



Entwicklung und Erprobung des Regelungskonzeptes eines Hydraulikmotors

Masterarbeit

ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades eines
Dipl. -Ing.
der Studienrichtung Maschinenbau
unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas
betreut von **Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler**
Institut für Fertigungstechnik

eingereicht an der Technischen Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
von

Manuel Josef Ulbing
0831190

Graz, 18.05.2016

Eidesstattliche Erklärung

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

Statutory Declaration

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 the used sources.

Graz, am.....

(Datum/date)

.....

(Unterschrift/signature)

Danksagung

Diese Arbeit schließt nicht nur mein Masterstudium Maschinenbau an der TU Graz ab, sondern beendet auch einen wichtigen, teilweise anstrengenden aber auch unbeschwert lustigen, abwechslungsreichen, prägenden, durchzechten und vor allem lehrreichen Abschnitt meines Lebens. In diesen Jahren als Student konnte ich stets auf die bedingungslose Hilfe und Unterstützung meines Umfeldes setzen. Mein großer Dank gilt meinen Eltern Walter und Carolin die meine Studienwahl ganzheitlich unterstützten und mir großes Vertrauen schenkten. Ebenso möchte ich meiner Freundin Jessica, meinen Geschwistern Stefanie und Alexander, meinen Großeltern sowie meinen Freunden in Graz und in der Heimat danken. Nicht zu vergessen sind die zahlreichen nahrhaften Kärntner Besuche von meinem Onkel Martin.

Während meiner Zeit als Projektmitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik konnte ich viele interessante Menschen kennen lernen. Ein Dankeschön an alle Mitarbeiter des Instituts für die tolle Zusammenarbeit und das freundliche Arbeitsklima. Vor allem möchte ich Herrn Dr. Jörg Edler für die Betreuung meiner Arbeit und Herrn Univ.-Prof. Franz Haas für das tolle Umfeld am Institut danken. Seitens der Zusammenarbeit mit der Firma Schwing GmbH möchte ich mich noch bei Herrn Karlheinz Morolz, Herrn Max Friesacher und dem Team im Werk in St. Stefan bedanken.

Kurzfassung

Ziel dieser Masterarbeit ist die Inbetriebnahme eines neu entwickelten Hydraulikmotors der Firma Schwing in St. Stefan im Lavanttal. Dieser Hydraulikmotor ist für den Einsatz in den Kranauslegern von Autobetonpumpen vorgesehen und soll die konventionellen linearen Hydraulikzylinder ersetzen. Die Flexibilität der Ausleger wird dadurch erhöht und bietet somit einen Wettbewerbsvorteil. Herzstück dieses Hydraulikmotors sind zwei auf einer hohlen Keilwelle axial-beweglichen Kolben welche jeweils an den Stirnseiten eine Verzahnung aufweisen. Diese Verzahnungen greifen in konträre Verzahnungen in den Gehäuseteilen ein. Durch den axialen Hub und den Flankenwinkel der Zähne wird eine Drehbewegung hervorgerufen. Durch entsprechenden Öldruck in den Verzahnungsräumen werden die Kolben hin- und her bewegt. Diese axialen Bewegungen der Kolben müssen nach bestimmten Wegverläufen erfolgen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden ein gesteuertes und ein geregeltes Konzept für die Kolbenbewegung und somit für den Betrieb entwickelt. Neben der Entwicklung der Steuerungs- bzw. Regelungssoftware der speicherprogrammierbaren Steuerung, wurde ebenfalls die Hydraulik und Sensorik mitentwickelt. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme beider Prototypen am Institut, wurden die Antriebe für weitere Feldversuche in den Kranausleger einer Autobetonpumpe montiert.

Abstract

The aim of this thesis is the commissioning of a newly developed hydraulic motor of the company Schwing GmbH in St. Stefan/Lavanttal. This hydraulic motor is provided for use in the crane booms of concrete pumps and designed to replace the conventional linear hydraulic cylinders. The flexibility of the boom is thereby increased, thus results in a competitive advantage. The heart of this hydraulic motor are two pistons which are axially-movable on a hollow splined shaft. The pistons have on each end face a gearing. The teeth of the piston-gearing engage contrarian teeth of the gearing of the housing parts. Due to the axial stroke and the flank angle of the teeth, a rotary movement is caused. Through appropriate oil pressure in the gearing-room, the pistons are moved back and forth. This axial movement of the piston must follow specific paths. In this study, a controlled and a regulated approach to the piston movement and therefore the operation have been developed. Apart from the development of control and regulation software of programmable logic controller, also the hydraulic and sensor technology was co-developed. After successful commissioning of both prototypes at the institute, the drives were assembled for further field trials in the boom of a mobile concrete pump.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	VII
Tabellenverzeichnis.....	XIII
Formelzeichen.....	XV
1. Einleitung.....	1
1.1. Einführung.....	1
1.2. Stand der Technik.....	2
1.3. Aufgabenstellung.....	12
2. Grundlagen.....	15
2.1. Hydraulische Grundlagen.....	15
2.1.1. Berechnungsgrundlagen.....	17
2.1.2. Druckflüssigkeiten.....	27
2.1.3. Pumpen.....	30
2.1.4. Ventile.....	36
2.1.5. Filter.....	48
2.2. Steuer- und Regelungstechnik.....	50
2.2.1. Proportional-Glied.....	53
2.2.2. Differential-Glied.....	53
2.2.3. Integral-Glied.....	54
2.2.4. PID-Regler.....	54
3. Prototyp I – Gesteuerter Antrieb.....	55
3.1. Prüfstands Aufbau.....	55
3.1.1. Mechanik.....	56
3.1.2. Hydraulik.....	59
3.1.3. Sensorik.....	66
3.1.4. Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS).....	66
3.2. Funktionsweise.....	70
3.3. Steuerungssoftware.....	72

3.4.	Prüfläufe und Ergebnisse	77
3.5.	Fazit	82
4.	Prototyp II – Geregelter Antrieb	83
4.1.	Prüfstands Aufbau	83
4.1.1.	Mechanik.....	83
4.1.2.	Hydraulik	84
4.1.3.	Sensorik	86
4.1.4.	Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)	87
4.2.	Funktionsweise	88
4.3.	Regelungssoftware	90
4.3.1.	ControlManual.....	93
4.3.2.	Calibration.....	95
4.3.3.	Teaching	97
4.3.4.	UpdateStatus	98
4.3.5.	SignalGenerator.....	99
4.3.6.	ControlLoop	100
4.3.7.	SignalAdjustment	101
4.4.	Prüfläufe und Ergebnisse	102
4.5.	Fazit	107
5.	Weiterführung des Projektes und Ausblick	109
	Literaturverzeichnis	113

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Langhubzylinder mit Betonventil, Quelle: Schwing GmbH: Pumpenaggregate (2011a), Onlinequelle [30.11.2015].	1
Abbildung 2: Autobetonpumpe Schwing S36X, Quelle: Schwing GmbH: S36X (2011b), Onlinequelle [01.12.2105].....	2
Abbildung 3: Verteilermastkonzept der Firma Schwing GmbH, Quelle: Schwing GmbH: Verteilermastkonzepte (2011c), Onlinequelle [09.12.2015].....	3
Abbildung 4: Arbeitsbereich Verteilermast S36X, Quelle: Schwing GmbH: Arbeitsbereich S36X (2011d), Onlinequelle [10.12.2015].....	4
Abbildung 5: Animation Kranausleger S36X, Quelle: Morolz (2015), S. 11 (leicht modifiziert).	5
Abbildung 6: Eckart Schwenkmotor - Schnittzeichnung, Quelle: Eckart GmbH: SM4 (2007), S. 6 Onlinequelle [10.12.2015].	6
Abbildung 7: Hägglunds CA Radialkolbenmotor Axialschnitt (links), Radialschnitt (rechts), Quelle: Hägglunds Drives AB (2011), S. 6.....	7
Abbildung 8: Schwenkantrieb Prototyp II - Schwing GmbH, Quelle: eigene Darstellung	9
Abbildung 9: Radialschnitt durch Prototyp II, Quelle: eigene Darstellung.....	10
Abbildung 10: Projekt-Roadmap des IFT, Quelle: Institut für Fertigungstechnik – TU Graz (2015), S. 3 (leicht modifiziert).....	12
Abbildung 11: Das Gesetz von Pascal (links) und hydrostatischer Druck zufolge dem Gewicht (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 42.	18
Abbildung 12: Kraftübersetzung (links) und Druckübersetzung (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 43-44.....	19
Abbildung 13: Unterschiedliche Geschwindigkeiten bei unterschiedlichen Querschnitten, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 25.	20
Abbildung 14: Stationäre reibungsfrei Strömung, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 48. ...	21
Abbildung 15: Anwendungen Impulssatz; Reaktionskräfte Rohrkrümmer (links); verlustbehaftete Strömung durch Querschnittserweiterung (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 52-53.....	23
Abbildung 16: Druckverlust abhängig von Durchfluss und Viskosität, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 63.....	25

Abbildung 17: Unterschied Spaltströmung (Drosselströmung) (links) und Blendenströmung (rechts), Quelle: Murrenhoff (2012b), S. 160 (leicht modifiziert).....	26
Abbildung 18: Geschwindigkeiten in Fluidschichten - Herleitung der Viskosität für Newtonsche Fluide, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 16.	28
Abbildung 19: V-P-Verhalten (links) und V-T-Verhalten (rechts) einer Flüssigkeit, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 19.	30
Abbildung 20: Bauprinzipien von Axialkolbenmaschinen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 163.	33
Abbildung 21: Außenzahnpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.....	34
Abbildung 22: Innenzahnpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.	35
Abbildung 23: Gerotor-Pumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.	36
Abbildung 24: Unterscheidungsmerkmale von Ventilen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 229.	37
Abbildung 25: Rückschlagventil mit Feder (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 167.	38
Abbildung 26: Entsperrbares Rückschlagventil Symbol, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 169.....	39
Abbildung 27: Vereinfachte Darstellung eines Wegeventils, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 63.	40
Abbildung 28: Bezeichnung und Sinnbild (links), 3/2 Wege-Sitzventil (rechts oben), 4/3 Wege-Schieberventil (rechts unten), Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 63 und 66.	40
Abbildung 29: manuelle, hydraulische, elektromagnetische, elektromagnetische-federzentrierte Betätigung, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 64 (modifiziert).	41
Abbildung 30: Darstellung der unterschiedlichen Überdeckungsverhältnisse, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 253.....	41
Abbildung 31: Zusammenhang Volumenstrom und Druckverlust, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 254.	42
Abbildung 32: Leistungsgrenze eines Wegeventils, Quelle: Hochleitner (2010), S. 139.....	42
Abbildung 33: Symbol für Proportionalventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 37.....	43
Abbildung 34: Schema einer Konstantdrossel und Zusammenhang Druckdifferenz und Durchfluss, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 54.	44

Abbildung 35: Veränderbares Drosselventil Plattenaufbau, Quelle: Hochleitner (2010), S. 107.....	44
Abbildung 36: Schema eines Stromregelventils und Zusammenhang Druckdifferenz und Durchfluss, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 56.	45
Abbildung 37: Stromregelventil mit vorgeschalteter Druckwaage, Quelle: Hochleitner (2010), S. 109.....	45
Abbildung 38: Symbole für Druckwaagen, Quelle: Institut für Fertigungstechnik (2015), S. 6.	46
Abbildung 39: Funktion direktgesteuertes Druckbegrenzungsventil DBV (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 47 f.	46
Abbildung 40: Einfluss der Feder- und Strömungskräfte auf die Charakteristik, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 265.	47
Abbildung 41: Vorgesteuertes DBV (links), Vergleich Kennlinienverlauf (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 217 f.	47
Abbildung 42: Symbol vorgesteuertes DBV, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 48.	48
Abbildung 43: Erklärung des βx -Wertes (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 258 und S. 262 (leicht modifiziert).....	49
Abbildung 44: Schnittbild LeitungsfILTER, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 263.	49
Abbildung 45: Darstellung Steuerung als Wirkungskette, Quelle: Föllinger, Dörrscheidt und Klittich (1985), S. 35.	50
Abbildung 46: Darstellung Regelkreis, Quelle: Föllinger, Dörrscheidt und Klittich (1985), S. 13.	51
Abbildung 47: Vergleich Steuerung - Regelung in der Hydraulik, Quelle: Murrenhoff, Servohydraulik - Geregelt hydraulische Antriebe (2012b), S. 16.....	51
Abbildung 48: Sprungfunktion als Eingangsgröße und Sprungantwort der Ausgangsgröße, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220.	52
Abbildung 49: Grundtypen Übertragungsfunktion, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220 (leicht modifiziert).....	52
Abbildung 50: Symbol eines PID-Reglers, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 228.	54
Abbildung 51: Prüfstands Aufbau des Prototyps I, Quelle: eigene Darstellung.....	55
Abbildung 52: Abmessungen Prototyp I (PT I), Quelle: eigene Darstellung.	56

Abbildung 53: Schnittbild PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	57
Abbildung 54: Geometrischer Zusammenhang Flankenwinkel - Drehwinkel, Quelle: eigene Darstellung.....	57
Abbildung 55: Handskizze Verzahnungsdaten, Quelle: eigene Darstellung.....	58
Abbildung 56: Explosionsdarstellung PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	59
Abbildung 57: Antrieb mit angeflanschem Hydraulikblock, Quelle: eigene Darstellung.....	59
Abbildung 58: Hydraulikplan PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	60
Abbildung 59: Zusammenhang Druckabfall-Volumenstrom, Quelle: Bucher Hydraulics Inc. (2015), S. 29, Onlinequelle [07.03.2016].	63
Abbildung 60: Schnittdarstellung Moog Ventil, Zusammenhang Ventildruckabfall-Volumenstrom, Quelle: Moog Inc. (2009), S. 3 ff.	64
Abbildung 61: Schnittbild des Schaltventils, Volumenstrom in Abhängigkeit des Ventildruckabfalls, Quelle: Bosch Rexroth AG (2009).....	65
Abbildung 62: Anordnung der induktiven Sensoren, Quelle: eigene Darstellung.	66
Abbildung 63: Schaltkasten geschlossen und offen, Quelle: eigene Darstellung.	67
Abbildung 64: Belegung der Anschlussklemmen des DI-, AO- und DO-Moduls, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014a, 2014b, 2014c).	70
Abbildung 65: Benennung der Sensoren sowie der Druckkammern, Quelle: eigene Darstellung.....	71
Abbildung 66: Home-Maske, Quelle: eigene Darstellung.....	73
Abbildung 67: Control-Maske, Quelle: eigene Darstellung.....	73
Abbildung 68: Auszug aus dem Programmcode des PT 1, Quelle: eigene Darstellung	74
Abbildung 69: Auszug aus dem Kontaktplan des PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	75
Abbildung 70: Manual-Control-Maske für PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	76
Abbildung 71: Manual-Control-Maske für PT 1, Quelle: eigene Darstellung.....	76
Abbildung 72: Auszug aus dem Programmcode des PT 1, Quelle: eigene Darstellung.	76
Abbildung 73: Signalverlauf der Schaltsensoren, Quelle: eigene Darstellung.....	78
Abbildung 74: Steuerzeiten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Quelle: eigene Darstellung.....	79
Abbildung 75: Verlauf der Steuerzeiten über 40 Hübe, Quelle: eigene Darstellung.	79

Abbildung 76: Druckverläufe der vier Kammern bei unterschiedlichen Betriebsdrücken (122 bar, 140 bar, 200 bar), Quelle: eigene Darstellung.	80
Abbildung 77: Signalverlauf und Druckverlauf über Zeit, Quelle: eigene Darstellung.	81
Abbildung 78: Explosionszeichnung PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	84
Abbildung 79: Hydraulikplan PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	85
Abbildung 80: Volumenstrom in Abhängigkeit des Ventildruckabfalls Regelventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2014).	86
Abbildung 81: Schnittbildarstellung Sensorabtastung, Quelle: eigene Darstellung.	87
Abbildung 82: Belegung der Anschlussklemmen des AI- und AO-Moduls, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2001, 2014b).	88
Abbildung 83: Ideale Fahrweg der Kolben des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	89
Abbildung 84: Settings Page, Quelle: eigene Darstellung.	93
Abbildung 85: Maske der manuellen Steuerung des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	94
Abbildung 86: Auszug aus dem Softwarecode der manuellen Steuerung, Quelle: eigene Darstellung.	95
Abbildung 87: Maske für die Sensorkalibrierung, Quelle: eigene Darstellung.	95
Abbildung 88: Auszug aus dem Programmcode für die Sensorkalibrierung, Quelle: eigene Darstellung.	96
Abbildung 89: Berechnung der Sensor-Charakteristik, Quelle: eigene Darstellung.	97
Abbildung 90: Teaching Maske, Quelle: eigene Darstellung.	97
Abbildung 91: Auszug aus dem Softwarepaket Teaching, Quelle: eigene Darstellung.	98
Abbildung 92: Einteilung der Hubbewegung in vier Status, Quelle: eigene Darstellung.	99
Abbildung 93: Auszug aus dem Programm „UpdateStatus“, Quelle: eigene Darstellung.	99
Abbildung 94: Auszug aus dem Programm "SignalGenerator", Quelle: eigene Darstellung.	100
Abbildung 95: Auszug aus dem Softwarepaket "ControlLoop", Quelle: eigene Darstellung.	100
Abbildung 96: Control-Maske für den PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	101
Abbildung 97: Auszug aus dem Softwarepaket "SignalAdjustment", Quelle: eigene Darstellung.	101

Abbildung 98: Auszug aus dem Softwarepaket "*SignalAdjustment*", Quelle: eigene Darstellung.....102

Abbildung 99: Unterschiedliche Charakteristik der Sensoren, Quelle: eigene Darstellung. .103

Abbildung 100: Weg- und Geschwindigkeitsdiagramm vor (dünne Linien) bzw. nach viermaligem (dicke Linien) Teaching-Durchgang, Quelle: eigene Darstellung.104

Abbildung 101: Soll- und Ist- Signal der Kolbenwege bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Quelle: eigene Darstellung.....105

Abbildung 102: Soll- und Ist-Signale der Ventile sowie die absolute Differenz der Kolbenwege, Quelle: eigen Darstellung.....106

Abbildung 103: Ventilsignal und Abweichung in Abhängigkeit der Kolben-Geschwindigkeit, Quelle: eigen Darstellung.107

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vergleich hydraulischer Antriebe, Quelle: eigene Darstellung.	11
Tabelle 2: Vergleich Energieübertragungsarten, Quelle: Hochleitner (2010), S.7 (leicht modifiziert).....	16
Tabelle 3: Gegenüberstellung Hydromotor und Elektromotor gleicher Leistung, Quelle: Hochleitner (2010), S. 7.....	16
Tabelle 4: Empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten, Quelle: Hochleitner (2010), S. 66.	20
Tabelle 5: Vergleich der Eigenschaften der Axialkolbenmaschinen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 164.	33
Tabelle 6: Auszug Datenblatt Elektromotor, Quelle: Svend Hoyer GmbH (2010), Onlinequelle [07.03.2016].	61
Tabelle 7: Auszug Datenblatt Hydraulikpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2012).....	61
Tabelle 8: Auszug Datenblatt Filter, Quelle: Hydac International GmbH (2016).....	62
Tabelle 9: Auszug aus Datenblatt DBV, Quelle: Sun Hydraulics Corporation (2016), Onlinequelle [17.03.2016].....	62
Tabelle 10: Auszug Datenblatt Druckwaage, Quelle: Bucher Hydraulics Inc. (2015), S. 29 ff.	63
Tabelle 11: Auszug Datenblatt Regelventil, Quelle: Moog Inc. (2009).	64
Tabelle 12: Auszug Datenblatt Schaltventil, Quelle: Bosch Rexroth (2009).	65
Tabelle 13: Auszug aus Datenblatt induktiver Sensor, Quelle: Balluff GmbH (2016), Onlinequelle [17.03.2016].....	66
Tabelle 14: Auszug aus Datenblatt Netzteil, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2013).....	68
Tabelle 15: Auszug aus Datenblatt SPS, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014d).....	68
Tabelle 16: Auszug aus Datenblatt DI-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014a).....	69
Tabelle 17: Auszug Datenblatt AO-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014b).....	69
Tabelle 18: Auszug Datenblatt DO-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014c).....	70

Tabelle 19: Zusammenhang der Sensoren und Zylinderkammern, Quelle: eigene Darstellung.....	72
Tabelle 20: Bedeutung der Variablenbezeichnung, Quelle: eigene Darstellung.....	77
Tabelle 21: Auszug Datenblatt Regelventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2014).....	86
Tabelle 22: Auszug Datenblatt induktiver Wegaufnehmer, Quelle: Inelta Sensorsysteme GmbH & Co. KG (2009), Onlinequelle [28.03.2016].	87
Tabelle 23: Auszug Datenblatt AI-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2001).....	88
Tabelle 24: Gegenüberstellung der Sensoren des PT 1 mit den Werten des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.	90
Tabelle 25: Sensorcharakteristik, Quelle: eigene Darstellung.	102

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$A, A_1, A_2, A_{max}, A_{min}, A_K, A_{ges}$	m^2	Fläche bzw. Querschnitt
α_B	1	Blendenbeiwert
α	°	Schrägstellwinkel, Flankenwinkel
c_1, c_2, K_1, K_2	1	Konstante
d_i, d, d_m, d_k, D_k, D	m	Durchmesser
dh, ds, dy	m	Höhen-, Wegdifferenz
dm	kg	Massendifferenz
dp	N/m^2	Druckdifferenz
dt	s	Zeitdifferenz
dv, dv_x	m/s	Geschwindigkeitsdifferenz
dX_e	1	Differenz des Eingangssignals
d	1	Durchstoßpunkt der Sensorkurve
η	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität
\vec{F}	N	Kraftvektor
$F, F_1, F_2, F_F, F_{Kolben,axial/radial}, F_F$	N	Kraft, Kolbenkraft, Federkraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h, h_1, h_2	m	Höhe der Flüssigkeitssäule
\vec{I}	$N \cdot s$	Impulsvektor
K_P, K_D, K_I	1	Verstärkungsfaktor
k	mm^{-1}	Steigung der Sensorkurve
l, b, s_{Hub}	m	Länge, Breite, Hublänge
λ	1	Rohrreibungszahl
m	kg	Masse
m	mm	Modul
n	s^{-1}	Drehzahl

$p_{st}, p_1, p_2, p_3, p_{max}$	Pa	Druck
Δp_{verl}	Pa	Druckverlust
Δp_r	Pa	Druckverlust infolge Reibung
Δp_f	Pa	Druckverlust infolge Geometrie
Δp_D	Pa	Druckverlust in Drossel
Δp_B	Pa	Druckverlust in Blende
Q_D	m^3/s	Volumenstrom durch Drossel
Q_B	m^3/s	Volumenstrom durch Blende
Re	1	Reynolds-Zahl
ρ, ρ_{fl}	kg/m^3	Dichte einer Flüssigkeit
Re_{krit}	≈ 2320	kritische Reynolds-Zahl
r, r_{wirk}	m	Radius
τ_{xy}	Pa	Scherspannung
$\dot{V}, Q, Q_1, Q_2, Q_L$	m^3/s	Volumenstrom
\vec{v}	m/s	Geschwindigkeitsvektor
v_1, v_2	m/s	Geschwindigkeit
v_m	m/s	mittlere Gesch. im Strömungsprofil
v_{max}	m/s	max. Geschwindigkeit im Strömungsprofil
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
V	m^3	Verdrängungsvolumen einer Pumpe
ξ	1	Widerstandscharakteristik
X_a	1	Ausgangssignal
X_e	1	Eingangssignal
x	mm	gemessene Distanz
y	1	Integer-Wert der Sensorcurve
z	1	Kolbenanzahl, Zähnezahl einer Pumpe

1. Einleitung

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines hydraulischen Motors, welcher in erster Linie für den Einsatz in Autobetonpumpen der Firma Schwing GmbH gedacht ist. Das Institut für Fertigungstechnik an der TU Graz wurde mit der Auslegung der Hydraulikkomponenten sowie für den Aufbau einer Steuerung bzw. im späteren Fall einer Regelung beauftragt. Einen Teil dieses Auftrages wurde im Umfang dieser Masterarbeit zusammengefasst.

