach der Optimierung, Strömungsrichtungen: (a) vorwärts und (b) rückwärts	49
Abbildung 3-28: Messergebnisse an der Kupplung mit $Q = 60$ l/min bei einer Öltemperatur von 55°C	50
Abbildung 3-29: Simulationsergebnis nach der Anpassung des Ölmodells für eine Kupplung mit $Q = 60$ l/min bei einer Öltemperatur von 55°C	50
Abbildung 3-30: Messergebnisse an der Kupplung mit $Q = 250$ l/min bei einer Öltemperatur von 55°C	51
Abbildung 3-31: Simulationsergebnis für die große Kupplung bei einem Durchfluss von $51,4$ l/min und einer Öltemperatur von 55°C	51
Abbildung 3-32: Lecköl (a) nach einem Kuppelzyklus und (b) nach den ersten 10 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar.....	52
Abbildung 3-33: Schnittdarstellung der Kupplung mit $Q = 60$ l/min während des Kuppelvorgangs	53
Abbildung 3-34: Schnittdarstellung eines Prototyps der Kupplung mit $Q = 60$ l/min während des Kuppelvorgangs.....	53
Abbildung 3-35: Lecköl (a) nach 10 Kuppelzyklen und (b) nach 20 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar; die zweite Kupplung von links entspricht dem Prototyp.....	54
Abbildung 3-36: Lecköl (a) nach einem Kuppelzyklus und (b) nach 10 Zyklen bei einer Öltemperatur von 20°C und einem Druck von 100 bar; die linke Kupplung entspricht der werkseitigen Ausführung.....	55
Abbildung 3-37: Schadensbilder an der ersten ausgefallenen Kupplung mit $Q = 250$ l/min.	56
Abbildung 3-38: Schadensbilder nach 2.200 Kuppelzyklen an einer Kupplung mit $Q = 250$ l/min; (a) und (b) zeigen die zerstörte Dichtung entlang des gesamten Umfangs und (c) die ungleichmäßige Materialabtragung an der Innenhülse	57

Abbildung 3-39: Schadensbilder nach 3.000 Zyklen: (a) und (b) zeigen die zerstörte äußere Dichtung entlang des gesamten Umfangs; in (c) ist eine intakte Dichtung abgebildet	57
Abbildung 3-40: Schadensbilder: (a) nach 3.500 Zyklen einer Kupplung mit $Q = 60$ l/min, (b) nach 4.500 Zyklen und einer Größe von 250 l/min und (c) nach 1.500 Kuppelvorgängen einer Kupplung mit $Q = 250$ l/min.....	58
Abbildung 4-1: Druckverlust-Diagramme der Kupplung mit $Q = 60$ l/min, (a) bestehende Ausführung, (b) nach dem ersten Optimierungsschritt, (c) nach der zweiten Optimierungsmaßnahme.....	60
Abbildung 4-2: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Temperaturen und Stoffwerten, (a) 80°C , (b) 55°C	61
Abbildung 4-3: Schnittdarstellungen der Kupplungen mit $Q = 60$ l/min (links) und $Q = 250$ l/min (rechts) mit den dazugehörigen Geschwindigkeits- und Druckverteilungen aus der Simulation	62
Abbildung 4-4: Schadensbilder an den Kupplungen, die alle an der fünften Position im Schnellwechsler verbaut wurden; Ausfälle (a) nach 800, (b) nach 2.200 und (c) nach 1.500 Zyklen.....	64

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1 typische Wellenlängen und Nachweisgrenzen für Stahl	18
Tabelle 2-1 Umrechnung des Durchflusses von l/min auf kg/s.....	24
Tabelle 2-2 Materialdaten: Hydrauliköl HLP 46 bei 80°C und 270 bar	24
Tabelle 2-3 Eingabedaten für die Simulation der Kupplungen unter den neuen Betriebsbedingungen	31
Tabelle 4-1 Auflistung der Lebensdauer aller ausgefallener Kupplungen	63
Tabelle 5-1 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse.....	65
Tabelle 5-2 Optimierungspotential an der „Version 1“ der kleinen Kupplung mit Q = 60 l/min	66
Tabelle 5-3 Optimierungspotential an der „Version 1“ der großen Kupplung mit Q = 250 l/min	66
Tabelle 5-4 Zusammenfassung der Ergebnisse aus dem Dauerversuch	67