1.1. Einführung

Mobile Betonförderanlagen – sogenannte Autobetonpumpen – dienen zur gezielten Verteilung des Betons auf der Baustelle. Diese Anlagen werden gewöhnlich auf bis zu fünfachsigen Lastkraftwagen aufgebaut. Herzstück dieser Aufbauten ist das Betonventil in Kombination mit der Betonpumpe. Die Betonpumpe wird meist zwischen dem Leiterraum des Lastkraftwagens montiert und besteht aus langen Zylindern in denen Kolben den zugeführten Beton ansaugen, um ihn im nächsten Arbeitsschritt auszuschieben. Um einen gleichmäßigen Betonfluss zu ermöglichen, werden zwei Langhubzylinder verbaut, welche zeitlich versetzt arbeiten. Die Betonzu- bzw. die -abfuhr wird von dem bereits erwähnten Betonventil geregelt. In Abbildung 1 sind diese Bauteile abgebildet.

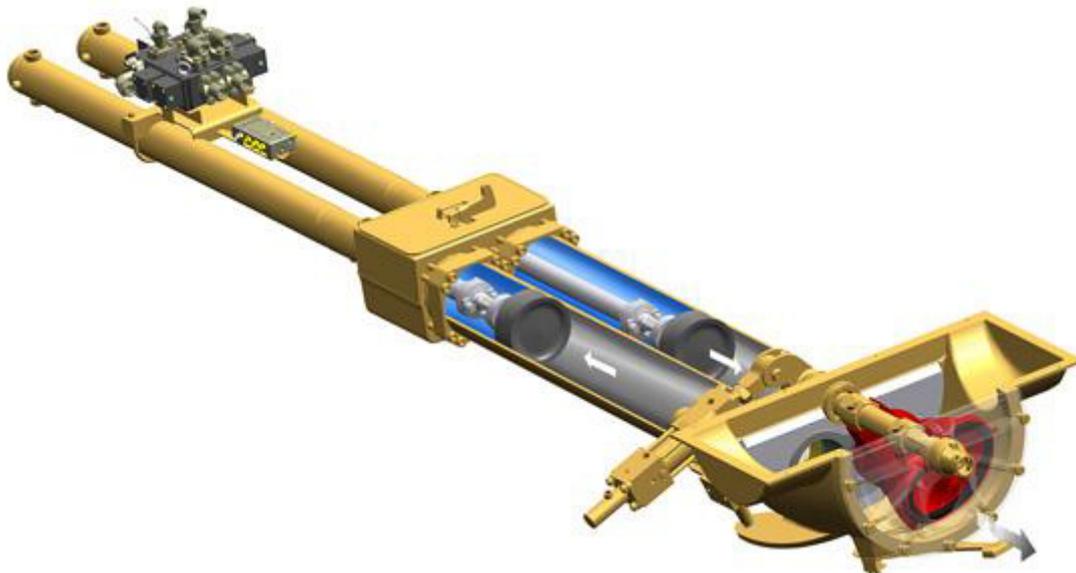


Abbildung 1: Langhubzylinder mit Betonventil, Quelle: Schwing GmbH: Pumpenaggregate (2011a), Onlinequelle [30.11.2015].

Der Beton fließt nach dem Betonventil in Rohrleitungen über einen Verteilermast zu der zu betonierenden Stelle. Dieser Verteilermast kann bis zu 60 Meter lang sein und wird über hydraulische Zylinder bewegt. Zusätzlich ermöglicht ein am Lastkraftwagen montierter Zahnradkranz ein schwenken des Auslegers. Somit können Hindernisse auf der Baustelle

überwunden, oder schwer erreichbare Stellen betoniert werden. Über hydraulisch ausfahrbare Stützen wird der Lastkraftwagen während des Pumpvorganges abgestützt und nivelliert. Abbildung 2 zeigt den Lastkraftwagen mit Aufbau. Der Ausleger weist eine sogenannte Roll-Z-Kinematik auf, was eine platzsparende Faltung am Lastkraftwagen ermöglicht¹. Des Weiteren ist am Ende der Maschine das Betonventil erkennbar, von dem das Förderrohr nach vorne zum Drehkranz und weiter zum Ausleger führt.



Abbildung 2: Autobetonpumpe Schwing S36X, Quelle: Schwing GmbH: S36X (2011b), Onlinequelle [01.12.2105].

Die Beweglichkeit des Verteilermasts wird unter anderem durch den Hub der Hydraulikzylinder begrenzt. Des Weiteren erfordern die Anbindungen der Zylinder am Mast erhöhten Konstruktionsbedarf sowie aufwändig konstruierte Stahlbauteile. Zusätzlich ist die Krafteinleitung der Hydraulikzylinder in weiten Betriebsbereichen nicht ideal und somit ineffizient.

Um diesen Problemen entgegenzuwirken wurde von der Firma Schwing GmbH ein hydraulischer Schwenkantrieb entwickelt, welcher die konventionellen Hydraulikzylinder ersetzen soll. Diese Arbeit befasst sich hauptsächlich mit der hydraulischen Steuerung und Regelung dieser Schwenkantriebe. Zu diesem Zweck wurde die vorhandene Steuerung überarbeitet bzw. teilweise erneuert und ein Prüfstand am Institut für Fertigungstechnik an der TU Graz installiert. Die bereits existierenden Prototypen der Generation I und der Generation II wurden nacheinander auf diesem Prüfstand in Betrieb genommen. Nach erfolgreichen Testläufen wurden beide Prototypen in das Werk der Firma Schwing GmbH zurückgebracht und für weitere Versuche auf einer Autobetonpumpe aufgebaut.

1.2. Stand der Technik

Dieses Kapitel soll einen kurzen Überblick über die bestehende Technik von hydraulischen Schwenkmotoren geben, sowie deren Vor- und Nachteile im Einsatz in Verteilermasten von Autobetonpumpen beleuchten. Im Wesentlichen sollte der Einsatz von diesen alternativen

¹ Vgl. Schwing GmbH: Verteilermastkonzepte, Onlinequelle [01.12.2015].

Antrieben keinen Nachteil gegenüber dem Einsatz von konventionellen Antrieben bringen. Die wichtigsten Merkmale bei der Wahl eines Antriebes für Verteilermasten sind unter anderem:

- max. Drehmoment,
- Gewicht,
- Baugröße,
- Robustheit,
- Lebensdauer
- und Wartbarkeit.

Üblicherweise werden für die Bewegung der Arme hydraulische Linearmotoren verwendet. In diesem Fall sind das sogenannte *doppeltwirkende Differentialzylinder*. Da eine lineare Bewegung in eine Drehbewegung umgewandelt wird, müssen Zylinderboden und das gegenüberliegende Ende der Kolbenstange drehend an den Armen gelagert sein. Um einen möglichst großen Winkelbereich fahren zu können, werden diese Zylinder mit Laschen und Hebel an den Armen des Mastes angebaut. Abbildung 3 zeigt einen Verteilermast mit vier Armen. Zu sehen ist, dass der erste Zylinder – montiert am Drehkranz – einen sehr kleinen Hebelarm aufweist. Da das resultierende Drehmoment ein Produkt aus Kraft und Hebellänge ist, muss bei kurzer Hebellänge die Kraft sehr groß werden um das geforderte Drehmoment aufzubringen. Natürlich könnte der Abstand des Zylinders vergrößert werden, dies würde sich jedoch nachteilig auf die kompakte Bauweise des Drehkranzes auswirken. Bei den anderen Hydraulikzylindern ist die Anbindung über Hebel und Laschen gut zu erkennen. Wie schon erwähnt, verursachen diese Bauteile einen erhöhten Konstruktions- und Fertigungsaufwand, welcher sich nachteilig auf die Kosten auswirkt, verbessern aber die Krafteinleitung und erhöhen die maximale Winkelbewegung.



Abbildung 3: Verteilermastkonzept der Firma Schwing GmbH, Quelle: Schwing GmbH: Verteilermastkonzepte (2011c), Onlinequelle [09.12.2015].

In Abbildung 4 wird der Arbeitsbereich einer Autobetonpumpe der Firma Schwing GmbH des Typ S36X illustriert. Klar zu erkennen ist, dass der erste Arm einen Schwenkbereich von ca. 90 Grad, der zweite und dritte Arm von maximal 180 Grad und der letzte Arm einen Winkelbereich von maximal 238 Grad verfahren kann.

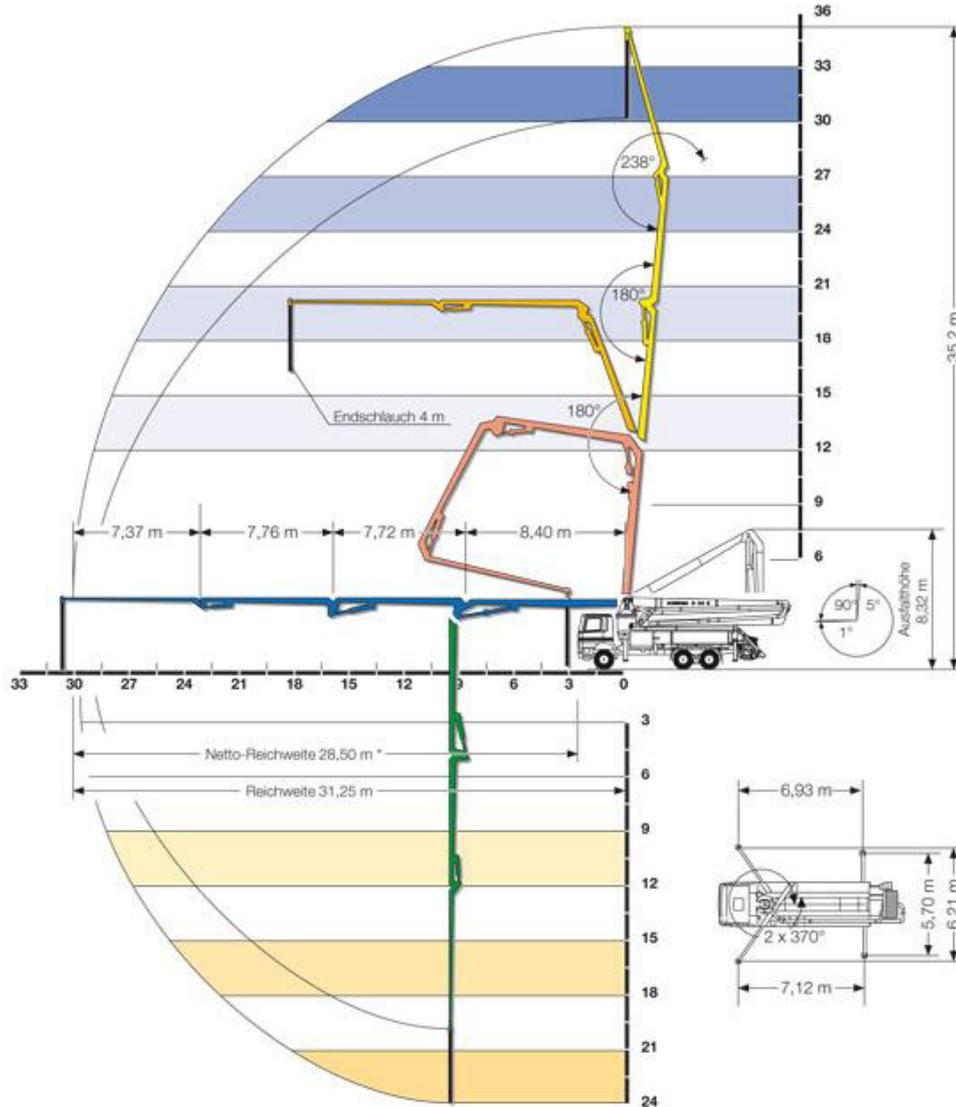


Abbildung 4: Arbeitsbereich Verteilermast S36X, Quelle: Schwing GmbH: Arbeitsbereich S36X (2011d), Onlinequelle [10.12.2015].

Mit diesen hydraulischen Linearmotoren erreicht man im Fall der Autobetonpumpe S36X ein Drehmoment in Gelenk B von 440.000 Nm (440 kNm), in Gelenk C von 190 kNm und in Gelenk D ein Drehmoment von 55 kNm. Der Antrieb in Gelenk B hat ein Gewicht von 680 kg, in Gelenk C von 400 kg und in Gelenk D von 215 kg. Das Gewicht von Arm zwei ist 595 kg, von Arm drei 290 kg und von Arm vier 145 kg. Zusätzlich zu dem Gewicht der Bauteile wird die Struktur während dem Betrieb durch den Beton in den Rohrleitungen belastet.

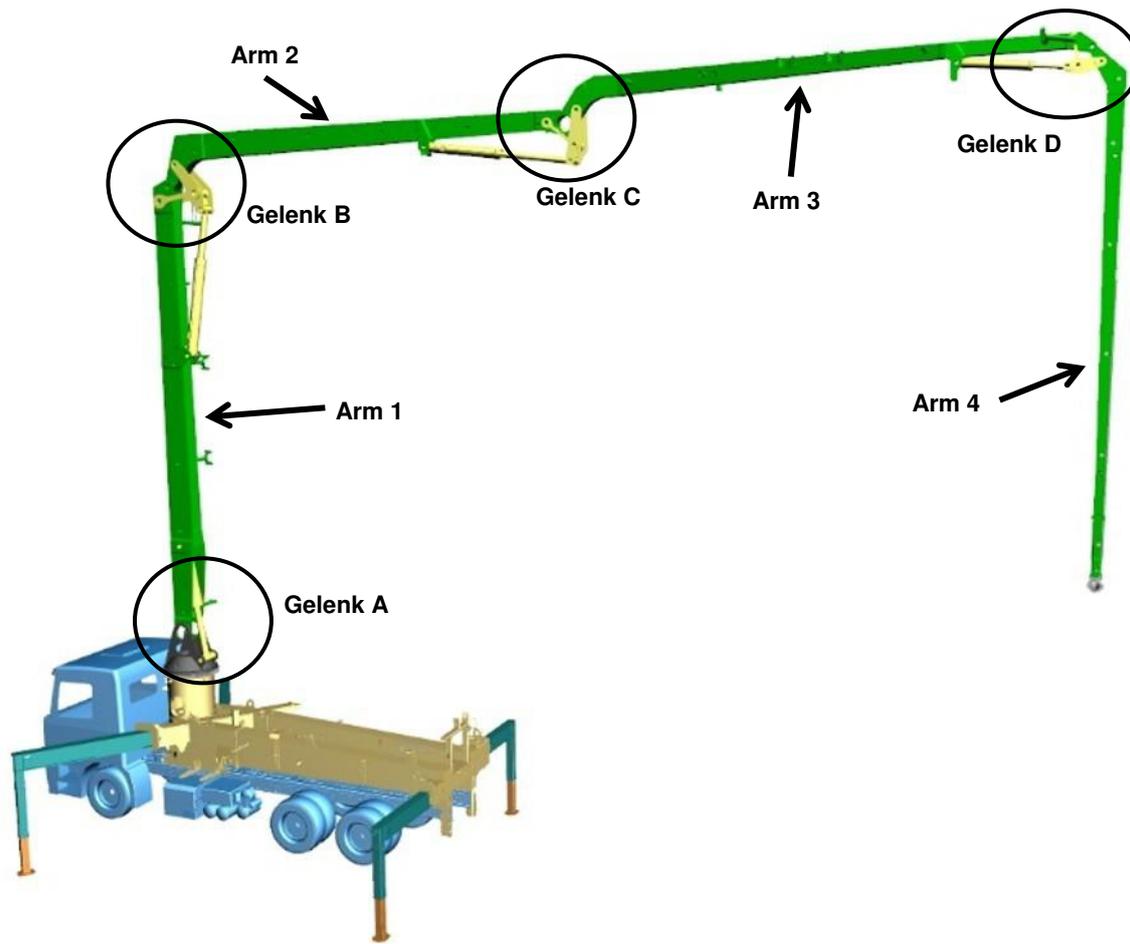


Abbildung 5: Animation Kranausleger S36X, Quelle: Morolz (2015), S. 11 (leicht modifiziert).

Während des Pumpvorganges kann es durch die Pulsation des fließenden Betons auch zu Schwingungsanregungen kommen. Das Öl in den Zylinder wirkt dabei wie eine Feder. Die Dichtungen in den Hydraulikzylinder hingegen dämpfen diese Bewegung und verhindern somit ein Aufschwingen. Durch eine geeignete Kraftregelung an den Zylindern kann dieses System komplett schwingungsfrei betrieben werden. Auf dieses System wird aber weitgehend verzichtet, da diese Regelung grundlegende Änderungen des hydraulischen Aufbaus erfordern. Die Zylinder werden meist über eine Konstantpumpe mit Öl versorgt. Eine sogenannte Load-Sensing-Regelung stellt dabei nur so viel Druck zur Verfügung wie auch wirklich benötigt wird. Dadurch lässt sich die Verlustleistung verringern, was in diesem Fall einer Kraftsoff-Einsparung gleichkommt. Auf eine genaue Beschreibung wird in dem Kapitel Grundlagen eingegangen.

Anders als der doppeltwirkende Differentialzylinder gibt es hydraulische Motoren, welche direkt ein Drehmoment als Ausgangsgröße liefern. Somit muss keine Kraftübertragung über Hebel oder Laschen erfolgen. Einige Beispiele solcher hydraulischen *Schwenkantriebe* werden in den nächsten Abschnitten behandelt.

Die Firma Eckart GmbH stellt Hydraulik- und Pneumatik-Motoren für den Einsatz in Armaturen und für Hebezwecke her. Näher eingegangen wird auf die Produktgruppe der Schwenkantriebe und Drehmotoren. Wie in Abbildung 6 zu sehen ist, bestehen diese Motoren aus einem Kolben (K) welcher in einem Zylinder linear geführt wird. Dieser wird wie bei herkömmlichen Zylindern durch Öldruck bewegt. Die am Kolben befindlichen Steilgewinde (G1 und G2) wandeln die Linearbewegung in eine Drehbewegung um. Durch die Gegenläufigkeit der Steilgewinde an Kolben und an der Welle, wird durch einen einfachen Kolbenhub eine doppelte Winkelbewegung erzielt. Die Drehmomentabnahme erfolgt über eine Passfederwelle.²

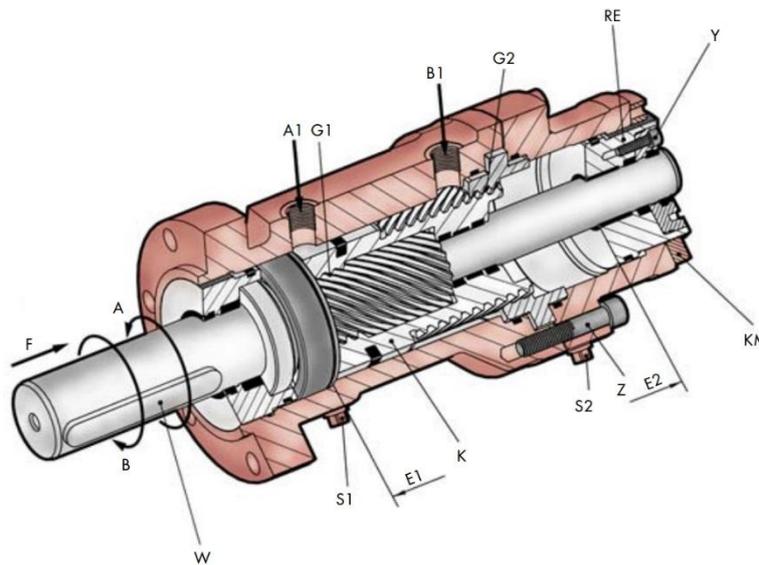


Abbildung 6: Eckart Schwenkmotor - Schnittzeichnung, Quelle: Eckart GmbH: SM4 (2007), S. 6 Onlinequelle [10.12.2015].

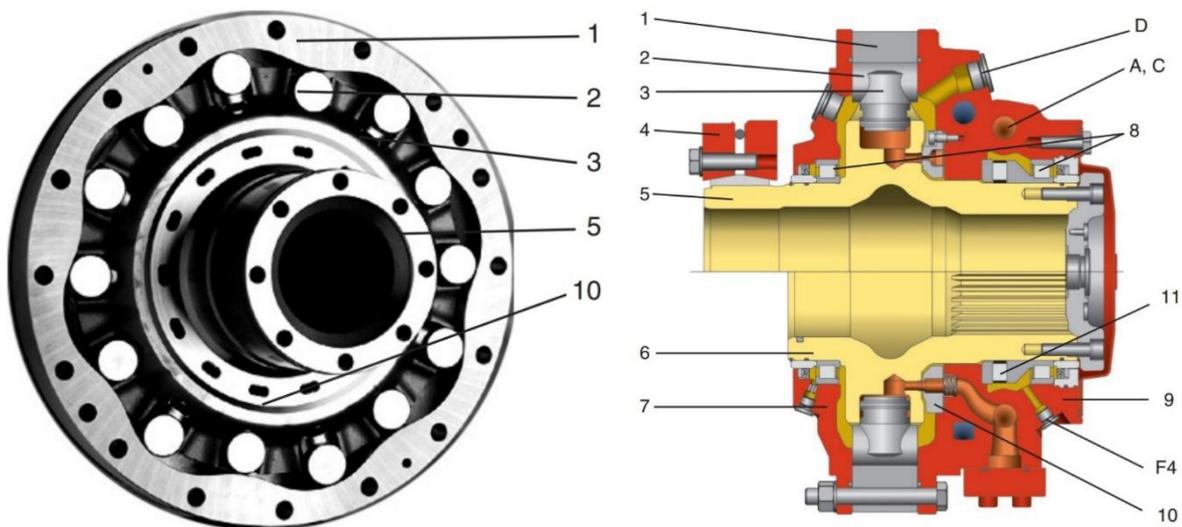
Ausgelegt ist dieser Motor auf einen maximalen Druck von 250 bar. Dabei erreichen die Motoren dieser Baureihe ein Drehmoment von 180 Nm bis 85.000 Nm. Dies würde vergleichsweise für den Einsatz in Gelenk C ausreichend sein. Es lassen sich Drehwinkel von bis zu 360 Grad erreichen, was einen großen Vorteil gegenüber den Linearzylinder darstellt. Das leistungsstärkste Modell, jenes mit 85.000 Nm, welches auch für den Einsatz in Verteilermasten geeignet wäre, weist jedoch einen Gehäusedurchmesser von 555 mm und eine Länge von ca. 1.700 mm auf. Der Einsatz in Verteilermasten wäre damit praktisch nicht möglich, zumal noch das Gewicht dieses Modells mit ungefähr 1.100 kg die Konstruktion viel schwerer machen würde als mit konventionelle Motoren.

Um eine komplette Umdrehung von 360 Grad zu erreichen, benötigt dieser Schwenkantrieb ungefähr 28,5 Liter Ölvolumen. Bei einer üblichen Pumpenfördermenge von 100 Litern pro Minute würde eine Umdrehung ungefähr 17 Sekunden dauern. Das entspricht einer (fiktiven)

² Vgl. Eckart GmbH: SM4 (2007), S. 6, Onlinequelle [10.12.2015].

Drehzahl von ungefähr 3,5 Umdrehungen pro Minute – wobei darauf zu achten ist, dass maximal eine Umdrehung pro Drehrichtung möglich ist.

Ein weiterer Schwenkantrieb der Firma Hägglunds, welche zu der Bosch Rexroth Gruppe gehört, zählt zu den *Radialkolben-Hydraulikmotoren*. Diese Motoren werden vor allem für den Antrieb von Winden und anderen Industrieanwendungen im Schwerlastbereich verwendet. Wie schon erwähnt, zählt dieser Antrieb zu der Gruppe der Radialkolben-Motoren. Dies bedeutet, dass die Kolben in radialer Richtung angeordnet sind und durch den vorherrschenden Öldruck bewegt werden. Abbildung 7 zeigt jeweils einen Motor des Typs CA. Dieser verfügt über einen rotierenden Zylinderblock mit Hohlwelle (5). Eine gerade Anzahl an Zylindern sowie die darin geführten Kolben (3) sind über den Umfang des Zylinderblockes verteilt. Jeder dieser Kolben ist an eine Nockenrolle (2) gekoppelt. Wird nun Öl in den Zylinder gedrückt, wird der Kolben mit der Rolle gegen den Nockenring (1) gedrückt. Dieser Nockenring ist fest mit dem Gehäuse verbunden. Wegen der wellenförmigen Kontur des Nockenrings, kommt es zu einer Abrollbewegung zwischen der Nockenrolle und dem Nockenring. Dadurch entsteht eine Drehbewegung des Zylinderblockes und je nach vorhandenem Öldruck kann ein Drehmoment abgenommen werden. Das verfügbare Drehmoment verhält sich direkt proportional zu dem vorhandenen Öldruck. Ein Platten-Ölverteiler leitet das Öl zu und von den Arbeitskolben.³



**Abbildung 7: Hägglunds CA Radialkolbenmotor Axialschnitt (links), Radialschnitt (rechts),
Quelle: Hägglunds Drives AB (2011), S. 6.**

Bei dieser Art von Antrieb gibt es keine Einschränkungen bezüglich Drehwinkel, was gegenüber dem Schwenkmotor von der Firma Eckart GmbH von Vorteil ist. Um die Leistung zu steigern, können mehrere Zylinderblöcke axial in Reihe geschaltet werden. Dadurch können Drehmomente von 7.000 Nm bis sogar 1,97 MNm (1.970.000 Nm) erreicht werden.

³ Vgl. Hägglunds Drives AB: CA Radialkolbenmotor (2011), S. 6.

Unabhängig von der Baugröße sind diese Antriebe auf einen maximalen Betriebsdruck von 350 bar ausgelegt. Dabei reichen die Durchmesser von 500 mm bis ca. 1.500 mm. Die axiale Baulänge dieser Motoren reicht von ca. 320 mm bis ca. 1.400 mm. Ein ähnliches Drehmoment zu dem Antrieb der Firma Eckart GmbH bietet das Modell CB 280 der Firma Hägglunds. Dieser Motor verfügt über ein maximales Drehmoment von 92.000 Nm. Die Baulänge beträgt 501 mm und der Durchmesser 782 mm. Die Nenndrehzahl wird mit 44 Umdrehungen pro Minute angegeben und das Schluckvolumen pro Umdrehung beträgt 17,6 Liter. Der Drehmotor der Firma Hägglunds ist im direkten Vergleich in vielen Eigenschaften besser. Doch auch durch das Gewicht von 705 kg ist der Motor CB 280 kaum für den Einsatz an einem Verteilermast geeignet. Um das Drehmoment der linearen Hydraulikzylinder in Gelenk B zu erreichen, würde der Antrieb CBM 2000-1400 der Firma Hägglunds in Frage kommen, welcher einen Durchmesser von 1.460 mm und eine Länge von 872 mm aufweist. Das Gewicht würde mit 4.100 kg weit über dem Gewicht des konventionellen Antriebes von 680 kg liegen.

Wie es die beiden behandelten Antriebe veranschaulichen, ist ein hohes Drehmoment bei gleichzeitig niedrigem Gewicht und großem Drehwinkel nicht leicht umsetzbar. Eine gute Lösung dafür bietet die Firma Schwing GmbH mit ihrem hydraulischen Schwenkantrieb. Zu Anfang dieser Arbeit gab es bereits zwei Konzepte für diesen Antrieb. Die Unterschiede liegen nicht nur im hydraulischen Aufbau sondern auch bei der Art der Signalverarbeitung. Eine Variante wird gesteuert, die andere Variante wird geregelt betrieben. Die mechanische Funktionsweise beider Motoren ist aber ident. In diesem Kapitel wird das Prinzip anhand des Prototyps II erläutert. Auf detaillierte Unterschiede wird später eingegangen.

Der Aufbau besteht aus mindestens zwei Kolben, welche auf einer hohlen Keilwelle axial verschiebbar montiert sind. Die Kolben verfügen auf jeweils beiden Stirnflächen über eine Planverzahnung, welche bei axialer Verschiebung in eine Verzahnung im Gehäuse eingreift. Dadurch wird die Linearbewegung in eine Drehbewegung umgewandelt. Abbildung 8 zeigt verschiedene Ansichten des Antriebes. In Blau ist die Keilwelle zu sehen, auf welcher die Kolben (rot) geführt werden.

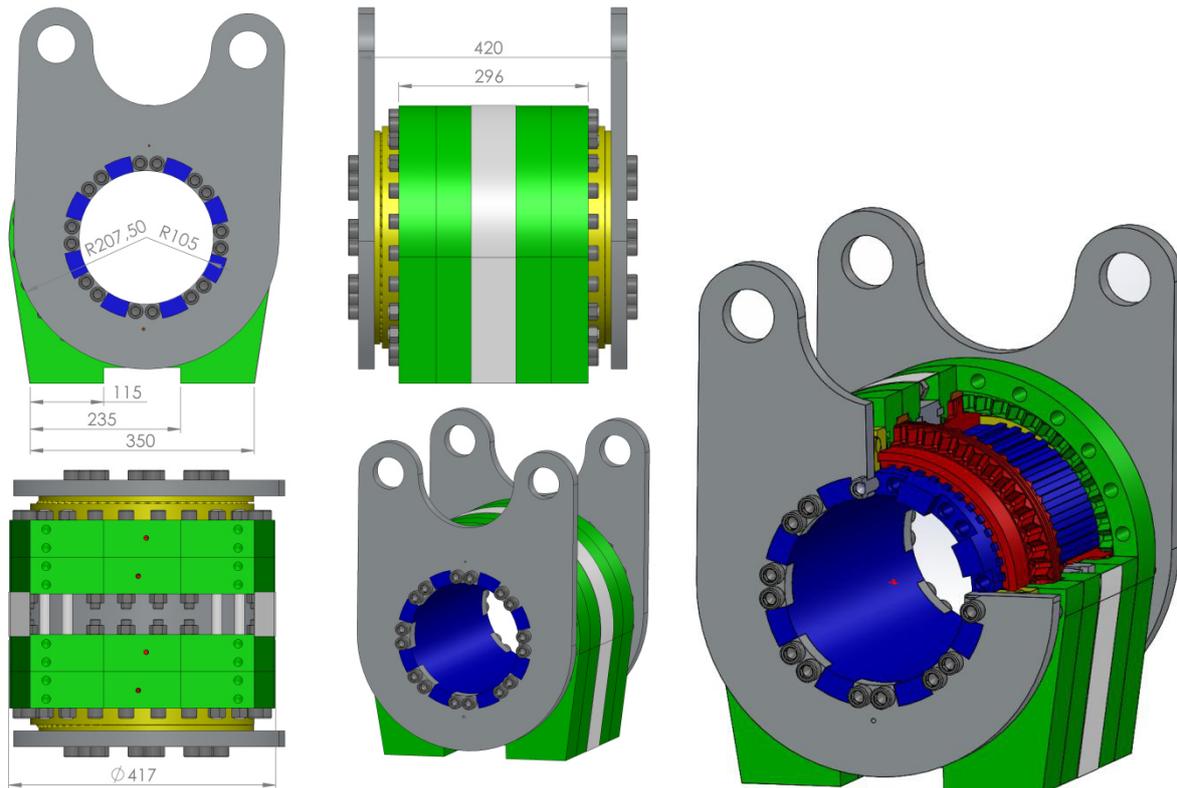


Abbildung 8: Schwenkantrieb Prototyp II - Schwing GmbH, Quelle: eigene Darstellung

In Grau gehalten sind die Laschen an denen der zu bewegende Arm mit Bolzen angebracht wird. Das Gehäuse ist Grün gefärbt. Die vier Gehäuseteile sind gleichzeitig auch Zylinderkammern und werden am davor liegenden Arm mittels Schrauben befestigt. Das bedeutet, dass sich die Keilwelle zusammen mit den Kolben relativ zum fixierten Gehäuse verdrehen. Außerdem weist das Gehäuse eine Nut auf, in welcher der Hydraulikblock eingeschraubt wird. Dadurch übernimmt der Hydraulikblock die Funktion einer Passfeder, um das relative Verdrehen der Gehäuseteile zueinander zu verhindern. Für jede Zylinderkammer gibt es genau eine Bohrung im Gehäuse, welche den Zu- und Ablauf des Öles zu und von den Zylinderkammern gewährleistet.

Die Funktionsweise wird in der Schnittdarstellung in Abbildung 9 ersichtlich. Die zwei Kolben sind in Rot dargestellt. Das stehende Gehäuse ist wie vorhin Grün eingefärbt und die Lagerschalen mit Kugeln sind in Gelb gehalten. Die Laufbuchsen sind in brauner Farbe. Die Kolben haben bei diesem Typen einen maximalen Hub von 18,6 mm welcher von den Endanschlägen außen vom Lager und innen von der Keilwelle begrenzt wird. Wird nun Öl über eine Bohrung in die Zylinderkammer gedrückt, so verschiebt sich der Kolben in die gewünschte Richtung. Der Zylinderraum ist gleichzeitig auch der Ort wo der mechanische Kontakt der Verzahnung stattfindet. Das bedeutet, dass mechanischer und hydraulischer Arbeitsraum nicht getrennt sind. Dadurch ergibt sich der Nachteil, dass der Abrieb der Verzahnung in den Ölkreislauf gelangt. Innerhalb der Hublänge tauchen die Zahnflanken des Kolbens aus der Verzahnung des Gehäuseteils aus, und greifen auf der gegenüberliegenden

Seite in die Zähne des anderen Gehäuseteils ein. Je nach Last, steigt ab diesem Zeitpunkt der Öldruck in der Zylinderkammer und der Kolben wird bis zum Endanschlag in die Verzahnung gedrückt. Dann beginnt dieser Ablauf in die andere Richtung. Der andere Zylinder vollzieht diese Bewegung zeitversetzt, da es sonst vorkommen kann, dass keine Verzahnung im Eingriff ist und somit die Last – bzw. der Armausleger – unkontrolliert nachgeben kann.

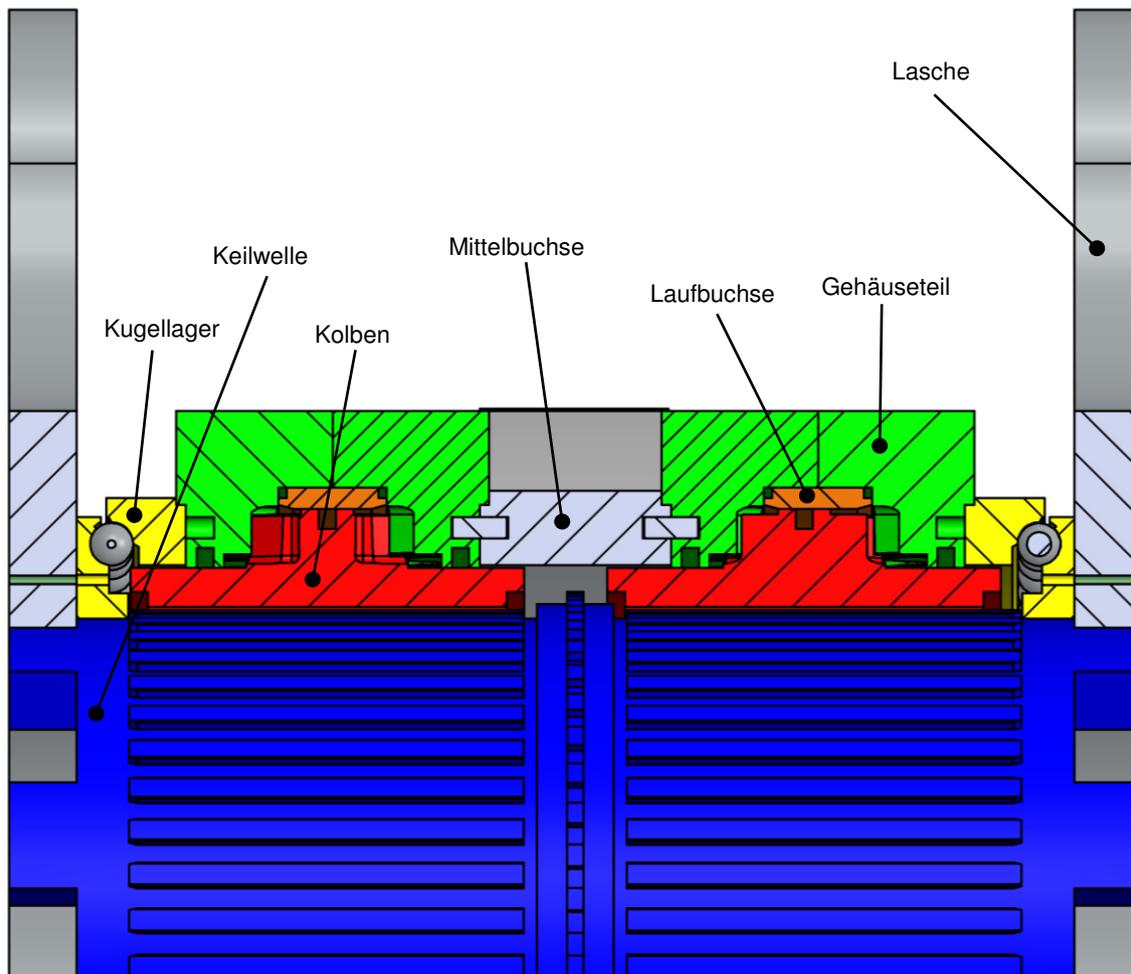


Abbildung 9: Radialschnitt durch Prototyp II, Quelle: eigene Darstellung.

Wegen diesem zeitlichen Versatz der Bewegungsabläufe, kommt es bei den Endanschlägen zu Stillstandszeiten. Während zum Beispiel „Kolben 1“ am Endanschlag wartet, bewegt sich „Kolben 2“ und überwindet somit das Flankenspiel des „Kolben 1“. Zusätzlich wird dadurch der Zahneingriff in die nächste Zahnflanke gewährleistet.

Ausgelegt ist dieser Antrieb auf 420 bar. Dabei wird ein Drehmoment von ungefähr 240 kNm generiert. Somit kann mit dieser Variante das benötigte Drehmoment in Gelenk C und D abgedeckt werden. Wird eine Drei-Kolbenmaschine verwendet, verdoppelt sich das Drehmoment da zu jedem Zeitpunkt zwei Verzahnungen im Eingriff sind. Dadurch kann dieser Antrieb auch in Gelenk B eingesetzt werden. Es verlängert sich dadurch die axiale Baulänge, diese ist aber noch verkräftbar. Der Kolben und die Gehäuse bestehen aus

jeweils 52 Zähne welche einen Flankenwinkel im Wirkradius von ca. 52 Grad haben. Während der Hubbewegung führt der Kolben gegenüber dem Gehäuse eine Rotationsbewegung durch. Um einen korrekten Eingriff der Zähne zu jedem Zeitpunkt der Verzahnung gewährleisten zu können, müssen die Flächen der Zahnflanken dadurch eine geringe axiale Verschraubung aufweisen. Pro Hub findet eine Verdrehung um ca. 6,9 Grad statt. Dabei wird ein Volumen von 0,32 Liter benötigt. Das bedeutet, dass bei vier Zylinderkammern und 52 Hübten pro Umdrehung ein Ölvolumen von 66,56 Litern benötigt wird. Im Vergleich zu den bereits vorgestellten Motoren wird für eine Umdrehung bis zu dreimal mehr Öl benötigt. Dies ist aber bei den niedrigen Drehzahlen welche benötigt werden nicht ausschlaggebend. Bei dieser Bauweise hat der Antrieb ein Gewicht von 250 kg. Im Vergleich zu den anderen Motoren sowie zu der aktuellen Variante mit den Linearzylindern ist das der große Vorteil dieser Antriebe: hohes Drehmoment bei gleichzeitig niedrigem Gewicht.

Abschließend ist zu bemerken, dass ein direkter Vergleich dieser vorgestellten Antriebe eine nur mäßige Aussage über deren Stärken und Schwächen geben kann. Da die Motoren der Firma Eckart GmbH und der Firma Hägglunds Drive für völlig andere Einsatzgebiete konzipiert worden sind, lassen sich hier nur Arbeitsprinzipien sowie Leistungsdaten vergleichen, nicht jedoch die Effektivität beim Einsatz in einer Autobetonpumpe – wie es bei dem Antrieb der Firma Schwing GmbH ist. In Tabelle 1 wird eine Bewertung mittels Farbcode (grün: gut, orange: mäßig, rot: schlecht) über einen möglichen Einsatz in einer Autobetonpumpe dargestellt.

Tabelle 1: Vergleich hydraulischer Antriebe, Quelle: eigene Darstellung.

	Linearzylinder	Eckart Schwenkantrieb	Hägglunds Drehantrieb	Schwing Schwenkantrieb
Max. Drehmoment	hoch	mäßig	sehr hoch	hoch
Gewicht	mäßig	hoch	sehr hoch	gering
Baugröße	hoch	hoch	hoch	gering
Robustheit	hoch	-*	-*	mäßig**
Lebensdauer	hoch	-*	-*	-*
Wartbarkeit	gut	-*	-*	gut

* ... keine Werte.