Literaturverzeichnis

- Anton Schweizer (2019): Strömungstechnik - Formelsammlung u. Berechnungsprogramme. *Formelsammlung und Berechnungsprogramme Anlagenbau*. [Online] 2019. [Zitat vom: 01. 01 2019.] <https://www.schweizer-fn.de/stroemung/druckverlust/druckverlust.php#hkreisring>.
- Bauer, Gerhard (2016): *Ölhydraulik: Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*. s.l. : Springer Vieweg, 2016. ISBN 978-3-658-12344-4.
- CADFEM-WikiPLUS (2019): Freie Vernetzung - ESOCATWIKIPLUS. [Online] 2019. [Zitat vom: 01. 02 2019.] http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Freie_Vernetzung.
- Cloodt Verlag (2019): Cloodt Verlag - Der Verlag für Qualitätsmanagement. [Online] 2019. [Zitat vom: 23. 04 2019.] https://www.cloodt.de/pdf_archiv/1lebensd.pdf.
- DDT - Dichtungstechnik GmbH (2019): Werkstoffe für Dichtungen - für jeden Dichtungsfall das Richtige. [Online] 2019. [Zitat vom: 13. 01 2019.] <https://ddt-dichtungstechnik.de/werkstoffe>.
- Enzinger, Norbert Dr (2016): *Laborübung Werkstoff- und Schweißtechnik - Zerstörungsfreie Prüfverfahren*. TU Graz : s.n., 2016.
- EWP - Explore the World of Piping. Non Destructive Testing - Ultrasonic Testing. [Online] [Zitat vom: 12. 01 2019.] http://www.wermac.org/others/ndt_ut.html.
- H.G. Hochleitner, Ao. Univ.-Prof. Doz. für Fluidtechnik (2009): *Fluidtechnik II*. TU Graz : s.n., 2009.
- HS Industrie Service (2017): technische Infos, Datenblätter & Downloads - HS Industrie Service GmbH. [Online] 2017. [Zitat vom: 18. 12 2018.] <https://hs-industrie.de/wp-content/uploads/2017/02/Kupplungen.pdf>.
- Hydraulik Michler (2001): Hydraulik-Michler - Vertrieb von Gelenkwellen für Nutzfahrzeuge und Industrie | Hooks-Gelenkwellen-Vertretung für Tirol und Vorarlberg. [Online] Ausgabe Februar 2001, 3. Auflage, 2001. [Zitat vom: 18. 12 2018.] <http://www.hydraulik-michler.at/Kataloge.3.0.html>. [Katalog_4_Hydraulikkupplungen.pdf](#).
- Lang, Cornelia und Detert, Martin (2004): Hydraulik von Rohrsystemen. [Online] 2004. [Zitat vom: 01. 01 2019.] <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1562004/1364>.
- Paschereit, Christian Oliver Prof. Dr. (2011): Online Experimente in der Strömungslehre - Druckverluste. [Online] 2011. [Zitat vom: 01. 01 2019.] http://owl.hermann-foettinger.de/index.php?exp=stl1_4&p=4.