** ... bedingt durch Hydraulikkomponenten.

1.3. Aufgabenstellung

Wie bereits oben erwähnt, ist diese Arbeit ein Teil des Aufgabenbereiches welcher von der Firma Schwing GmbH an das Institut für Fertigungstechnik der TU Graz in Auftrag gegeben wurde.

Kalenderwoche	Mai				Juni				Juli					August			
	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
Planung Hydraulikschaltplan	■	■															
Konstruktion Hydraulikblock			■	■													
Bestellung der Komponenten		■	■	■													
Fertigung Hydraulikblock					■	■	■										
Reglerentwurf				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Aufbau der Versuchsanlage								■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Programmieren der SPS								■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Inbetriebnahme der Versuchsanlage									■	■	■	■	■	■	■	■	■
Versuche Variante 1										■	■	■	■	■	■	■	■
Versuche Variante 2													■	■	■	■	■
Auswertung der Ergebnisse																■	■

Abbildung 10: Projekt-Roadmap des IFT, Quelle: Institut für Fertigungstechnik – TU Graz (2015), S. 3 (leicht modifiziert).

Abbildung 10 zeigt die einzelnen Projektschritte des Instituts. Die gelb eingerahmten Punkte repräsentieren die Aufgabenstellungen welche im Rahmen dieser Arbeit behandelt werden. Die dargestellte geplante Reihenfolge wurde leicht modifiziert abgearbeitet. So wurde zum Beispiel der Regler zeitgleich mit der Programmierung der SPS entworfen und der Aufbau der Versuchsanlage startete erst Anfang Juli. Wegen verspäteten Lieferungen der Hydraulikkomponenten wurde der Zeitplan um einen Monat verschoben, so das Ende September die Arbeiten an der Versuchsanlage beendet werden konnten und die Antriebe für weitere Versuche an die Firma Schwing GmbH zurückgingen.

Wie bereits erwähnt, werden in dieser Arbeit zwei Varianten dieses Antriebes behandelt. Die erste Entwicklungsstufe – der sogenannte Prototyp 1 (PT 1) – wurde bereits am Gelände der Firma Schwing GmbH erfolgreich unter Belastung getestet. Hier bestand die Aufgabe lediglich darin die vorhandene Siemens Steuerung auf eine Bernecker & Rainer (B&R) Steuerung umzurüsten welche auch die anspruchsvollere Aufgabe einer Regelung für den Prototyp 2 (PT 2) bewältigen kann. PT 1 und PT 2 unterscheiden sich neben geringfügigen konstruktiven Maßnahmen vor allem in der Steuerungsart und Messung der Kolbenbewegung. Die Position und Bewegungsrichtung wird beim PT 1 durch insgesamt zwölf induktive Sensoren ermittelt. Die Signale der Sensoren werden an die SPS geleitet welche dann je nach Schaltstellung die Schaltventile der Ölhydraulik ansteuert und somit die Kolben in Bewegung setzt. Wie es sich in den Versuchen herausstellte, weist diese Variante mehrere Schwächen auf, welche nachteilig für den Einsatz auf einer Autobetonpumpe sein können.

Durch den Einsatz einer leistungsfähigeren speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) sowie den dazugehörigen Input und Output Modulen (I/O-Module) lässt sich auch gleichzeitig eine zweite Variante des Antriebes testen. Der PT 2 wurde erst im Rahmen dieser Arbeit in Betrieb genommen und sollte erst später am Gelände der Firma Schwing GmbH unter Last betrieben werden. Wie bereits erwähnt, ist der große Unterschied zu PT 1 der Einsatz eines geschlossenen Regelkreises. Dafür muss aber zu jedem Zeitpunkt die genaue Position der Kolben an die SPS übermittelt werden, so dass diese je nach Abweichung vom Sollwert die Ventile der Ölhydraulik ansteuern kann. Für eine Regelung sind im Wesentlichen zwei Signale wichtig: ein Signal welches den idealen Weg des Kolbens vorgibt – der sogenannte Sollwert - und ein Signal welches den tatsächlichen Weg des Kolbens wiedergibt – der sogenannte Istwert. Je nach Abweichung des Istwertes vom Sollwert greift der Regler ein. Ein Großteil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Sollwert-Signalgenerators sowie den Entwurf eines passenden Regelgliedes. Für die Erfassung der tatsächlichen Kolbenpositionen werden absolute Wegmesssensoren eingesetzt welche die Position der Kolben direkt abtasten. Der Vorteil dieser Variante liegt in der geringen Menge an benötigter Messtechnik sowie in der lastunabhängigen Geschwindigkeitsregelung. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme wurden beide Varianten nacheinander getestet und verschiedenen Versuche durchgeführt. Diese fanden aber aufgrund von Platzmangel in der Werkstätte des IFTs ohne Last statt. Montiert wurden die Antriebe auf ein Stahlgestell welches von der Firma Schwing GmbH zur Verfügung gestellt wurde. Die Ölversorgung erfolgte durch ein stationäres Aggregat.

Die Steuerungs-Software wurde nach der Auswertung der Ergebnisse noch leicht modifiziert und für den Einsatz auf einer Autobetonpumpe vorbereitet. Die weiteren Arbeiten und Versuche wurden direkt an der Autobetonpumpe im Werk der Firma Schwing GmbH gemacht. Dabei kamen unter der Belastung des Kranauslegers einige Probleme zum Vorschein die nicht mehr im Aufgabenbereich dieser Arbeit liegen. Einzelheiten werden in den zugehörigen Kapiteln erläutert.

Abschließend werden nochmals die Eckpunkte der Aufgabenstellung dieser Arbeit aufgezählt:

- Umrüstung des Schaltkastens; Austausch der Siemens SPS durch eine B&R SPS mit dazugehörigen I/O-Modulen; Verkabelung des Schaltkastens; Verkabelung sämtlicher Sensoren und Aktuatoren welcher für den Betrieb von PT 1 und PT 2 nötig sind.
- Adaptierung und Modifizierung der Signallogik und Steuerungssoftware des PT 1 an die neue B&R SPS; Justierung der induktiven Schaltsensoren; Erstellung einer Bedienungsoberfläche.

- Erstellung einer Regelung für den PT 2; Einstellungsmöglichkeiten für die Signalvorgabe; Kalibrierung der Wegsensoren; Bedienungsoberfläche für eine Geschwindigkeitssteuerung;
- Testläufe bei einem Nenndruck von max. 350 bar, max. Druckabfall von 50 bar im Steuerblock, Nenndurchfluss von 16 l/min und einem Regelbereich von 0 – 100 % des Nenndurchflusses.
- Auswertung der Ergebnisse.

2. Grundlagen

Die folgenden Kapitel sollen die physikalischen Hintergründe der am Prüfstand verwendeten Bauteile beleuchten um deren Funktionsweise besser verstehen zu können. Dabei wird vorwiegend auf die hydraulischen Komponenten eingegangen, aber auch steuerungs- bzw. regelungstechnische Grundlagen werden behandelt.

2.1. Hydraulische Grundlagen

Die Hydraulik ist ein Teilgebiet der Fluidtechnik und lässt sich in die Hydrostatik und die Hydrodynamik (oft auch als Hydrokinetik bezeichnet) unterteilen. Ein weiteres Teilgebiet der Fluidtechnik ist die Pneumatik, welche sich mit der Mechanik der Gase und Dämpfe beschäftigt. Die Pneumatik ist für diese Arbeit nicht relevant und wird deswegen auch nicht näher behandelt. In der Hydraulik werden Flüssigkeiten für die Energie-, Kraft- und Signalübertragung verwendet. Als Übertragungsmedium wurde anfangs Wasser benützt, daher auch der Begriff Hydraulik welcher sich vom griechischen Wort hydor = das Wasser ableiten lässt. Heutzutage werden mehrheitlich Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis verwendet, welche auch eine selbstschmierende Eigenschaft aufweisen.⁴

In hydrostatischen Anlagen wird der statische Druck für die Übertragung von Energie, Kraft und Signalen verwendet. Dabei werden hohe Drücke verwendet. Die Strömungsgeschwindigkeiten sollten möglichst gering gehalten werden um die Reibungsverluste zu minimieren. Im Gegensatz dazu werden bei hydrodynamischen Anlagen die hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Flüssigkeiten für diese Aufgaben verwendet. Dies bedeutet, dass die kinetische Energie des strömenden Mediums genutzt wird. Dabei treten im Vergleich zu hydrostatischen Anlagen niedrige Drücke auf. Die in dieser Arbeit behandelte Anlage folgt dem Arbeitsprinzip einer hydrostatischen Anlage.⁵

In der Technik werden hydraulische Anlagen in der Antriebstechnik eingesetzt. Dazu wird die vom Motor zur Verfügung gestellte Energie umgewandelt und der anzutreibenden Maschine bereitgestellt. Die auftretenden Energieformen können dabei u.a. mechanischer, elektrischer oder hydraulischer Natur sein. Die Umwandlung einer Energieform in eine andere ist immer mit Verlusten behaftet, deswegen sollten möglichst wenige Umwandlungsschritte erfolgen. Als Energiequelle dient meist ein Verbrennungs- oder ein Elektromotor. Die Übertragung der Energie zu dem Verbraucher wird in den meisten Fällen mechanisch, hydraulisch oder elektrisch vollzogen. Dabei hat jede Übertragungsform Vor- und Nachteile welche in der folgenden Tabelle 2 verglichen werden:

⁴ Vgl. Will und Gebhardt (2011), S. 1.

⁵ Vgl. Hochleitner (2010), S. 6.

Tabelle 2: Vergleich Energieübertragungsarten, Quelle: Hochleitner (2010), S.7 (leicht modifiziert).

Beurteilungskriterium	Übertragungsart		
	mechanisch	hydraulisch	elektrisch
Kraftdichte	sehr gut	Gut	Schlecht
Übertragbarkeit über mittlere Entfernungen	schlecht	Gut	sehr gut
Steuerbarkeit	schlecht	Gut	Gut
Sicherheit	etwa alle gleich		
Wirkungsgrad	gut	schlecht	schlecht
Flexibilität im Aufbau/Angebot von Bauteilen	schlecht/teuer	gut/teuer	sehr gut/billig

Die Vorteile von hydraulischen Systemen wird durch Tabelle 3 besser ersichtlich. Hier werden beispielhaft hydraulische und elektrische Motoren gleicher Leistung gegenübergestellt:

Tabelle 3: Gegenüberstellung Hydromotor und Elektromotor gleicher Leistung, Quelle: Hochleitner (2010), S. 7.

	Hydromotor	Elektromotor
Massenträgheit	1	72
Gewicht	1	14
Einbauraum	1	26

Wegen der hohen Leistungsdichte bei gleichzeitig geringen Baugröße sowie geringem Gewicht, ist der Einsatz hydraulischer Anlagen in mobilen Anwendungen durchaus sinnvoll. Weitere Vor- und Nachteile von hydraulischen Anlagen werden in den folgenden Punkten aufgezählt.⁶

Vorteile:

- Übertragung großer Kräfte und Drehmomente,
- stufenlose Steuerung und Regelung der Ausgangsgrößen,
- kontrollierbare Bewegungsabläufe (sowohl schnell als auch langsam),
- anfahren aus dem Stillstand unter Vollast,
- Flexibilität in der Anordnung der Komponenten,
- einfacher Überlastschutz.

⁶ Vgl. Will und Gebhardt (2011), S. 4.

Nachteile:

- hohe Schmutzempfindlichkeit (hohe Anforderung an die Filtration),
- Abhängigkeit des Betriebsverhaltens von Temperatur und Druck (aufgrund der temperaturabhängigen Viskosität sowie der Kompressibilität der Druckflüssigkeit),
- schlechte Wirkungsgrade (aufgrund von Leckagen und Druckverlusten),
- Lärmentwicklung,
- Gefährdung der Umwelt durch Druckflüssigkeiten.

2.1.1. Berechnungsgrundlagen

In diesem Unterkapitel werden die grundlegenden Gesetze für die Berechnung einer hydraulischen Anlage erläutert. Beschrieben wird das Verhalten der Flüssigkeit durch die hydrostatischen und hydrodynamischen Gesetze. Neben den unterschiedlichen Strömungsarten werden auch die Verluste beschrieben, welche bei Hydraulikkomponenten auftreten.

2.1.1.1. Hydrostatisches Gesetz

Als Grundlage der Hydrostatik dient das Gesetz von Pascal. Dies besagt, dass die Wirkung einer Kraft auf eine ruhende Flüssigkeit einen Druck in der Flüssigkeit erzeugt, welcher sich innerhalb der Flüssigkeit in alle Richtungen fortpflanzt. Der Druck wirkt auf die benetzten Flächen stets senkrecht. Dabei ist die Größe des Drucks in der Flüssigkeit die Belastungskraft bezogen auf ihre Wirkfläche plus dem Gewicht der darüber liegenden Flüssigkeitsteilchen, welches aber in den behandelten Anwendungen keine Bedeutung spielt.⁷

$$p_{st} = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Für die Betrachtungsweise der Hydrostatik wird eine ideale Flüssigkeit angenommen. Dabei wird die Flüssigkeit als masselos, reibungsfrei und inkompressibel angesehen. Ein masseloses Fluid kann keine kinetische Energie aufnehmen und benötigt somit auch keine Arbeit wenn es transportiert wird. Da Reibungsfreiheit herrscht, besitzt die Flüssigkeit auch keine Zähigkeit und durch die Inkompressibilität verändert sich das Volumen bei Druckänderungen nicht.⁸

⁷ Vgl. Hochleitner (2010), S. 66.

⁸ Vgl. Murrenhoff (2012a), S. 29.

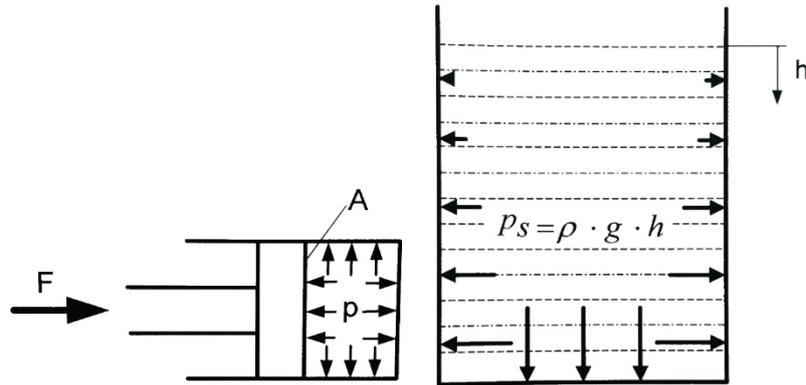


Abbildung 11: Das Gesetz von Pascal (links) und hydrostatischer Druck zufolge dem Gewicht (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 42.

Im linken Teil der Abbildung 11 wird das Gesetz von Pascal bildlich dargestellt. Die rechte Abbildung stellt den Einfluss der Dichte und Höhe der Fluidsäule auf den hydrostatischen Druck dar. Dies besagt, dass unabhängig von der Form des Gefäßes, der Druck an der Grundfläche nur von der Höhe der darüber liegenden Flüssigkeitssäule abhängt.

$$p_{st} = \rho_{fl} \cdot g \cdot h \quad (2)$$

Wie bereits erwähnt wird dieser Anteil des Gesamtdrucks meist vernachlässigt, da der Druck durch die aufgeprägten Kräfte in hydraulischen Anlagen sehr viel höher ist. Auf jeden Fall zu berücksichtigen ist der Schweredruck bei selbstansaugenden Pumpen. Praktische Anwendung findet dieses Gesetz bei der Berechnung von hydraulischen Pressen (Kraftübersetzern) oder Druckübersetzern. Die nächsten Abbildungen geben ein Beispiel für diese Anwendungen. Bei einer hydraulischen Presse werden zwei Kolben mit unterschiedlichen Querschnittsflächen verwendet um eine Kraftübersetzung zu erreichen. In Abbildung 12 ist zu erkennen, dass die Kraft F_1 über die Fläche A_1 einen Druck p erzeugt. Dieser Druck pflanzt sich im Behälter gleichmäßig fort und drückt gegen die Fläche A_2 des anderen Kolbens. Durch die größere Fläche entsteht auch eine größere Kraft F_2 . Das Verhältnis der Kolbenkräfte verhält sich wie das Verhältnis der Kolbenflächen.

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3)$$

Bei einem Druckübersetzer wird ein Druck p_1 auf eine Fläche A_1 aufgeprägt und erzeugt dadurch eine Kraft F . Diese Kraft wird auf einen Kolben mit kleinerer Fläche A_2 übertragen. Dabei wird ein höherer Druck p_2 erzeugt. Die Drücke verhalten sich demnach umgekehrt proportional den Kolbenflächen:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (4)$$

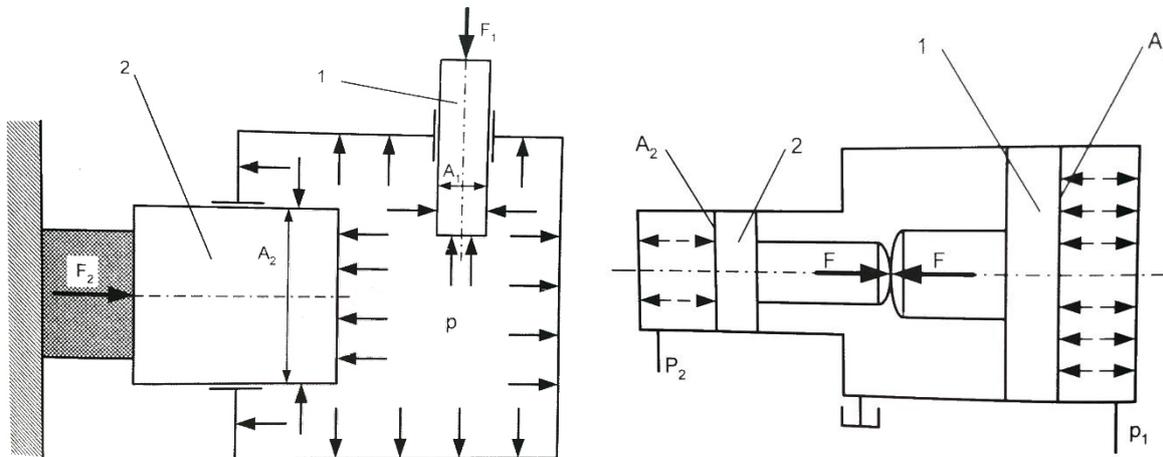


Abbildung 12: Kraftübersetzung (links) und Druckübersetzung (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 43-44.

2.1.1.2. Hydrodynamische Gesetze

Durch die Hydrodynamik können die in der Hydraulik auftretenden Verluste beschrieben werden. Dadurch wird die Hydrostatik, welche sich rein mit den Gleichgewichtszuständen idealer Flüssigkeiten befasst, durch die Erhaltungssätze ergänzt. Die drei Erhaltungssätze sind Massenerhaltungs- (auch Kontinuitätsgesetz), Energieerhaltungs- und Impulserhaltungssatz.

Das Kontinuitätsgesetz besagt, dass die in ein bestimmtes Volumen einströmende Masse minus der ausströmenden Masse gleich der Änderung der Masse im Volumen ist. In erster Näherung kann angenommen werden, dass die Dichte zeitlich sowie entlang des Strömungsweges konstant bleibt. Das hat zur Folge, dass genau so viel Masse aus dem Volumen ausströmt wie in das Volumen einströmt. Da die Masse m das Produkt aus Volumen V und Dichte ρ ist, und die Dichte konstant ist, müssen auch die Volumenströme Q konstant bleiben. Bei der Betrachtung einer Rohrleitung (Abbildung 13) mit unterschiedlichen Querschnitten A_1 und A_2 , muss nach dem Kontinuitätsgesetz die Geschwindigkeit v_2 größer sein als v_1 um in einer bestimmten Zeit das gleiche Volumen transportieren zu können. Dabei lautet die Beziehung:

$$\dot{V} = Q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad (5)$$

Mit hinreichender Genauigkeit, gilt dies auch für kompressible Medien. Dabei verhalten sich die Geschwindigkeiten umgekehrt proportional zu den Strömungsquerschnitten:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (6)$$

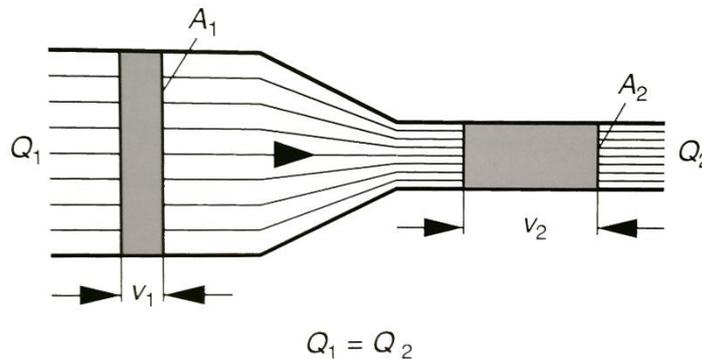


Abbildung 13: Unterschiedliche Geschwindigkeiten bei unterschiedlichen Querschnitten, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 25.

Für hydraulische Anlagen sollten die in der Tabelle 4 empfohlenen Strömungsgeschwindigkeiten nicht überschritten werden, da es sonst zu erhöhten Verlusten in den Rohrleitungen kommen kann. Das bedeutet, dass bei einem gegebenen Volumenstrom die Rohrleitungen für die empfohlenen Geschwindigkeiten ausgelegt werden können.

Tabelle 4: Empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten, Quelle: Hochleitner (2010), S. 66.

Leitung	Druck	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
Saugleitung	Saugbereich	0,5
	Zulauf	-1,5
Druckleitung	Bis 50 bar	4
	50 – 100 bar	4 – 5
	100 – 200 bar	5 – 6
	200 – 300 bar	6 – 7
Rücklaufleitung		2 – 3

Für die Berechnung der Energiebilanz werden äußere Kräfte, Trägheitskräfte und Reibungskräfte berücksichtigt. Werden zunächst die Trägheits- und Reibungskräfte vernachlässigt (reibungsfreie und stationäre Strömung) können für ein bestimmtes Flüssigkeitselement (siehe Abbildung 14) folgende Kräftebilanz aufgestellt werden:

$$A \cdot p - A \cdot (p + dp) - A \cdot \rho \cdot g \cdot dh = A \cdot ds \cdot \rho \cdot \frac{dv}{dt} \quad (7)$$

Dividiert man durch die Fläche A und ersetzt man den Ausdruck ds/dt durch die Geschwindigkeit v erhält man die Euler'sche Gleichung:

$$-dp - \rho \cdot g \cdot dh = v \cdot \rho \cdot dv \quad (8)$$

Betrachtet man die Strömung als reibungsfrei und inkompressibel und integriert man die Gleichung (8) erhält man die Bernoulli-Gleichung:

$$p + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = konst. \quad (9)$$

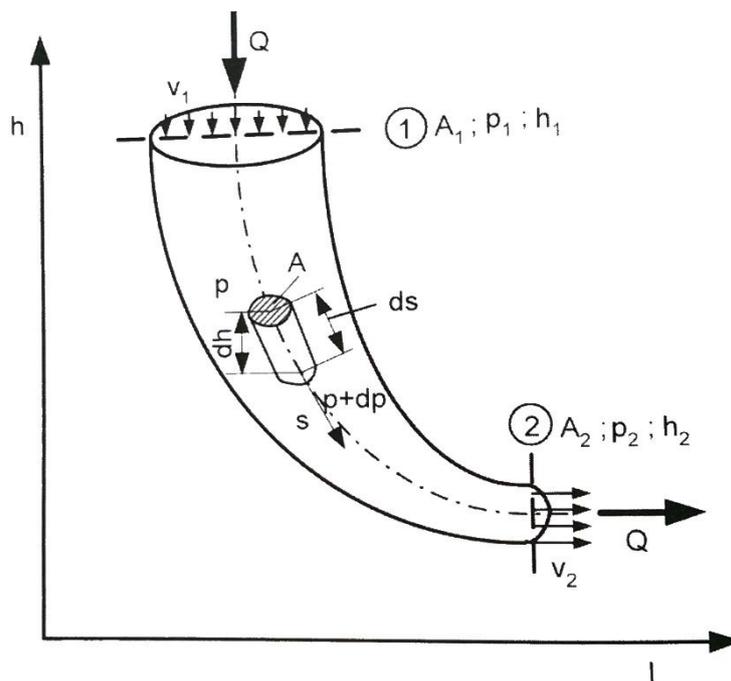


Abbildung 14: Stationäre reibungsfrei Strömung, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 48.

Die Bernoulli-Gleichung besteht aus dem statischen Anteil $p + \rho \cdot g \cdot h$ und einem dynamischen Anteil (auch Staudruck genannt) $\rho/2 \cdot v^2$. Die Anteile repräsentieren die potentielle und kinetische Energie des Flüssigkeitsvolumens, deren Summe an jeder Stelle entlang des Strömungsweges konstant ist. Daraus ergibt sich für die dargestellten Querschnitte 1 und 2 folgende Beziehung:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 \quad (10)$$

Betrachtet man den reibungsbehafteten Fall, so tritt an den Rohrwandungen sowie in der Flüssigkeit selbst Reibung auf, welche die hydraulische Energie in Wärme umwandelt. Dieser Verlust an hydraulischer Energie tritt bei Hydroanlagen als Druckverlust auf.⁹

⁹ Vgl. Bosch Rexroth AG (2011), S. 25.

Während man mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung eine Aussage über die Anteile der potentiellen und kinetischen Energie einer Strömung machen kann, wird mit Hilfe des Impulssatzes die resultierende Kraft in einem Flüssigkeitsgebiet ermittelt. Dabei wird die Änderung einer Masse (hier meist ein Flüssigkeitsgebiet) hinsichtlich seiner Richtung und / oder seiner Geschwindigkeit betrachtet. Durch die Änderung der Bewegungsgröße $m \cdot \vec{v}$ pro Zeiteinheit muss eine resultierende äußere Kraft \vec{F} auf das System einwirken, um es im Gleichgewicht zu halten. Diese Kraft wird auch Impulskraft genannt. Den Impuls erhält man aus:¹⁰

$$\vec{I} = m \cdot \vec{v} \quad (11)$$

wobei die resultierende Kraft folgendermaßen formuliert wird:

$$\vec{F} = \frac{d}{dt}(m \cdot \vec{v}) \quad (12)$$

Eine weitere Schreibweise dieses Differentials ist:

$$\vec{F} = \frac{dm}{dt} \cdot \vec{v} + \frac{d\vec{v}}{dt} \cdot m \quad (13)$$

Im Falle einer stationären Strömung wird die zeitliche Änderung der Geschwindigkeit \vec{v} null. Somit lässt sich die resultierende Impulskraft folgendermaßen aufschreiben:

$$\vec{F} = \rho \cdot A \cdot v \cdot \vec{v} = \rho \cdot Q \cdot \vec{v} \quad (14)$$

Neben der Berechnung von Stützkräften von Verrohrungen, im Speziellen Rohrkümmern (Abbildung 15 links), können mit Hilfe des Impulssatzes auch verlustbehaftete Strömungen berechnet werden, welche vorerst mit der Bernoulli-Gleichung nicht zu lösen waren. Dazu zählen Verluste durch Strömungsablösung sowie Stoß- und Druckverluste bei Querschnittsveränderung durch die ein Teil der kinetischen Energie verloren geht (Abbildung 15 rechts).

¹⁰ Vgl. Will und Gebhardt (2011), S. 51.

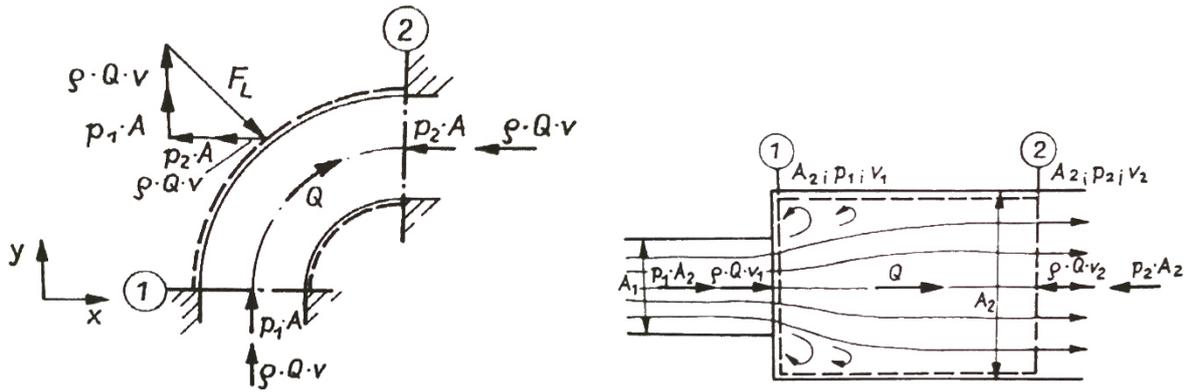


Abbildung 15: Anwendungen Impulssatz; Reaktionskräfte Rohrkrümmer (links); verlustbehaftete Strömung durch Querschnittserweiterung (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 52-53.

Da in hydraulischen Anlagen meist geringe Durchflussmengen vorherrschen, sind die Impulskräfte relativ klein. Jedoch sollte auf etwaige Druckschwankungen (z.B. durch Einsatz von Kolbenpumpen) geachtet werden, da diese Geschwindigkeitsänderungen die Rohrleitungen zum Schwingen bringen könnten.

Eine weitere wichtige Betrachtungsweise ist die Strömungsart einer Strömung. Diese kann laminar oder turbulent sein. Eine laminare Strömung besteht aus einem schichtweise aufgebauten parabelförmigen Geschwindigkeitsfeld welches parallel zu den Begrenzungsflächen verläuft. Dabei weist die innerste Schicht eine Geschwindigkeit von $v_{max} = 2 \cdot v_m$ auf und die Geschwindigkeit der äußersten Randschicht geht gegen null. Ab einer gewissen Geschwindigkeit, der sogenannten kritischen Geschwindigkeit v_{krit} , schlägt die Strömung in eine turbulente Strömung um. Dabei verwirbeln sich die einzelnen Schichten und es kommt zu einem flacheren Geschwindigkeitsprofil welches eine maximale Geschwindigkeit von $v_{max} = 1,2 \cdot v_m$ aufweist. Die Strömungsart ist abhängig von der Geschwindigkeit, der Viskosität und dem Rohrinne Durchmesser. Diese Einflussfaktoren werden in der Reynold'sche Zahl zusammengefasst:

$$Re = \frac{v_m \cdot d_i}{\nu} \quad (15)$$

Die kritische Reynolds-Zahl, bei der die laminare Strömung in eine turbulente Strömung umschlägt wird bei runden glatten Rohren mit dem Wert $Re_{krit} \approx 2320$ angegeben. Es sollte vermieden werden, dass turbulente Strömungen in den hydraulischen Anlagen vorkommen, da diese Verwirbelungen den Strömungswiderstand erhöhen und somit einen Druckverlust verursachen. Wie bereits erwähnt können diese Druckverluste in der verlustbehafteten Bernoulli-Gleichung folgendermaßen formuliert werden (Systemgrenzen bei Querschnitt 1 und 2):

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 + \Delta p_{verl} \quad (16)$$

Dabei setzt sich der Term Δp_{verl} aus den Reibungsverlusten des Volumenstroms in geraden Rohrleitungen und den Formverlusten die bei Impulsänderungen auftreten zusammen. Die Reibungsverluste in geraden Rohrleitungen entstehen durch die Viskosität der Flüssigkeit, die als eine Art Widerstand beim Verschieben nebeneinanderliegenden Fluidschichten definiert ist. Zusätzlich nehmen Faktoren wie Reynolds-Zahl, Wandrauigkeit und Geometrie Einfluss auf den Druckverlust. Mathematisch lässt sich die Widerstandscharakteristik eines geraden Rohrstückes folgendermaßen schreiben:

$$\Delta p_r = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{2 \cdot d} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot Q^2 \cdot l}{2 \cdot A^2 \cdot d} \quad (17)$$

Dabei ist im sogenannten dimensionslosen Rohrreibungsbeiwert λ die Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl definiert:

$$\lambda = \frac{c_1}{Re^{c_2}} \quad (18)$$

Hier muss unterschieden werden ob es sich um eine laminare oder turbulente Strömung handelt. Herrscht laminare ($Re < 2320$) isotherme Strömung vor, so können nach Hagen-Poiseuille für Rohre mit Kreisquerschnitt die Werte $c_1 = 64$ und $c_2 = 1$ verwendet werden. Ist die Strömung zwar laminar aber nicht isotherm, so wird der Wert $c_1 = 75$. Bei turbulenten Strömungen im Bereich $2320 < Re < 10^5$ werden die Werte für das glatte Rohr nach Blasius folgendermaßen definiert: $c_1 = 0,3164$ und $c_2 = 0,25$. Wird die Strömung umgelenkt oder tritt eine Geschwindigkeitsänderung der Strömung auf, so werden die dabei auftretenden Druckverluste zu den Formverlusten zusammengefasst. Dazu zählen vor allem Rohrverbindungen, Ventile oder andere Einbauteile welche in ein hydraulisches System eingefügt werden. Die Berechnung der Druckverluste erfolgt auf ähnliche Weise wie die Berechnung der Verluste bei geraden Rohrleitungen:

$$\Delta p_f = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot A^2} \quad (19)$$

Dabei ist $\xi = f(Re)$ und wird Widerstandscharakteristik genannt. Dieser Wert lässt sich für genormte Bauteil aus Tabellen auslesen oder kann mit dem folgenden Ansatz beschrieben werden:

$$\xi = \frac{K_1}{Re} + K_2 \quad (20)$$

Dabei werden die Werte für K_1 und K_2 experimentell ermittelt. Der gesamte Druckverlust der durch die Leitungen und Einbauteile verursacht wird lässt sich nun mit Hilfe der oben genannten Formeln zusammenfassen zu:

$$\Delta p_{\text{verl}} = \Delta p_r + \Delta p_f = \sum \lambda \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{2 \cdot d} + \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \left(\sum \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \quad (21)$$

Damit ist es möglich den Zusammenhang zwischen Druckverlust und Durchflussstrom zu berechnen. Da es im Betrieb zu unterschiedlichen Temperaturen in der Druckflüssigkeit (Kaltstart, wetterabhängige Temperaturen, Überlast, etc.) kommen kann, verändert sich auch dementsprechend die Viskosität der Flüssigkeit. Steigt die Temperatur so sinkt die Viskosität und somit auch die innere Reibung, was zu geringeren Druckverlusten und zu höheren Spaltverlusten führt. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 16 dargestellt.

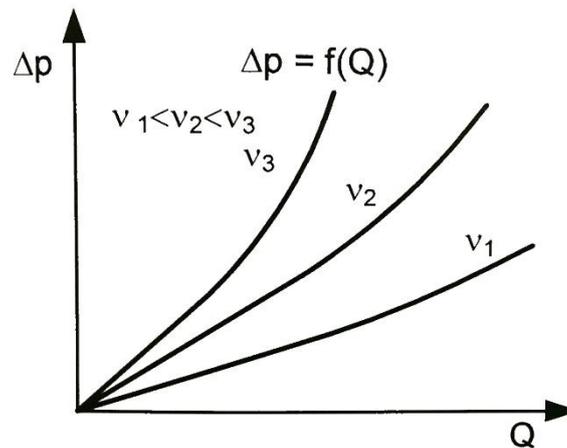


Abbildung 16: Druckverlust abhängig von Durchfluss und Viskosität, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 63.

Für die Betrachtung von Ventilen, welche in späteren Kapiteln noch behandelt werden, sind zwei Komponenten von Bedeutung: Blenden und Drosseln. Unter Blenden versteht man eine Querschnittsverengung der Strömung, bei der die Länge des verringerten Querschnittes relativ klein zu dem Durchmesser der Öffnung ist. Im Gegensatz dazu ist die Baulänge einer Drossel länger als der Durchmesser der Verengung. Während der Druckverlust und somit auch der Durchfluss bei Blenden nahezu viskoseunabhängig sind (bei scharfkantigen Blenden), muss die Viskosität bei der Berechnung des Druckverlustes in Drosseln miteinbezogen werden. Mit $\lambda = 64/Re$ ergibt sich für den Druckverlust in Drosseln:

$$\Delta p_D = 32 \cdot v \cdot \rho \cdot v \cdot \frac{l}{d^2} \quad (22)$$

Der Druckverlust für Blenden lässt sich nach Formel (19) berechnen. Für ξ ergeben sich je nach Verhältnis von Blendenöffnung und Rohrquerschnitt unterschiedliche Werte, welche in

Tabellen nachgeschlagen werden können. Der Durchfluss durch eine Drossel wird folgendermaßen berechnet:

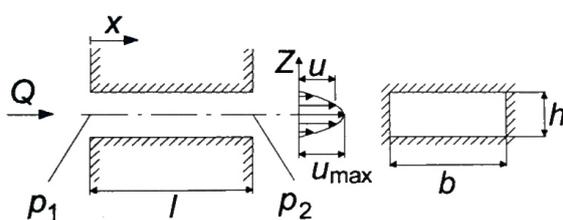
$$Q_D = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p_D \quad (23)$$

Diese Formel gilt nur für Drosseln mit einem Verhältnis von $l/d > 100$, wobei $d = 2 \cdot r$. Dies bedeutet, dass der Druckverlust linear mit der Durchflussmenge ansteigt. Im Gegensatz dazu ist der Zusammenhang von Durchfluss und Druckverlust bei Blenden ein wurzelförmiger:

$$Q_B = \alpha_B \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_B}{\rho}} \quad (24)$$

Diese Formel lässt sich aus der Bernoulli-Gleichung ableiten. Der Faktor α_B ist der sogenannte Blendenbeiwert oder Durchflusskoeffizient. Dieser ist das Produkt aus Geschwindigkeitsbeiwert ψ und Kontraktionszahl φ und liegt bei Blenden im Bereich von 0,6 bis 1,2. Bei sehr scharfkantigen Blendengeometrien kommt es zu einer Einschnürung des Strahls. Das bedeutet, dass der Querschnitt des Strahls A_0 kleiner ist als der Querschnitt der Blende A_2 . Die Kontraktionszahl φ gibt das Verhältnis von A_0 zu A_2 an. Der Geschwindigkeitsbeiwert ψ umfasst die in der Strömung auftretenden Verluste und hat Werte im Bereich von 0,97 – 0,98. In Abbildung 17 wird der Unterschied zwischen Blende und Drossel (Spalt) nochmals bildlich dargestellt.¹¹

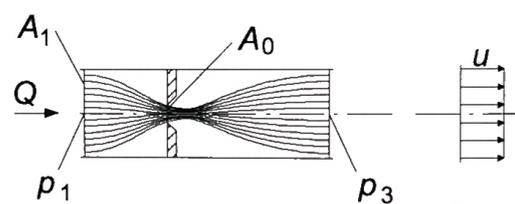
Spaltströmung



$$\Delta p = p_1 - p_2$$

$$l \gg h, \quad b \gg h$$

Blendenströmung



$$\Delta p = p_1 - p_3$$

$$A_1 \gg A_0$$

Abbildung 17: Unterschied Spaltströmung (Drosselströmung) (links) und Blendenströmung (rechts), Quelle: Murrenhoff (2012b), S. 160 (leicht modifiziert).

¹¹ Vgl. Hochleitner (2010), S. 72 ff.

Die behandelten Berechnungen und Formeln haben nur eine bedingte Gültigkeit. Voraussetzung für diese Gültigkeit ist eine isotherme und stationäre Strömung in jedem Punkt der Anlage. Diese Voraussetzung wird in der Praxis aber nur näherungsweise erfüllt. Da sich entlang des Strömungsweges hydraulische Energie in Wärme umwandelt, kommt es zu Temperaturerhöhungen im Fluid und damit auch zu anderen Eigenschaftswerten. Für eine aussagekräftige Näherung ist diese Methode jedoch ausreichend.

In hydraulischen Anlagen kommt es außerdem zu sogenannten Leckageverlusten. Diese werden durch Leckagestellen in den Bauelementen verursacht. Diese Stellen sind zum Beispiel die Passflächen zwischen den zueinander beweglichen Bauteilen Bohrung und Kolben eines Kolbenschieberventiles, wo es durch die Dichtspalte zu Leckverlusten kommt. Eine komplett hermetische Dichtheit lässt sich dadurch zwar nicht erreichen, doch durch die zusätzliche Schmierung wird die Lebensdauer der Bauteile erhöht. Diese Volumenstromverluste lassen sich nicht verhindern und sollten daher in die Auslegung einer Anlage berücksichtigt werden. In der folgenden Formel sind die Einflussfaktoren des Leckvolumenstroms eines axialen Kreisringpaltes ersichtlich:

$$Q_L = \frac{d_m \cdot h^3 \cdot \pi \cdot \Delta p}{12 \cdot l \cdot \eta} \quad (25)$$

Dabei ist $d_m = (d_a + d_i)/2$, h die Spalthöhe zwischen den Radien und l die Länge des Spaltes. Auf Grund der Leistungsverluste zu Folge der Leckage, verringert sie den Wirkungsgrad hydraulischer Anlagen.

2.1.2. Druckflüssigkeiten

Druckflüssigkeiten sind ein wichtiger Bestandteil hydraulischer Anlagen. Sie können die Leistungsfähigkeit eines Systems stark beeinflussen. Für einen einwandfreien Betrieb, langer Lebensdauer und hoher Wirtschaftlichkeit muss die eingesetzte Druckflüssigkeit auf die Betriebsbedingungen angepasst werden. Wurde in den Anfängen Wasser als Betriebsmittel verwendet, so werden heutzutage mehrheitlich Flüssigkeiten auf Mineralölbasis verwendet. In vielen Einsatzbereichen werden aus sicherheitstechnischen Gründen schwer entflammare Druckflüssigkeiten eingesetzt, welche eine eigene Gruppe der Druckflüssigkeiten bildet. In der Mobilhydraulik werden vorwiegend biologisch schnell abbaubare Flüssigkeiten eingesetzt, da im Schadensfall die Umweltschädigung so gering wie möglich ausfallen soll. Grund für den steigenden Bedarf an den sogenannten „Bioflüssigkeiten“ ist das wachsende Umweltbewusstsein sowie strengere gesetzliche Anforderungen. Den größten Teil der Druckflüssigkeiten bilden noch immer die Mineralöle welche in den konventionellen Anwendungen in der Hydraulik (u.a. Stationärhydraulik)

eingesetzt werden. Die Aufgaben einer Druckflüssigkeit werden in den nächsten Punkten aufgezählt:

- hydraulische Leistungsübertragung
- hydraulische Signalübertragung
- Schmierung von beweglichen Teilen
- Schutz metallischer Oberflächen gegen Korrosion
- Abführung der Wärmeenergie welche in der Anlage entsteht
- Abführung von Verunreinigungen und Abrieb

2.1.2.1. Eigenschaften von Druckflüssigkeiten

Die wichtigste Eigenschaft für den Einsatz in Hydraulikanlagen ist die Viskosität (Zähigkeit) der Druckflüssigkeit und deren Abhängigkeit von Temperatur und Druck. Zusätzlich gibt es Kennwerte für die Kompressibilität, die Dichte, die Temperatur des Stockpunktes, das Gaslösevermögen, das Luftabscheidevermögen, die Wärmekapazität und Wärmeleitung sowie für die Entflammbarkeit und die Toxizität. Hier werden nur die wichtigsten Eigenschaften der Druckflüssigkeiten behandelt, da sonst der Rahmen dieser Arbeit gesprengt wird.