- Paschereit, Christian Oliver Prof. Dr. (2011): Online Experimente in der Strömungslehre - Druckverluste. [Online] 2011. [Zitat vom: 01. 01 2019.]
<http://owl.hermann-foettinger.de/img/moody.png>.
- Schiebold, Karlheinz (2015): *Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung - Durchstrahlungsprüfung*. s.l. : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-44669-0.
- Schiebold, Karlheinz (2014): *Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung - Eindringprüfung*. s.l. : Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-662-43809-1.
- Schiebold, Karlheinz (2015): *Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung - Magnetpulverprüfung*. s.l. : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-43971-5.
- Schiebold, Karlheinz (2015): *Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung - Sichtprüfung*. s.l. : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-44667-6.
- Schiebold, Karlheinz (2015): *Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung - Ultraschallprüfung*. s.l. : Springer Vieweg, 2015. ISBN 978-3-662-44700-0.
- Springer (2019): Springer - International Publisher Science, Technology, Medicine. *2 Physikalische Grundlagen ölhdraulischer Systeme*. [Online] 2019.
[Zitat vom: 15. 02 2019.]
https://www.springer.com/cda/content/document/cda_downloaddocument/9783658067144-c1.pdf?SGWID=0-0-45-1486625-p176975786.
- SPSTiger (2019): SPSTiger - Ihr Online-Shop für SPS, HMI und Automatisierungstechnik. *Wie rechne ich eigentlich einen 4 - 20 mA-Wert um?* [Online] 2019.
[Zitat vom: 28. 03 2019.] <https://www.spstiger.de/spstiger-automation-blog/Wie-rechne-ich-eigentlich-einen-4-20-mA-Wert-um>.
- Steiner, Helfried Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn (2016):
Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung. 2016.
- STS global.sensor.excellence. (2019): Der Dieseeffekt in hydraulischen Anlagen: Materialschäden sind die Folge. [Online] 2019. [Zitat vom: 26. 03 2019.]
<https://campaign.stssensors.com/blog/de/kavitation-dieseeffekt-hydraulische-anlagen-drucktransmitter>.
- Winkelbauer GmbH (2018): Hydraulikkupplung coupfix - Winkelbauer GmbH.
Winkelbauer - Nachhaltige Lösungen. Härtester Stahl. [Online] 2018.
[Zitat vom: 17. 12 2018.]
<https://www.winkelbauer.com/baumaschinenausruistung/hydraulikkupplung-coupfix/>.
- Zeros GmbH (2019): Röntgenprüfung (RT) Durchstrahlungsprüfung | Röntgen | ZEROS GmbH. [Online] 2019. [Zitat vom: 12. 01 2019.]
<https://www.zeros-berlin.de/roentgenpruefung-rt/>.

A. Anhang

A.1 Vorgehensweise zur Bestimmung von ν und ρ des Hydrauliköls HLP46

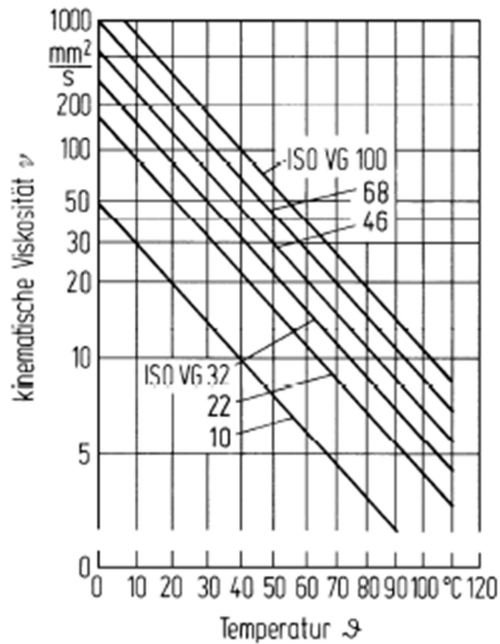


Abbildung A.1: Ubbelohde-Diagramm für Hydrauliköle ISO VG 10 bis 100, VI 100, $p=1$ bar nach Springer, 2019

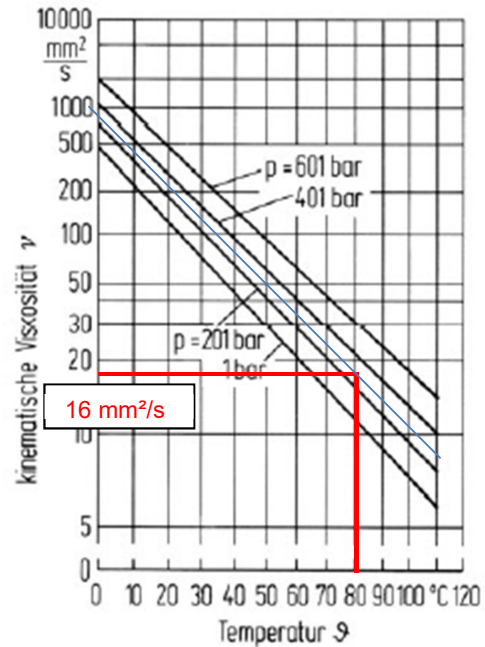


Abbildung A.2: Kinematische Viskosität eines mineralischen Hydrauliköls (HL46) in Abhängigkeit von Temperatur und Druck nach Springer, 2019

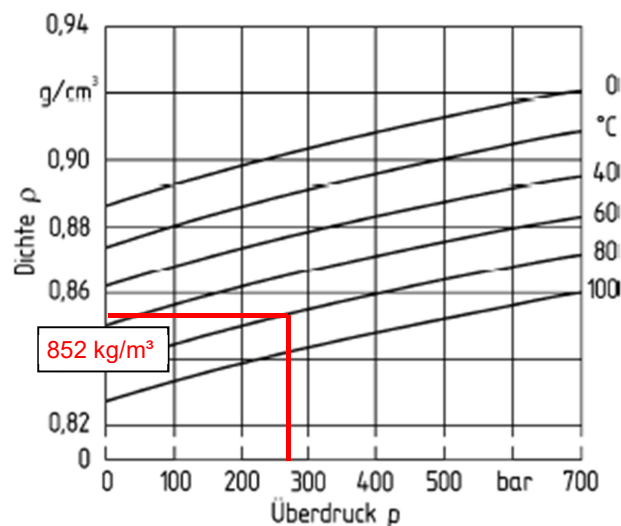


Abbildung A.3: Dichte-Druck-Verhalten von Hydrauliköl HL46 in Abhängigkeit von der Temperatur nach Springer, 2019

A.2 Berechnung der erforderlichen Druckkraft des Hydraulikzylinders

- Druckfedern - Buchse:

- Druckfeder 2x20x39:

$$R_{B1} := 5.83 \frac{N}{mm}$$

$$\Delta l_1 := 26.3 \text{ mm}$$

$$F_{F1} := R_{B1} \cdot \Delta l_1$$

$$F_{F1} = 153.3 \text{ N}$$

- Druckfeder 3x18,5x30:

$$R_{B2} := 33.77 \frac{N}{mm}$$

$$\Delta l_2 := 12.1 \text{ mm}$$

$$F_{F2} := R_{B2} \cdot \Delta l_2$$

$$F_{F2} = 408.6 \text{ N}$$

- Druckfedern - Stecker:

- Druckfeder 1,5x8,4x30:

$$R_{S1} := 15.36 \frac{N}{mm}$$

$$\Delta l_3 := 10.5 \text{ mm}$$

$$F_{F3} := R_{S1} \cdot \Delta l_3$$

$$F_{F3} = 161.3 \text{ N}$$

- Druckfeder 1,5x8,4x30:

$$R_{S2} := 38.2 \frac{N}{mm}$$

$$\Delta l_4 := 16.1 \text{ mm}$$

$$F_{F4} := R_{S2} \cdot \Delta l_4$$

$$F_{F4} = 615 \text{ N}$$

Kraft aller 4 Federn pro Kupplungspaar:

$$F_F := F_{F1} + F_{F2} + F_{F3} + F_{F4}$$

$$F_F = 1338.25 \text{ N}$$

- Kraft durch Betriebsdruck:

$$p_B := 350 \text{ bar}$$

$$d_a := 25 \text{ mm} \quad \text{äußerer Durchmesser der wirkenden Kreisringfläche}$$

$$d_i := 15.7 \text{ mm} \quad \text{innerer Durchmesser der wirkenden Kreisringfläche}$$

$$A_{Kr} := \frac{(d_a^2 - d_i^2)}{4} \cdot \pi$$

$$A_{Kr} = 297.28 \text{ mm}^2$$

$$F_D := p_B \cdot A_{Kr}$$

$$F_D = 10404.8 \text{ N}$$

- erforderliche Kraft des Hydraulikzylinders:

$$n := 5 \quad \text{Anzahl der Kupplungen}$$

$$S := 1.5 \quad \text{Sicherheitsfaktor}$$

$$F_{Zyl} := S \cdot ((F_F + F_D) \cdot n)$$

$$F_{Zyl} = 88073.1 \text{ N}$$

Die Berechnungen wurden mit Mathcad Express 5.0.0.0 durchgeführt!