Werden benachbarte Schichten eines Fluides (Flüssigkeit oder Gas) gegeneinander verschoben, so tritt ein Widerstand infolge innerer Reibung auf. Dies bedeutet, dass durch eine Scherverformung eine Schubspannung in der Flüssigkeit hervorgerufen wird. Umgekehrt führen Schubspannungen zu einer Verformung der Fluidteilchen. Bei Newtonschen Flüssigkeiten – welche in Öhydraulik verwendet werden - hängt diese Schubspannung nur von der Verformungsgeschwindigkeit ab.

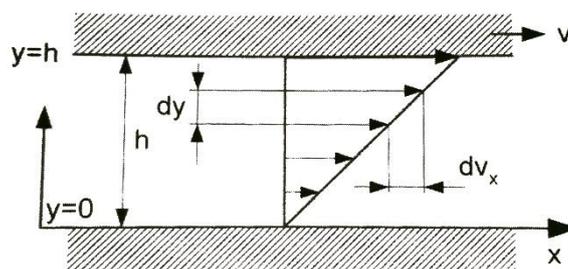


Abbildung 18: Geschwindigkeiten in Fluidschichten - Herleitung der Viskosität für Newtonsche Fluide, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 16.

Abbildung 18 zeigt eine Skizze zur Herleitung der Viskosität. Demnach ist die Schubspannung zwischen benachbarten Flüssigkeitsschichten proportional dem Geschwindigkeitsgefälle:

$$\tau_{xy} = \eta \cdot \frac{dv_x}{dy} \quad (26)$$

Dieser Proportionalitätsfaktor wird dynamische Viskosität η genannt. Sie wird in $N \cdot s \cdot m^{-2} = Pa \cdot s$ angegeben. Multipliziert man die Schubspannung mit der vorhandenen Fläche der Platte, so erhält man die benötigte Kraft um die Platte mit gegebener Geschwindigkeit zu bewegen. Üblicherweise wird in der Hydraulik nicht die dynamische Viskosität η sondern die kinematische Viskosität ν angegeben. Diese Kennwerte stehen folgendermaßen in Zusammenhang:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (27)$$

Sie hat die Einheit $m^2 \cdot s^{-1}$. In Bezug auf die Öhydraulik ist die Einheit $mm^2 \cdot s^{-1}$ üblich. Für die Umrechnung muss jedoch darauf geachtet werden, dass die Dichte der Flüssigkeit bei der jeweils gemessenen Temperatur vorliegt. Da die Viskosität u.a. temperaturabhängig ist, muss bei der Angabe der Viskosität die vorherrschende Öltemperatur angegeben werden. Um einheitliche Angaben zu machen wurden Viskositätsklassen eingeführt. Die Klassifizierung nach ISO sieht eine Messung bei 40 °C vor. Dabei werden die Hydrauliköle in die Viskositätsklassen VG-10, 22, 32, 46, 68 und 100 eingeteilt (jeweils in $mm^2 \cdot s^{-1}$). Weitere Klassifizierungen sind die DIN- oder die SAE-Klassifizierung.

Wie schon erwähnt ist die Viskosität einer Flüssigkeit von der Temperatur und dem Druck abhängig. Während die Viskosität bei steigendem Druck größer wird, wird sie mit zunehmender Temperatur kleiner. Diese Zusammenhänge sind bei der Temperatur- und Druckabhängigkeit nicht linear und werden entweder experimentell bestimmt oder durch Näherungsgleichungen analytisch beschrieben. Abbildung 19 zeigt in dem linken Diagramm das Viskositäts-Druck-Verhalten (V-P-Verhalten) bei unterschiedlichen Temperaturen und in dem rechten Diagramm das Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten) bei unterschiedlichen Drücken einer Flüssigkeit (logarithmierte Ordinate). Es ist zu erkennen, dass die Viskosität umso stärker steigt je niedriger die Temperatur ist. Wichtiger jedoch ist das Verhalten in Abhängigkeit der Temperatur. Da vor allem in mobilen Anwendungen große Temperaturschwankungen auftreten können (z.B. Kaltstart im Winter oder Vollast im Hochsommer) wird das Betriebsverhalten stark von der Öltemperatur beeinflusst. Dabei ist eine flache Kurvencharakteristik von Vorteil, da die Viskositätsänderung über große Temperaturspannen gering bleibt. Dieses Verhalten wird durch den Viskositätsindex (VI) beschrieben. Je höher der VI desto günstiger ist das V-T-Verhalten. Üblich sind Indizes zwischen 90 und 200.

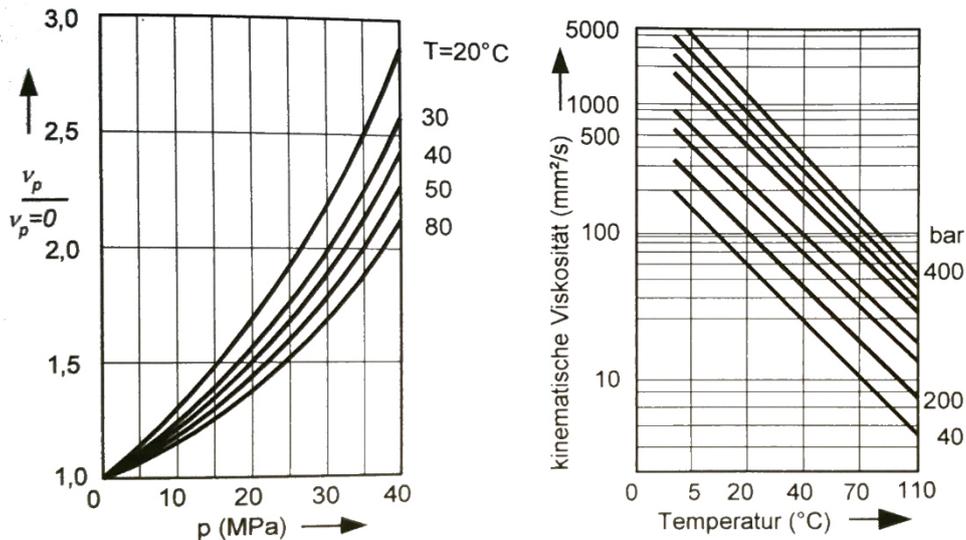


Abbildung 19: V-P-Verhalten (links) und V-T-Verhalten (rechts) einer Flüssigkeit, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 19.

Bei der Auslegung ist auch auf die zulässigen Viskositätsgrenzen zu achten. Als maximal zulässige Startviskosität wird jene Höchstgrenze bezeichnet, bei der es noch zu keinen Kavitationserscheinungen kommt. Diese Grenze setzt gleichzeitig die unterste zulässige Starttemperatur fest (durch V-T-Diagramm). Ebenso sollte während dem Betrieb eine maximal höchstzulässige Temperatur nicht überschritten werden. Dadurch würde die Viskosität fallen und die Fähigkeit der Flüssigkeit einen Schmierfilm aufrechtzuerhalten sinkt. Um die einwandfreie Funktion anderer Hydraulikkomponenten zu gewährleisten sollte im Betrieb eine maximal zulässige Betriebsviskosität (und damit minimal zulässige Betriebstemperatur) nicht überschritten (unterschritten) werden. Dabei spielt auch die Verweilzeit der Flüssigkeit im Ölbehälter eine Rolle, denn die ausgeschiedenen Luftblasen sollte genug Zeit haben um an die Oberfläche zu gelangen. Je viskoser eine Flüssigkeit ist, desto länger dauert dieser Vorgang und es kann vorkommen, dass die Luftblasen wieder in den Kreislauf gelangen.¹²

Weitere Eigenschaften siehe Literatur Will und Gebhardt (2011), S. 13 ff und Hochleitner (2010), S. 19 ff.

2.1.3. Pumpen

Pumpen dienen der Umformung von mechanischer (Drehmoment, Drehzahl) in hydraulische (Volumenstrom, Druck) Energie und können in zwei Förderprinzipien eingeteilt werden. Der Großteil der in der Ölhydraulik verwendeten Pumpen fördert nach dem Verdrängerprinzip. Dabei werden in der Pumpe die Saugseite und die Druckseite räumlich getrennt und es bilden sich mechanisch abgeschlossene Kammern in denen das Öl innerhalb der Pumpe

¹² Vgl. Hochleitner (2010), S. 11 ff.

transportiert wird. Das zweite Prinzip hat im Gegensatz dazu keine mechanische Trennung von Saug- und Druckseite und bedient sich den hydrodynamischen Gesetzen – sogenannte Strömungsmaschinen (z.B. Kreiselpumpen). Auf diese Art von Pumpen wird hier aber nicht näher eingegangen da sie in der Ölhydraulik kaum eingesetzt werden.

Die Anforderungen um eine geeignete Pumpe auswählen zu können müssen bekannt sein. Zu den wichtigsten Kriterien zählen:

- das Betriebsmedium (darunter Eigenschaften wie Viskosität, etc.),
- erforderlichen Ölstrom sowie Öldruck (ergibt Pumpenleistung),
- der Drehzahlbereich,
- der Betriebstemperaturbereich,
- die erwartete Lebensdauer,
- das Pulsationsverhalten,
- etc.¹³

Pumpen werden entweder gespeist oder saugen das Öl selbstständig aus einem Ölbehälter an. Danach wird es in abgeschlossenen Kammern zur Druckseite befördert und in das Hydrauliksystem ausgestoßen. Je nach auftretenden Druckverlusten und momentaner Last am Hydromotor baut sich dementsprechend ein Druck auf. Das bedeutet, dass der vorherrschende Druck an der Druckseite von den vorhandenen Widerständen abhängig ist. Dagegen hängt der Volumenstrom nur von der Drehzahl n und dem Verdrängungsvolumen V ab:

$$Q = V \cdot n \quad (28)$$

Vernachlässigt wurden hier die Volumenstromverluste durch Leckage und Volumenabnahme durch Kompression. Das Verdrängungsvolumen V ist eine pumpenspezifische Kenngröße und ist rein von der Geometrie abhängig. Unterscheidungen gibt es noch zwischen Konstant- und Verstellpumpen. Bei den Konstantpumpen ist das Verdrängungsvolumen nicht veränderbar, während es bei den Verstellpumpen variiert werden kann. Es gibt eine relativ große Anzahl an Ausführungsvarianten. Die Arbeitsschritte sind aber bei allen Ausführungen gleich, jedoch gibt es große Unterschiede in den Bauarten und der geometrischen Bildung des Verdrängungsvolumens. Die wichtigsten Bauarten sind Zahnrad-, Kolben- und Flügelmaschinen. In dieser Arbeit werden nur die Zahnrad- und Kolbenpumpen detaillierter behandelt.

¹³ Vgl. Bosch Rexroth AG (2011), S. 51.

2.1.3.1. Kolbenpumpen

Bei Kolbenpumpen können die Hubbewegungen der Kolben in axialer oder radialer Richtung erfolgen. In dieser Arbeit werden die Radialkolbenpumpen außer Acht gelassen und nur auf die Axialkolbenpumpen eingegangen.

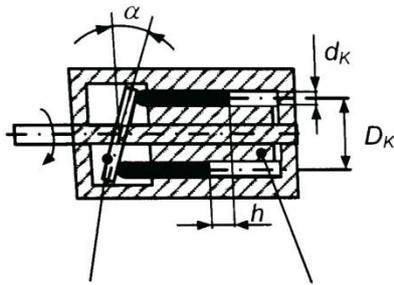
Die konstruktive Anforderung an diese Pumpe ist die Drehbewegung der Antriebswelle in eine axiale Kolbenhubbewegung umzuwandeln. Dies wird im Wesentlichen dadurch erreicht, dass sich die Kolben auf einer schräg zur Drehachse liegenden Ebene abstützen. Die zylindrischen Verdrängervolumen sind in einer sogenannten Kolbentrommel über den Umfang verteilt angeordnet. Je nach Anordnung der Bauteile unterscheidet man drei Konstruktionsprinzipien von Axialkolbenmaschinen:

- Taumelscheibenmaschine
- Schrägscheibenmaschine
- Schrägachsenmaschine

Grundlegend funktionieren alle drei Pumpenarten gleich. Die Kolben bewegen sich vom oberen Totpunkt (OT) zum unteren Totpunkt (UT). Dadurch wird das Volumen im Zylinder vergrößert und Öl wird angesaugt. Im nächsten Schritt bewegt sich der Kolben vom UT zum OT und stößt das Öl aus dem Verdrängervolumen hinaus. Bei der Taumelscheibenmaschine bewegen sich die Kolben in einer stillstehenden Kolbentrommel. Die Hubbewegung wird durch eine schräg angeordnete Taumelscheibe erzeugt auf welcher sich die Kolben abstützen. Die Taumelscheibe ist fest mit der Triebwelle verbunden. Bei einer Schrägscheibenmaschine wird die Kolbentrommel durch die Triebwelle angetrieben und die Kolben stützen sich an einer feststehenden Schrägscheibe ab. Bei diesen zwei genannten Maschinen sind die Verdrängervolumen parallel zur Drehachse der Triebwelle angeordnet. Im Gegensatz dazu sind bei einer Schrägachsenmaschine Triebwelle bzw. Triebflansch und Kolbentrommel schräg zueinander angeordnet. Bei diesem Prinzip rotieren Kolbentrommel und Triebflansch gemeinsam. Dadurch können die Kolben direkt durch Kugelgelenke im Triebflansch gelagert werden. In Abbildung 20 werden alle drei Bauvarianten als Schnittbild dargestellt.¹⁴

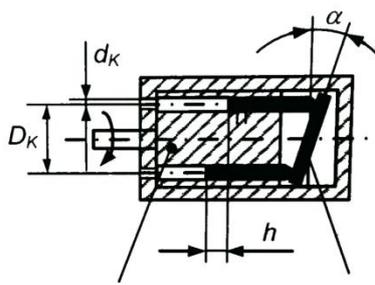
¹⁴ Vgl. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 163 ff.

Taumelscheibenmaschine



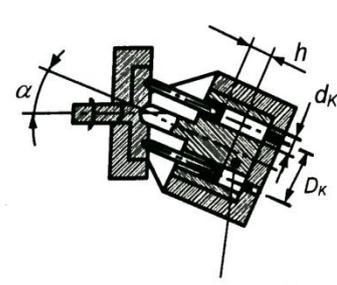
Taumelscheibe Kolbentrommel

Schrägscheibenmaschine



Kolbentrommel Schrägscheibe

Schrägachsenmaschine



Kolbentrommel

Abbildung 20: Bauprinzipien von Axialkolbenmaschinen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 163.

Diese Pumpen können theoretisch als Konstantpumpe und als Verstellpumpen realisiert werden. In der Praxis werden jedoch zum Großteil nur Schrägscheibenmaschinen und Schrägachsenmaschinen als Verstellpumpen umgesetzt. Für eine Verstellung des Verdrängungsvolumens und somit des Förderstroms muss der Winkel α verändert werden. Eine Verstelleinrichtung bei der Taumelscheibenmaschine würde konstruktiv sehr aufwändig sein. Mit Axialkolbenmaschinen lassen sich in der Ölhydraulik Drücke von bis zu 450 bar erzeugen. Das Verdrängungsvolumen lässt sich für Taumelscheibe- und Schrägscheibenmaschine folgendermaßen berechnen:

$$V = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot (D_k \cdot \tan \alpha) \cdot z \quad (29)$$

Für Schrägachsenmaschinen lautet die Formel:

$$V = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot (D_k \cdot \sin \alpha) \cdot z \quad (30)$$

Wobei z die Anzahl der Kolben repräsentiert. Der Drehzahlenbereich reicht von 1.000 U/min bis 4.000 U/min . Das Verdrängungsvolumen kann bis zu 100 cm^3/U groß sein. Die Umsteuerung der Axialkolbenmaschine erfolgt über einen sogenannten Steuerspiegel. Dieser hat die Aufgabe die Kolbentrommel mit der Saug- bzw. Druckseite zu verbinden. In Tabelle 5 werden noch einmal die Eigenschaften der drei Pumpenbauarten verglichen:

Tabelle 5: Vergleich der Eigenschaften der Axialkolbenmaschinen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 164.

	Taumelscheibe	Schrägscheibe	Schrägachse
Verstellbarkeit	sehr ungünstig	gut	Ungünstig
rotierende Masse	gering	hoch	Hoch

Unwucht	ja	nein	Nein
durchgehende Welle	ja	ja	Nein
Motorbetrieb	ungünstig	ungünstig	günstig

2.1.3.2. Zahnradpumpen

Die am häufigsten auftretenden Pumpen gehören zu der Gruppe der Zahnradpumpen. Diese lassen sich in Außenzahnradpumpe und Innenzahnradpumpe unterteilen. Dabei ist jeweils mindestens ein Zahnradpaar im Einsatz. Das Verdrängungsvolumen wird durch das Gehäuse und den Zahnlücken gebildet. Die Trennung von Saug- und Druckseite erfolgt durch den Eingriff der Zähne. Angetrieben wird jeweils ein Zahnrad von der Triebwelle. Die Verstellung des Verdrängungsvolumens ist nicht möglich. Die üblichen Größen der Verdrängungsvolumina liegen im Bereich von 0,4 bis 1.200 cm^3/U . Dabei werden bei Außenzahnradpumpen Nenndrehzahlen bis ungefähr 6.000 U/min und bei Innenzahnradpumpen bis ungefähr 4.500 U/min erreicht. Es lassen sich Drücke von 5 bis 300 bar erzeugen. Die Berechnung der Verdrängungsvolumina erfolgt für Außen- und Innenzahnradpumpe ident:

$$V \approx (\pi \cdot m^2) \cdot b \cdot 2 \cdot z \quad (31)$$

Dabei ist $\pi \cdot m^2$ die Fläche einer Zahnücke. Durch Multiplikation mit der Zahnbreite b erhält man das Volumen. Dies wird mit der Zähnezahl $2 \cdot z$ multipliziert.¹⁵

Die Außenzahnradpumpe zeichnet sich durch ihre einfache und robuste Bauweise aus. Ein Betrieb ist in jeder Einbaulage möglich. Zusätzlich ist sie schmutzunempfindlich und weist eine hohe Zuverlässigkeit auf. Die Nachteile liegen bei der starken Geräuschentwicklung sowie in der hohen Pulsation des Förderstroms. Dieses Problem wird meist durch ein zweites Zahnradpaar gelöst, welches um eine halbe Zahnbreite versetzt montiert wird.

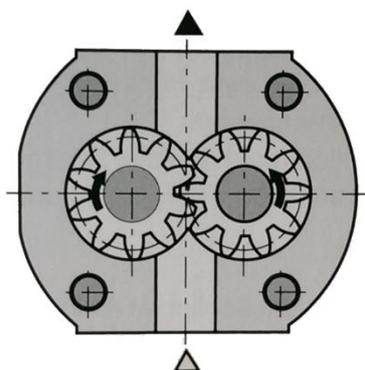


Abbildung 21: Außenzahnradpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.

¹⁵ Vgl. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S.177 ff.

In Abbildung 21 ist eine Außenzahnradpumpe abgebildet. Eines der beiden Zahnräder wird durch die Triebwelle in die gezeigte Richtung angetrieben und dreht somit das andere Zahnrad zwangsläufig in die Gegenrichtung. Im Ansaugbereich der Pumpe treten die Zähne des einen Zahnrades aus den Zahnluken des anderen Zahnrades aus und vergrößern somit das Volumen. Dadurch wird das Öl in diesen Bereich angesaugt. Zwischen den Zahnluken und dem Gehäuse wird das Öl zur Druckseite transportiert. Durch das Eingreifen der Zähne wird das Volumen verkleinert und das Öl aus den Luken gedrückt. Dabei bleibt jedoch aus geometrischen Gründen ein Restöl zwischen den Zähnen. Dieses sogenannte Quetschöl wird stark komprimiert und verursacht Druckstöße und Kompressionsverluste. Abhilfe schafft eine Nut welche dem Quetschöl gestattet in den Druckbereich zu fließen.

Die Bauform der Innenzahnradpumpe ist konstruktiv aufwändiger als die Außenzahnradpumpe. Der große Vorteil ist jedoch der geräuscharme Betrieb und die geringere Pulsation. Dieser wird u.a. durch die stetige und gleichmäßigere Änderung des Verdrängungsvolumens erreicht.

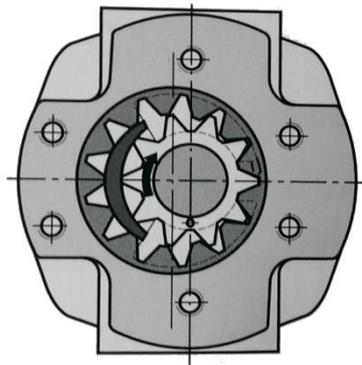


Abbildung 22: Innenzahnradpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.

Durch die Verzahnungsgeometrie eines Hohlrades mit einem Stirnrad ergibt sich ein längerer Zahneingriff wodurch sich Drehwinkel von bis zu 120° für das Füllen und Entleeren ergeben. Der Druckraum wird durch eine Sichel vom Saugraum getrennt. Durch das Austreten der Außenverzahnung aus dem Hohlrad vergrößert sich das Volumen und das Öl wird angesaugt. Durch die Sichel getrennt, wird das Öl in den Zahnluken der beiden Zahnräder bis zum Druckbereich der Pumpe gebracht und dort durch das Eindringen der Zähne ausgedrückt. Durch Nuten im Hohlrad gelangt das Öl zu bzw. von den Zahnluken. Abbildung 22 zeigt eine Innenzahnradpumpe.