A.3 Festigkeitsberechnungen an der Stützbacke der Zylinderhalterung

- Biegespannung am kritischen Querschnitt:

$$F_K := 88000 \text{ N}$$

maximale Kolbenkraft

$$F_B := \frac{F_K}{2}$$

wirkende Kraft pro Stützbacke

$$h := 20 \text{ mm}$$

Länge des Hebelarms für das Biegemoment

$$l := 100 \text{ mm}$$

Länge der Querschnittsfläche

$$b := 60 \text{ mm}$$

Breite der Querschnittsfläche

$$A := l \cdot b$$

Querschnittsfläche

$$A = 6000 \text{ mm}^2$$

$$W_{bx} := \frac{l^2 \cdot b}{6}$$

Widerstandsmoment um die x-Achse

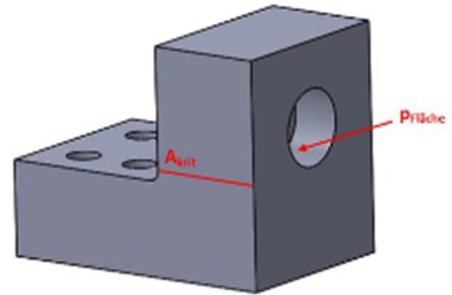
$$W_{bx} = 100000 \text{ mm}^3$$

$$M_b := F_B \cdot h$$

$$M_b = 880 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_b := \frac{M_b}{W_{bx}}$$

$$\sigma_b = 8.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



- Scherspannung am kritischen Querschnitt:

$$\tau_S := \frac{F_B}{A}$$

$$\tau_S = 7.333 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Aufgrund der sehr geringen Spannungen wird die Berechnung nicht weiter ausgeführt!

- Flächenpressung an der Wellenaufnahme der Stützbacke des Prüfzylinders:

$$l_{proj} := 40 \text{ mm}$$

projizierte Länge = Wellendurchmesser

$$b_{proj} := 20 \text{ mm}$$

projizierte Breite = Bohrungstiefe

$$R_e := 215 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze von S235 für Erzeugnisdicken > 63 mm

$$F_p := \frac{F_K}{2}$$

wirksame Kraft für Flächenpressung

$$F_p = 44000 \text{ N}$$

$$A_{proj} := l_{proj} \cdot b_{proj}$$

projizierte Fläche

$$A_{proj} = 800 \text{ mm}^2$$

$$\nu := 1.5$$

Sicherheitszahl gegen Fließen

$$p_{zul} := \frac{R_e}{\nu}$$

$$p_{zul} = 143.333 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

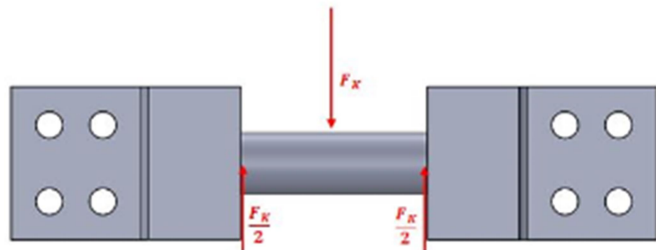
$$p_A := \frac{F_p}{A_{proj}}$$

$$p_A = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Scherspannung an der Welle:

$$F_S := \frac{F_K}{2}$$

Scherkraft



$$d_{Welle} := 40 \text{ mm}$$

$$A_{Welle} := \left(\frac{d_{Welle}}{2} \right)^2 \cdot \pi$$

Querschnittsfläche der Welle

$$\tau_{SF} := 0.6 \cdot R_e$$

Scherfließgrenze

$$\tau_{zul} := \frac{\tau_{SF}}{\nu}$$

$$\tau_{zul} = 86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_S := \frac{F_S}{A_{Welle}}$$

$$\tau_S = 35.014 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

A.4 Schraubenberechnung - Stützbacke

- Statik - Berechnung der Schraubenkraft

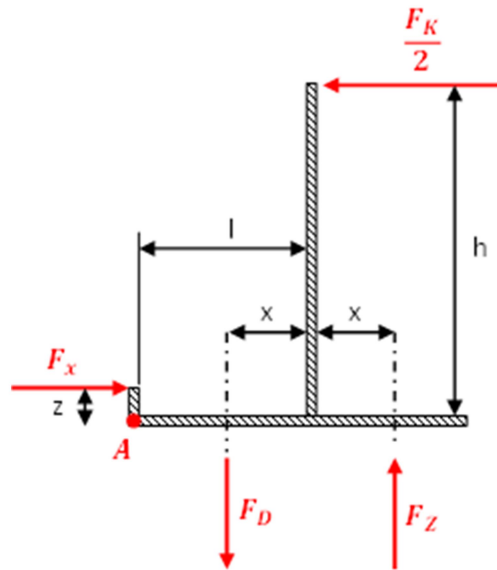
$$F_K := 88000 \text{ N}$$

$$h := 75 \text{ mm}$$

$$x := 25 \text{ mm}$$

$$l := 50 \text{ mm}$$

$$z := 4 \text{ mm}$$



$$\Sigma F_x = 0: \quad F_x := \frac{F_K}{2}$$

$$\Sigma F_z = 0 = -F_D + F_Z$$

$$\Sigma M_A = 0 = -F_x \cdot z - F_D \cdot (l - x) + F_Z \cdot (l + x) + \frac{F_K}{2} \cdot h$$

$$F_{Zges} := \frac{\frac{F_K}{2} \cdot (h - z)}{2 \cdot x}$$

$$F_x = 44000 \text{ N}$$

$$F_{Zges} = 62480 \text{ N}$$

2 Schrauben pro Seite:

$$F_Z := \frac{F_{Zges}}{2}$$

$$F_Z = 31240 \text{ N}$$

- erforderliche Klemmkraft:

$$F_{Kerf} := 100 \text{ N}$$

- Daten der Schraube:

$$d := 16 \text{ mm} \quad \text{Durchmesser der Schraube M16}$$

$$l_{SK} := 0.4 \cdot d \quad \text{Länge des Schraubenkopfes - Zylinderkopfschraube}$$

$$A_S := 157 \text{ mm}^2 \quad \text{Spannungsquerschnitt der Schraube}$$

$$d_2 := 14.7 \text{ mm} \quad \text{Flankendurchmesser}$$

$$d_3 := 13.546 \text{ mm} \quad \text{Kerndurchmesser}$$

$$A_3 := \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \cdot \pi \quad \text{Querschnittsfläche Kerndurchmesser}$$

$$A_3 = 144.12 \text{ mm}^2$$

$$E := 210000 \frac{N}{mm^2} \quad \text{E-Modul von Stahl}$$

$$A := \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \pi \quad \text{Querschnittsfläche Schraube} \quad A = 201.06 \text{ } mm^2$$

$$l_{Gew} := 28 \text{ } mm \quad \text{Länge des nicht eingeschraubten Gewindes}$$

$$l_1 := 20 \text{ } mm \quad \text{Schaftlänge}$$

- Nachgiebigkeit der Schraube:

$$\delta_{SK} := \frac{0.4 \cdot d}{A \cdot E} \quad \text{Nachgiebigkeit Schraubenkopf} \quad \delta_{SK} = (1.516 \cdot 10^{-7}) \frac{mm}{N}$$

$$\delta_1 := \frac{l_1}{A \cdot E} \quad \text{Nachgiebigkeit Schraubenschaft} \quad \delta_1 = (4.737 \cdot 10^{-7}) \frac{mm}{N}$$

$$\delta_{Gew} := \frac{l_{Gew}}{A_3 \cdot E} \quad \text{Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten Gewindes} \quad \delta_{Gew} = (9.252 \cdot 10^{-7}) \frac{mm}{N}$$

$$\delta_G := \frac{0.5 \cdot d}{A_3 \cdot E} \quad \text{Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes} \quad \delta_G = (2.643 \cdot 10^{-7}) \frac{mm}{N}$$

$$\delta_M := \frac{0.33 \cdot d}{A \cdot E} \quad \text{Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes} \quad \delta_M = (1.251 \cdot 10^{-7}) \frac{mm}{N}$$

$$\delta_S := \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_{Gew} + \delta_G + \delta_M \quad \delta_S = (1.94 \cdot 10^{-6}) \frac{mm}{N}$$