Eine Unterklasse der Innenzahnradpumpen bilden die sogenannten Zahnringpumpen (auch Gerotor-Pumpen genannt). Dabei wird ein exzentrisch an der Triebwelle angebrachtes Stirnrad angetrieben. Dieses kämmt dabei mit einem feststehenden Hohlrad. Das Hohlrad besitzt einen Zahn mehr als das Stirnrad. Dabei ergibt sich ein großes Verdrängungsvolumen. Durch die Geometrie berühren sich die Zahnräder zu jedem

Zeitpunkt und dichten so Druck- und Saugraum voneinander ab. Das Öl wird über nierenförmige Saug- bzw. Druckräume angesaugt bzw. ausgeschoben. Durch diese Bauform lassen sich geringe Drehzahlen in Bereichen von 10 bis 250 U/min erreichen.

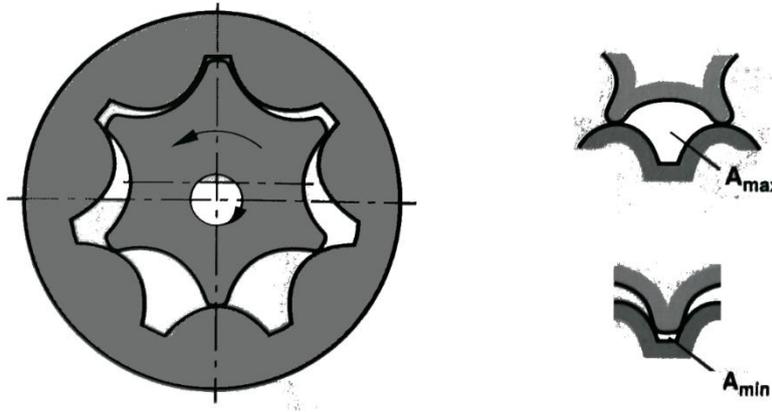


Abbildung 23: Gerotor-Pumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 52.

Das Verdrängungsvolumen lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$V = z \cdot b \cdot (A_{max} - A_{min}) \quad (32)$$

2.1.4. Ventile

In einem hydraulischen Kreislauf dienen Ventile zur Änderung bzw. zur Beeinflussung des Volumenstroms, Druckes oder des Strompfades. Somit lassen sich die Verbraucher steuern bzw. regeln. Zum Großteil werden diese Ventile elektrisch oder mechanisch angesteuert. Dabei kann die Verstellung des Ventils schaltend (diskretes Schaltverhalten) oder proportional (stetiges Schaltverhalten) von statten gehen. Je nach Funktion lassen sich die Ventile in folgende Gruppen einteilen:

- Sperrventil
Funktion: Volumenstrom in eine Richtung sperren.
- Wegeventil
Funktion: Start, Stopp sowie Änderung der Richtung des Volumenstroms.
- Druckventil
Funktion: Steuerung oder Regelung des Druckes in einem System/Teilsystem.
- Stromventil
Funktion: Steuerung oder Regelung des Volumenstroms.

Zudem unterscheiden sich die Ventile noch in ihrer Betätigungsart und ihrer Bauart. Abbildung 24 zeigt die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale.

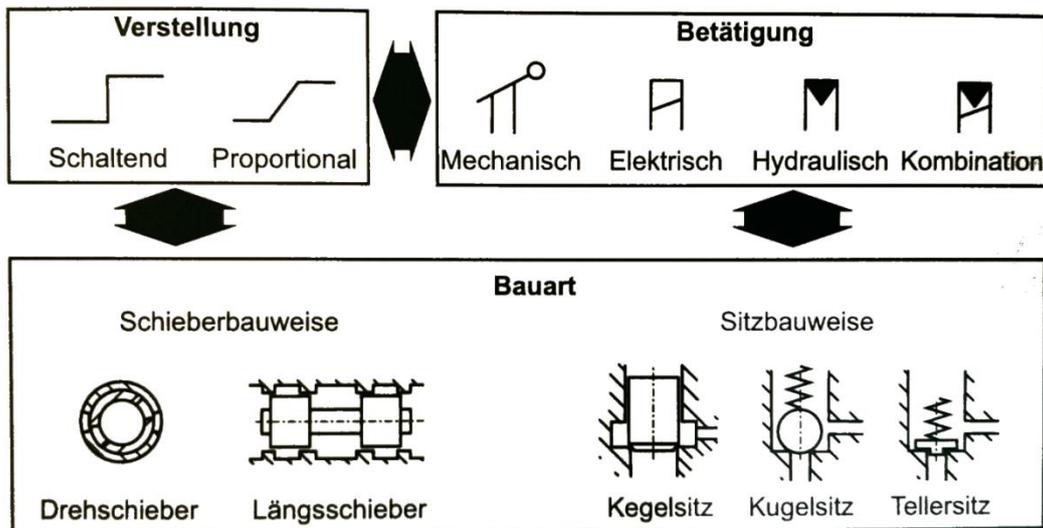


Abbildung 24: Unterscheidungsmerkmale von Ventilen, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 229.

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, kann die Betätigung mechanisch, elektrisch, hydraulisch oder eine Kombination daraus sein. Eine mechanische Betätigung erfolgt meist über Taster, Hebel oder Federn. Der Großteil der Ventile wird elektrisch betätigt. Dadurch lässt sich die Ventilsteuerung sehr gut in eine ganzheitliche elektro-hydraulische Antriebslösung einbinden und aufwändige Steuer- und Regelkonzepte verwirklichen. Sind hohe Betätigungskräfte notwendig, so werden Ventile auch hydraulisch betätigt. Das Grundsteuerelement kann generell in Schieberbauweise oder Sitzbauweise ausgeführt werden.

Ventile in Schieberbauweise haben einen Kolben welcher drehend oder linear bewegt werden kann. In den sogenannten Längsschieberventilen wird ein Kolben in einer zentralen Bohrung im Gehäuse geführt. Dabei sind der Kolben und die Bohrung mit mehreren Nuten versehen. Bewegt sich nun der Kolben, so werden je nach Gestaltung die Drosselöffnungen größer oder kleiner. Funktionsbedingt muss zwischen Kolben und Bohrung ein Spiel vorhanden sein, welches zu Leckagen führt (siehe Berechnungen unter Kapitel 2.1.1.2 Hydrodynamische Gesetze). Wegen der geradlinigen Bewegung des Kolbens, werde für die Betätigung meistens Hubmagnete eingesetzt. Im Gegensatz zu den Schieberventilen, sind die Sitzventile absolut dicht. Als Absperrerelement kann ein Kegel, eine Kugel oder ein Teller eingesetzt werden. Kegelsitzventile haben den Vorteil, dass sie nach mehrmaligen Schaltungen den Dichtsitz eingeschlagen haben und somit absolute Dichtheit garantieren.

Ein Ventil lässt sich auf unterschiedliche Art und Weise in den hydraulischen Kreislauf einbinden. So lassen sich z.B. Rückschlagventile direkt in die Rohrleitungen einbauen. Sie besitzen dafür dementsprechende Gewindeausführungen und lassen sich dadurch relativ leicht in den Kreislauf integrieren. Größere Ventile wie z.B. Schalt- oder Regelventile werden an Hydraulikplatten oder Hydraulikblöcken angeflanscht. Die Anschlüsse befinden sich auf

der Montagefläche und werden mit O-Ringen abgedichtet. Eine andere Ventilausführung lässt sich direkt in den Hydraulikblock einschrauben – sogenannte Einsschraubventile. Diese Bauweise ist zwar platzsparend aber aufwändig und kostenintensiv in der Fertigung.

In den folgenden Absätzen werden nur die Ventilarten erklärt, welche auch für den Betrieb des Prüfstandes notwendig sind.

2.1.4.1. Sperrventile

Die Aufgabe von Sperrventilen ist es, den Volumenstrom in einer oder beiden Richtungen zu sperren. Diese Sperrung kann unter bestimmten Umständen aufgehoben werden. Sperrventile lassen sich in Absperr-, Rückschlag- und Wechselventile einteilen. In diesem Kapitel wird auf die Rückschlagventile näher eingegangen.

Rückschlagventile erlauben nur in eine Richtung eine freie Durchströmung. Dabei gibt es Ventile mit und ohne Feder. Die Feder bewirkt, dass das Sitzelement vorgespannt wird. Dabei muss zum Öffnen des Ventils zusätzlich zum Gegendruck die Federkraft bzw. der Federdruck überwunden werden. Dieser liegt im Bereich von 0,5 bis 10 bar. Rückschlagventile ohne Feder können nur in senkrechter Einbaulage ihre volle Funktion erfüllen. Abbildung 25 zeigt ein Rückschlagventil mit Kegelsitz und Feder und das Symbol dafür. Das abgebildete Ventil lässt den Volumenstrom von rechts kommend frei durch, sperrt aber in entgegengesetzter Richtung.

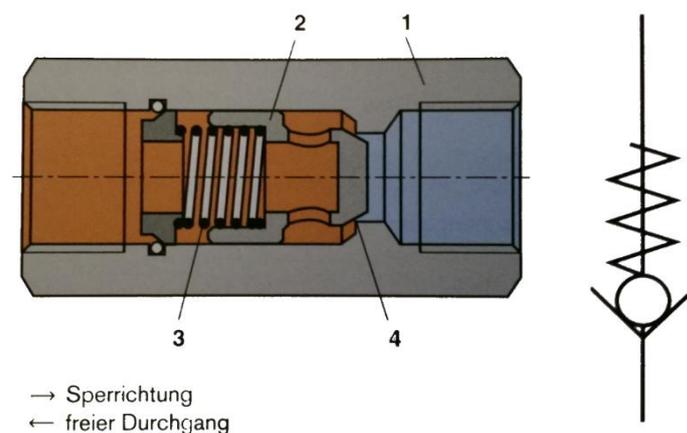


Abbildung 25: Rückschlagventil mit Feder (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 167.

Das Kräftegleichgewicht im Ventil lautet:

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F_F \quad (33)$$

Dabei sind p_1 bzw. p_2 jeweils die Drücke vor bzw. nach dem Ventil und A_1 bzw. A_2 die wirkenden Flächen. F_F repräsentiert die Federkraft. Rückschlagventile werden für den direkten Leitungseinbau, Plattenaufbau oder Blockeinbau angeboten. Dabei können sie als

eigenständiges Ventil ausgeführt oder als Teil eines anderen Ventils verwendet werden. Eingesetzt werden diese Bauteile meist als By-Pass-Ventile, als Vorspannventile in Abläufen oder aus sicherheitstechnischen Gründen in den Versorgungsleitungen von hydraulischen Zylindern.

Muss ein Durchfluss in beide Richtungen möglich sein, so gibt es im Gegensatz zu den einfachen Rückschlagventilen auch entsperrbare Rückschlagventile. Diese zeichnen sich dadurch aus, dass sie eine zusätzliche Steuerleitung haben. Wird die Steuerleitung unter entsprechenden Druck gesetzt, so ist eine Durchströmung in beide Richtungen möglich. Dieser Druck ist von den Flächenverhältnissen und der Feder im Ventil abhängig. Eingesetzt werden die entsperrbaren Rückschlagventile z.B. als Sicherung gegen Absenken von Lasten. In der folgenden Abbildung ist das Symbol eines entsperrbaren Rückschlagventils dargestellt. Die Steuerleitung wird an Anschluss „X“ angeschlossen.

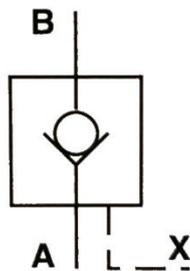


Abbildung 26: Entsperrbares Rückschlagventil Symbol, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 169.

Vorzugsweise werden Rückschlagventile mit Kegelsitz ausgestattet, da dieser die bereits besprochenen Vorteile mit sich bringt. Kugelsitzventile neigen im Betrieb zum Schwingen.

2.1.4.2. Wegeventile

Um die Bewegung hydraulischer Motoren steuern zu können, werden Wegeventile eingesetzt. Durch sie ist es möglich, Antriebe zu stoppen, starten und die Bewegungsrichtung umzukehren. Die Wegeventile verfügen über mindestens zwei Anschlüsse und verbinden je nach Ausführung bestimmte Ölpfade miteinander bzw. sperren die Anschlüsse voneinander. Ausgeführt werden diese Ventile als Längsschieber- oder Sitzventile. Der Vorteil von Längsschieberventilen ist der übersichtlichere Aufbau sowie die Fähigkeit in beide Richtungen durchströmt zu werden. Zudem lassen sich bei Sitzventilen nur mit sehr hohem Aufwand mehr als drei Anschlüsse verwirklichen. In dieser Arbeit wird ausschließlich auf Längsschieberventilen eingegangen. Abbildung 27 zeigt vereinfacht die Funktionsweise eines Wegeventils zur Steuerung eines hydraulischen Zylinders.

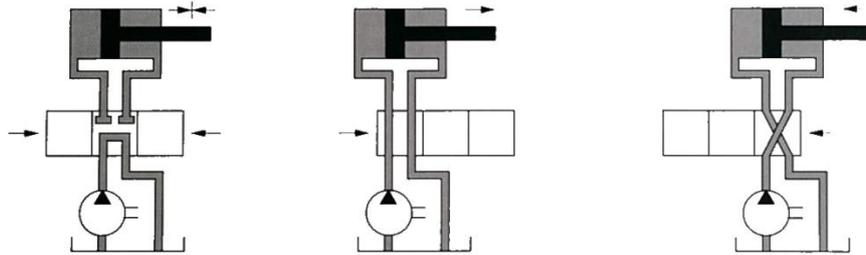


Abbildung 27: Vereinfachte Darstellung eines Wegeventils, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 63.

Die Bezeichnung der Ventile hängt von der Anzahl der Anschlüsse und der Schaltstellungen ab, unabhängig ob es sich dabei um ein Schieberventil oder Sitzventil handelt. Für die meisten Anwendungen in der Mobilhydraulik werden 4/3-Wege-Schieberventile verwendet. Diese Benennung wird in Abbildung 28 (links) erklärt. Die Ausgangsstellung wird auch Ruhestellung genannt. Diese Stellung wird eingenommen wenn kein Betätigungsmechanismus aktiv ist. Der Anschluss „P“ ist die Versorgungsleitung von der Pumpe und der Anschluss „T“ die Tankleitung. „A“ und „B“ sind die Anschlüsse welche zum Verbrauchen führen. Für speziellere Einsatzgebiete können auch eine Steuerleitung „X“ und/oder eine Leckölleitung „L“ vorhanden sein. Leckölleitungen werden meist dazu verwendet um den funktionsbedingt auftretenden Leakagestrom abzuleiten. Sonst kann es dazu führen, dass sich Öl im Ventil sammelt und dadurch die Funktion beeinträchtigt wird.

Um die Steuerung bzw. Regelung eines hydraulischen Antriebes so gut wie möglich in ein modernes, leistungsstarkes, mechatronisches System integrieren zu können, werden vorwiegend Elektromagnete als Betätigungsmechanismus gewählt. Diese lassen sich relativ einfach mittels Strom- oder Spannungssignal ansprechen.

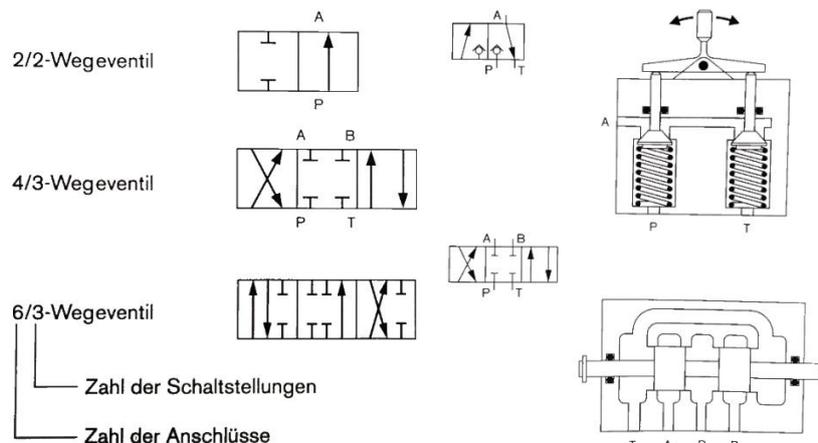


Abbildung 28: Bezeichnung und Sinnbild (links), 3/2 Wege-Sitzventil (rechts oben), 4/3 Wege-Schieberventil (rechts unten), Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 63 und 66.

Die unterschiedlichen Betätigungsarten werden links und rechts an das Grundsymbol angehängt. Die Ventile können manuell betätigt werden (z.B. durch Hebel, Pedale,

Rollenstößel, etc.), hydraulisch oder pneumatisch (durch Steuerleitungen) oder wie bereits besprochen durch Elektromagnete. Um jederzeit die Grundstellung erreichen zu können, werden Elektromagnete mit Zentrierfedern kombiniert. Symbole dafür werden in Abbildung 29 dargestellt.



Abbildung 29: manuelle, hydraulische, elektromagnetische, elektromagnetische-federzentrierte Betätigung, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 64 (modifiziert).

Eine wichtige Kennzahl eines Schieberventiles ist das sogenannte Überdeckungsverhältnis. Es ist ein Maß für die Dichtlänge des Drosselspaltes zwischen zwei Druckräumen und beeinflusst u.a. den Leckölstrom. Dabei ist die Überdeckung in der Ruhelage gemeint. Die möglichen Überdeckungsverhältnisse sind in der folgenden Abbildung dargestellt und werden danach beschrieben:¹⁶

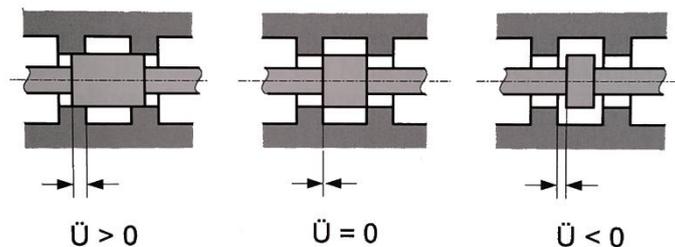


Abbildung 30: Darstellung der unterschiedlichen Überdeckungsverhältnisse, Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 253

- positive Schaltüberdeckung: bedeutet, dass die Nut in der Bohrung wesentlich kürzer ist als der dazugehörige Kolbenabsatz. Beim Schaltvorgang sind dadurch für einen kurzen Augenblick die Ölpfade versperrt. Dabei können Druckspitzen entstehen und der überschüssige Volumenstrom muss kurzzeitig über ein Sicherheitsventil strömen.
- negative Schaltüberdeckung: bedeutet, dass die Nut in der Bohrung wesentlich länger ist als der dazugehörige Kolbenabsatz. Dadurch sind beim Schaltvorgang kurzzeitig die Ölpfade miteinander verbunden. Dadurch treten keine Druckspitzen auf, es kann aber zu einem Druckabfall kommen.
- Null-Schaltüberdeckung: bedeutet, dass durch eine sehr genaue Fertigung der Bohrung sowie des Kolbens keine Sperrung bzw. Öffnung beim Schalten vorkommt. Dadurch lässt sich ein kontinuierliches Steuern erreichen. Es gelten hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit.

¹⁶ Vgl. Will und Gebhardt (2011), S. 253.

Um einen möglichst linearen, gleichmäßigen Zusammenhang zwischen Öffnungsquerschnitt und Ventilhub zu erreichen, sollte eine Null-Schaltüberdeckung angestrebt werden und die Steuerkanten so scharf wie möglich ausgeprägt sein. Wird eine erhöhte Feinfühligkeit benötigt, so können an den Kolben sogenannten Feinststeuerkerben angebracht werden. Wie bereits erwähnt, können Längsschieberventile als blendenförmige Widerstände betrachtet werden. Somit lässt sich der parabolische Zusammenhang von Druckabfall und Durchfluss im nachstehenden Diagramm darstellen. Die Kurven entsprechen dabei den einzelnen Steuerkanten bei voll geöffnetem Ölpfad. Die nebenstehende Kurve beschreibt die Leistungsgrenze des Ventils. Sie ist das Produkt aus Betriebsdruck und Volumenstrom und gibt an, bei welchen Drücken und welchen Volumenströmen das Ventil noch schaltet.

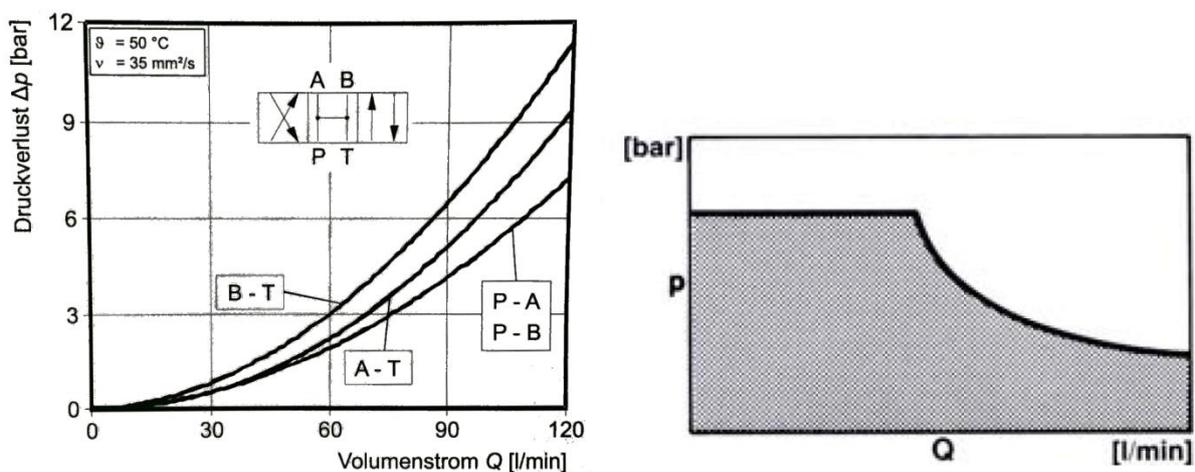


Abbildung 31: Zusammenhang Volumenstrom und Druckverlust, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 254.