- Nachgiebigkeit der Platte:

$$l_K := 44 \text{ } mm \quad \text{Klemmlänge}$$

$$d_K := 24 \text{ } mm \quad \text{Schraubenkopfdurchmesser}$$

$$D_B := 17.5 \text{ } mm \quad \text{Bohrlochdurchmesser}$$

$$D_A := \frac{25 \text{ } mm + 25 \text{ } mm + 50 \text{ } mm + 25 \text{ } mm}{2} \quad D_A = 62.5 \text{ } mm$$

$$l_K + d_K = 68 \text{ } mm$$

Fall B: $d_K \leq D_A \leq d_K + l_K$

$$x_{Pl} := \sqrt{\frac{l_K \cdot d_K}{D_A^2}} \quad A_{ers} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_K \cdot (D_A - d_K) \left((x_{Pl} + 1)^2 - 1 \right)$$

$$A_{ers} = 687.277 \text{ mm}^2$$

$$\delta_P := \frac{l_K}{A_{ers} \cdot E}$$

$$\delta_P = (3.049 \cdot 10^{-7}) \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- Kraftverhältnis:

$$\Phi := \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P}$$

$$\Phi = 0.136$$

$$n := 0.5$$

$$\Phi_n := n \cdot \Phi$$

$$\Phi_n = 0.068$$

- Vorspannkraftverlust durch Setzen:

$$f_Z := 3 \text{ } \mu\text{m} + 3 \text{ } \mu\text{m} + 2 \text{ } \mu\text{m}$$

$$f_Z = 0.008 \text{ mm}$$

$$F_{Setzen} := f_Z \cdot \frac{\Phi}{\delta_P}$$

$$F_{Setzen} = 3563.98 \text{ N}$$

- erforderliche Vorspannkraft:

$$F_{Verf} := 1.4 \cdot (F_{Kerf} + (1 - \Phi_n) \cdot F_Z + F_{Setzen})$$

$$F_{Verf} = 45895.58 \text{ N}$$

verwendete Schraube: Zylinderkopfschraube M16x2

$$F_{Vzul} := 72000 \text{ N}$$

- maximale Schraubenkraft:

$$F_{Smax} := F_{Verf} + \Phi_n \cdot F_K$$

$$F_{Smax} = 51871.42 \text{ N}$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{Smax}}{A_S}$$

$$\sigma_{max} = 330.391 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Anziehdrehmoment:

$$p := 2 \text{ mm} \quad \text{Gewindesteigung}$$

$$\varphi := \text{atan}\left(\frac{p}{d_2 \cdot \pi}\right) \quad \varphi = 2.48 \text{ deg}$$

$$\rho := 9.1829 \text{ deg}$$

$$D_m := \frac{d_K + D_B}{2} \quad D_m = 20.75 \text{ mm}$$

$$T_A := F_{Vzud} \cdot \left(\tan(\varphi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2} + 0.15 \cdot \frac{D_m}{2} \right) \quad T_A = 221.283 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Drehmoment im Gewinde:

$$T := \tan(\varphi + \rho) \cdot F_{Vzud} \cdot \frac{d_2}{2} \quad T = 109.233 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2}$$

$$\tau_t := \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_0^3} \quad \tau_t = 197.488 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{max}\sigma_{\text{red}} := \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \text{max}\sigma_{\text{red}} = 475.566 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze 8.8 Schraube:

$$R_e := 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S := \frac{R_e}{\text{max}\sigma_{\text{red}}}$$

$$S = 1.346$$

Die Schraubverbindung ist ausreichend dimensioniert!

Die Berechnungen wurden mit Mathcad Express 5.0.0.0 durchgeführt!