Abbildung 32: Leistungsgrenze eines Wegeventils, Quelle: Hochleitner (2010), S. 139.

Die Verstellung des Ventilkolbens kann auf zwei Arten stattfinden. Bei Schaltventilen werden die dargestellten Stellungen ohne Zwischenschritte erreicht. Dabei wird ein Schaltmagnet erregt und schiebt über einen Stößel den Steuerkolben bis zum Endanschlag. Durch die Feder wird der Steuerkolben wieder in die Ausgangsstellung zurückgebracht. Somit ist der Strömungspfad entweder geschlossen oder geöffnet. Diese Ventile werden auch „Schwarz-Weiß-Ventile“ genannt. Im Gegensatz dazu können bei Stetigventile alle Positionen zwischen den dargestellten Stellungen eingestellt werden. Während die Schaltventile in einfachen Anwendungen eingesetzt werden und relativ schmutzunempfindlich sind, werden Stetigventile für höchste Ansprüche wie Regelungsaufgaben verwendet und sind wegen ihren kleinen Fertigungstoleranzen sehr empfindlich bezüglich Öl-Verunreinigungen. Symbolisch unterscheiden sich die Stetigventile von den Schaltventilen durch zwei zusätzlich horizontal-parallel geführten Linien, wie in Abbildung 33 dargestellt.

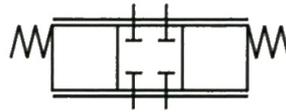


Abbildung 33: Symbol für Proportionalventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 37.

Stetigventile lassen sich in drei Gruppen einteilen: Servoventile, Proportionalventile und Regelventile. Generell lassen sich die verschiedenen Gruppen aber nicht klar abgrenzen. Servoventile wurden ursprünglich für die Luft- und Raumfahrt konstruiert und erfüllen deren hohen Anforderungen bezüglich Präzision und Ausfallsicherheit. Diese Ventile zeichnen sich dadurch aus, dass mit kleinsten Eingangsleistungen große Ausgangsleistungen gesteuert werden können. Dafür werden meist vorgesteuerte Ventile verwendet. Dies bedeutet, dass die Hauptstufe hydraulisch durch ein angeflanshtes kleineres Ventil betätigt wird. Werden die Schaltmagnete von Schaltventilen durch Proportionalmagnete ausgetauscht, kann dieses Ventil als Stetigventil eingesetzt werden. Dadurch wird die stetige Verstellbarkeit von Servoventilen mit der Robustheit von Schaltventilen verbunden. Durch die Forderungen nach preisgünstigen Stetigventilen mit ähnlicher Präzision wie Servoventilen sind die Regelventile hervorgegangen. Sie liegen bezüglich Preis und Genauigkeit zwischen den Servoventilen und den Proportionalventilen. Für den in dieser Arbeit beschriebenen Prüfstand werden 4/3-Wege-Schaltventile und zwei 4/3-Wege-Regelventil wobei eines dieser Ventile über eine explizite Fail-Safe-Stellung verfügt. Sie werden alle durch Elektromagnete direkt angesteuert. Das Servoventil sowie die Regelventile besitzen eine interne Elektronik welche einen Vergleich zwischen Soll- und Istwert des Ventilkolbenhubes misst. Ein integrierter Lageregler sorgt dafür, dass auch bei sich ändernden Bedingungen die geforderte Ventilstellung beibehalten wird.¹⁷

2.1.4.3. Stromventile

Stromventile haben die Aufgabe den Volumenstrom zu beeinflussen indem sie entweder den Durchflussquerschnitt oder die Druckdifferenz an einem Drosselquerschnitt verändern. Sie werden meist dazu verwendet um die Geschwindigkeit des Verbrauchers (Zylindern oder Motoren) zu steuern oder zu regeln. Grundsätzlich kann man sie in drei Gruppen einteilen: Drosselventile, Stromregelventile und Stromteilerventile.

Drosselventile sind die einfachste Form von Stromventilen und werden für die Geschwindigkeitssteuerung von Verbrauchern eingesetzt. Sie sind entweder konstante oder veränderliche Strömungswiderstände. Der Volumenstrom durch eine Drossel ist abhängig von der Druckdifferenz sowie von der Größe des Drosselwiderstandes.

¹⁷ Vgl. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 259 ff.

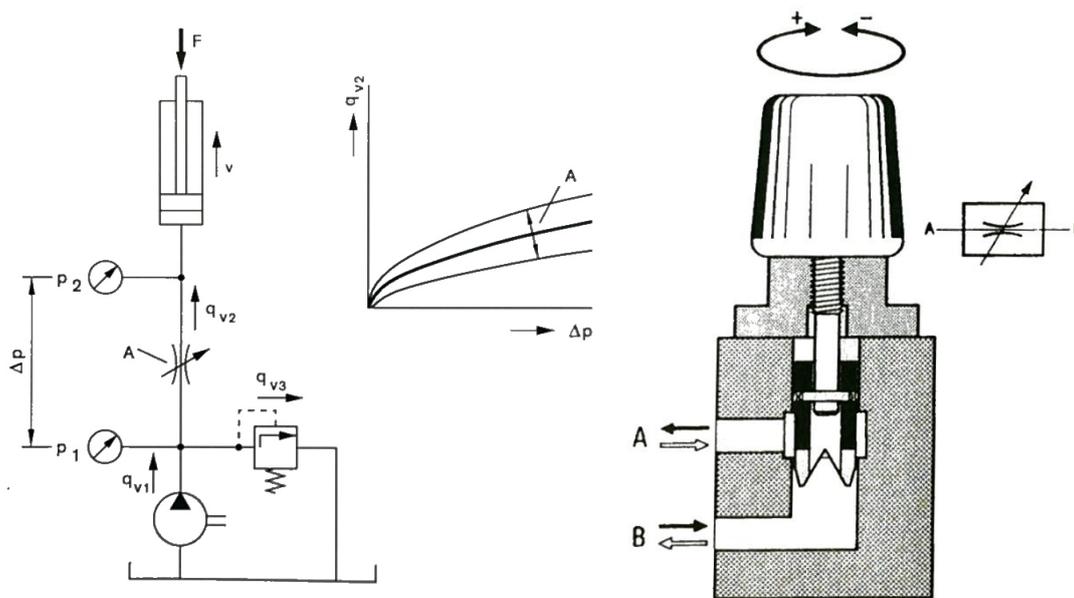


Abbildung 34: Schema einer Konstantdrossel und Zusammenhang Druckdifferenz und Durchfluss, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 54.

Abbildung 35: Veränderbares Drosselventil Plattenaufbau, Quelle: Hochleitner (2010), S. 107.

Der Widerstand ist wiederum vom Durchflussquerschnitt und seiner Geometrie sowie von der Viskosität der Flüssigkeit abhängig. Um eine Temperatur- und somit auch Viskositätsunabhängigkeit zu erreichen, sollten Drosseln blendenförmig ausgeprägt sein ($l \ll d$). Wie bereits erwähnt ist dabei der Zusammenhang von Durchfluss und Druckdifferenz ein quadratischer. Ändert sich die Last am Verbraucher und somit die Druckdifferenz so ändert sich demnach auch der Volumenstrom. Der restliche Volumenstrom muss über ein Druckbegrenzungsventil abgeleitet werden – wie es in Abbildung 34 dargestellt ist. Deswegen werden Drosselventile dann eingesetzt, wenn eine konstante Belastung vorherrscht oder die Lastabhängigkeit nicht stört.

Muss der Durchfluss belastungsunabhängig und somit konstant sein, werden Stromregelventile eingesetzt. Um auf schwankende Druckdifferenzen reagieren zu können, haben Stromregelventile einen internen hydraulischen Regelkreis. Im Wesentlichen besteht ein Stromregelventil aus einer einstellbaren Messdrossel und einer beweglichen Regeldrossel (Druckwaage). Durch die Messdrossel lässt sich der gewünschte Volumenstrom einstellen. Die Druckwaage gilt als Vergleichsglied in diesem Regelkreis.

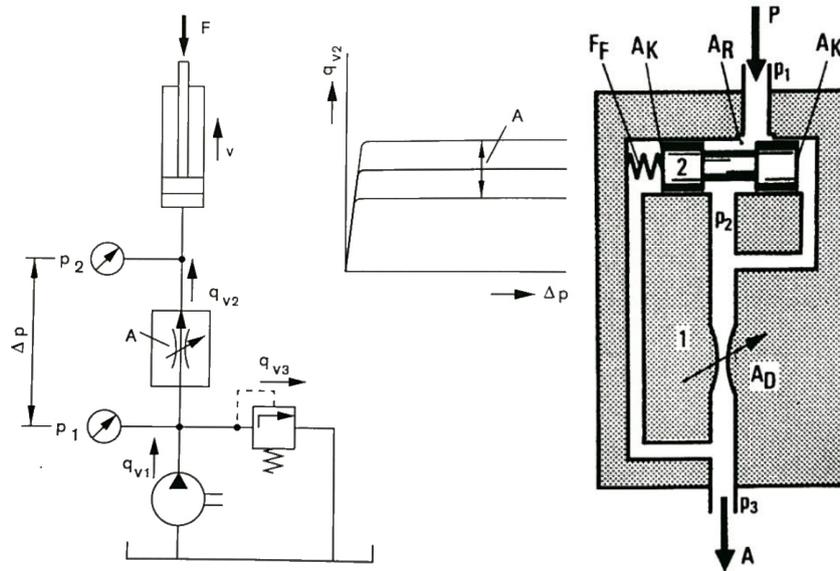


Abbildung 36: Schema eines Stromregelventils und Zusammenhang Druckdifferenz und Durchfluss, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 56.

Abbildung 37: Stromregelventil mit vorgeschalteter Druckwaage, Quelle: Hochleitner (2010), S. 109.

Wie in Abbildung 37 ersichtlich ist, hat der konstante Versorgungsdruck p_1 auf die Kräftebilanz am Kolben der Druckwaage keinen Einfluss. Die Drücke p_2 bzw. p_3 vor bzw. nach der Messdrossel wirken auf gleich große Stirnflächen am Kolben. Da der Druck p_3 nach der Messdrossel kleiner ist als p_2 wird die Druckwaage auf der entsprechenden Seite durch eine Feder unterstützt. Erhöht sich nun die Last, so wird der Lastdruck p_3 höher. Das würde dazu führen, dass die Druckdifferenz $p_2 - p_3$ kleiner werden würde und dadurch der Volumenstrom sinken würde. Da aber durch den erhöhten Lastdruck der Kolben in der Druckwaage öffnet, steigt somit auch dementsprechend der Druck p_2 . Dadurch wird die Druckdifferenz $p_2 - p_3$ – welche im Bereich zwischen 6 bis 19 bar liegt - wieder automatisch auf den eingestellten Wert korrigiert. Die Druckwaage kann auch nach der Messdrossel angeordnet werden, grundsätzlich gilt jedoch, dass die Messdrossel an der Seite mit den stärksten Druckschwankungen liegen soll.¹⁸

Mathematisch lässt sich das Gleichgewicht an der Druckwaage folgendermaßen ausdrücken:

$$p_2 \cdot A_K = p_3 \cdot A_K + F_F \quad (34)$$

Daraus folgt für die Druckdifferenz:

$$\Delta p = p_2 - p_3 = \frac{F_F}{A_K} = \text{const.} \quad (35)$$

¹⁸ Vgl. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 274.

Die Druckwaage ist auch als selbstständiges Ventil erhältlich und kann durch folgende Symbole dargestellt werden:



Abbildung 38: Symbole für Druckwaagen, Quelle: Institut für Fertigungstechnik (2015), S. 6.

Ein weiteres Mitglied der Stromventile ist das Stromteilerventil. Mit diesem Ventil kann ein Eingangsvolumenstrom unabhängig von den vorherrschenden Lastdrücken in zwei Ausgangsvolumenströme in einem bestimmten Verhältnis aufgeteilt werden. Auf diese Ventile wird in dieser Arbeit aber nicht weiter eingegangen.

2.1.4.4. Druckventile

Druckventile werden für die Steuerung oder Regelung des Druckes in einer Hydraulikanlage verwendet. Sie erfüllen je nach Ausführung die Funktion eines Druckbegrenzungs-, Druckreduzierungs-, Druckdifferenz- oder Druckverhältnisventils. Eines der wichtigsten Ventile welches in nahezu jeder hydraulischen Anlage zu finden ist, ist das Druckbegrenzungsventil (DBV). Für den Betrieb des Prüfstandes wird lediglich ein DBV benötigt, weswegen in den weiteren Absätzen nur auf dieses Ventil eingegangen wird. Grundsätzlich wird es aus sicherheitstechnischen Gründen eingesetzt. Wird ein für die Anlage kritischer Druck überschritten, so öffnet das DBV und lässt den überschüssigen Volumenstrom drucklos in den Tank strömen. Als Sicherheitsventil öffnet es nur in Notfällen und schützt somit die Bauteile der Hydraulikanlage. Zusätzlich kann das DBV zur Einstellung und Konstanthaltung des Systemdruckes verwendet werden. Diese Variante verursacht aber zum Teil große Verlustleistungen, da der überschüssige Volumenstrom drucklos in den Tank zurück gefördert wird. Das DBV wird im Nebenschluss (By-Pass) der Pumpe angeordnet.

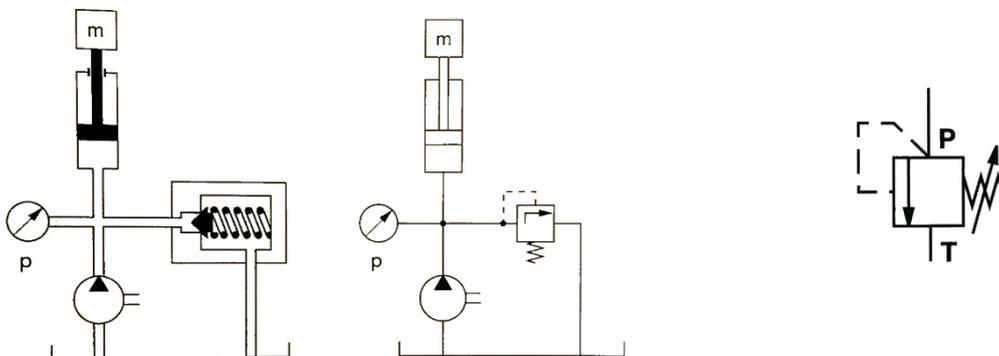


Abbildung 39: Funktion direktgesteuertes Druckbegrenzungsventil DBV (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 47 f.

In Abbildung 39 wird die Funktion eines DBVs verdeutlicht. Steigt der Druck im System und somit die Kraft auf den Kegel des Sitzelements und überwindet dabei die Federkraft, so öffnet das DBV und der überschüssige Volumenstrom kann abfließen. Die Druckbegrenzungsfunktion sollte möglichst unabhängig vom Volumenstrom sein. Das bedeutet, dass der eingestellte Druck vor dem Ventil nicht durch die Größe des Volumenstroms abhängig sein darf. Deswegen weisen DB-Ventile annähernd waagrechte Kennlinien auf. Die mit zunehmendem Volumenstrom ansteigende Charakteristik wird durch zwei auftretende Kräfte erklärt. Zum einen erhöht sich der Ventilhub bei größeren Volumenströmen und dadurch nimmt dementsprechend die Federkraft zu. Zu anderen wirken je nach Ausführung des Ventilelements volumenstromabhängige Strömungskräfte. Diese können den Effekt verstärken. Die Auswirkungen auf eine ideale Kennlinie werden in der nächsten Abbildung dargestellt.

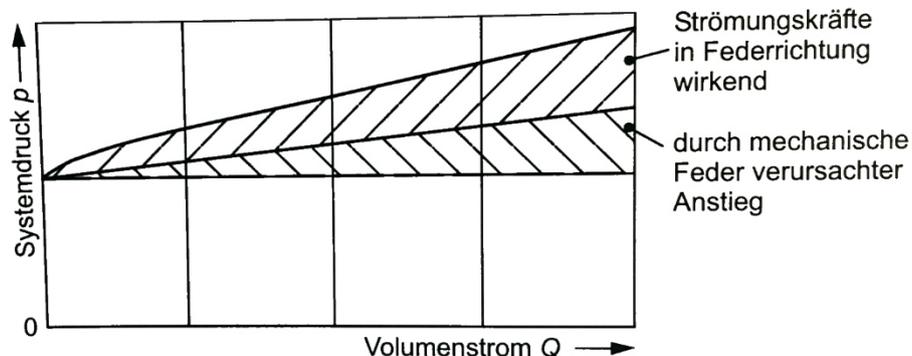


Abbildung 40: Einfluss der Feder- und Strömungskräfte auf die Charakteristik, Quelle: Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik (2012a), S. 265.

Abhilfe kann ein vorgesteuertes DBV schaffen. Dieses Ventil ist wesentlich unempfindlicher gegenüber großen Volumenströme und weist eine flache Kennlinie auf. Im Wesentlichen besteht dieses Bauteil aus zwei Ventilen – einem Hauptventil und einem Vorsteuerventil. Durch Verstellen des Vorsteuerventils lässt sich der gewünschte Druck einstellen.

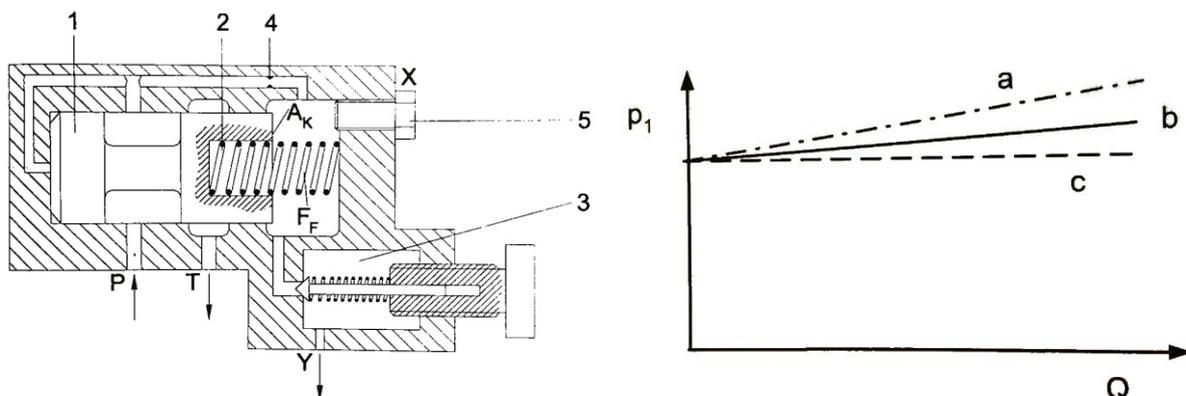


Abbildung 41: Vorgesteuertes DBV (links), Vergleich Kennlinienverlauf (rechts), Quelle: Will und Gebhardt (2011), S. 217 f.

In Abbildung 41 ist eine Schnittdarstellung eines vorgesteuerten DBVs abgebildet. Der Hauptkolben (1) ist auf der einen Seite mit dem Druck p beaufschlagt. Über eine Drossel (4) wirkt im stationären Fall ebenfalls der Druck p zusammen mit einer Federkraft F_F auf die andere Seite des Kolbens. Dadurch ist das Ventil in Schließstellung. Überschreitet nun der Druck p den eingestellten Druck am Vorsteuerventil (3), so öffnet das Kegelement und es tritt ein Volumenstrom über die Drossel (4) und über das Vorsteuerventil (3) in die Leckageleitung (Y). Dadurch tritt ein Druckabfall über die Drossel auf. Der Druck hinter der Drossel sinkt. Ist der Druckabfall groß genug, so verschiebt sich der Hauptkolben gegen die Feder und öffnet somit den Anschluss zur Tankleitung (T).

Das Diagramm daneben zeigt qualitativ den Verlauf einer idealen Kennlinie (c). Durch die bereits erwähnten Kräfte steigt jedoch die Kennlinie mit zunehmendem Volumenstrom an. Zu sehen ist, dass die Kennlinie des vorgesteuerten DBVs (b) flacher verläuft als die Kennlinie eines direktgesteuerten DBVs (a). Das Symbol eines vorgesteuerten DBVs ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

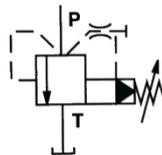


Abbildung 42: Symbol vorgesteuertes DBV, Quelle: Bosch Rexroth AG (2001), S. 48.

2.1.5. Filter

Um die volle Funktionsfähigkeit der Bauteile einer hydraulischen Anlage auf Dauer gewährleisten zu können, ist eine Filtration des Hydrauliköls unbedingt notwendig. Dabei werden u.a. die Feststoffe, welche in der Anlage durch Verschleiß und Abrieb erzeugt werden, abgeschieden. In der Hydraulik ist eine Feinst- bis Grobfiltration der Flüssigkeit notwendig. Dabei werden Partikel im Größenbereich von $3 \mu\text{m}$ bis $1.000 \mu\text{m}$ aus dem Fluid abgeschieden. Bei den dabei abgeschiedenen Fremdstoffen handelt es sich meistens um Späne, Sand, Staub oder auch Wasser. Viele dieser Fremdkörper werden bereits bei der Herstellung der Hydraulikkomponenten (Ventile, Schläuche, Aggregate, etc.) produziert. Deswegen sollten Anlagen nach jedem Komponentenwechsel gründlich durchgespült werden, um diese Produktionsreste aus der Anlage zu entfernen. Vor allem die Funktionsfähigkeit der beweglichen Teile einer Hydraulikanlage sind sehr von der Qualität des Hydrauliköls abhängig. Wie bereits erwähnt sind Komponenten wie Ventile und Pumpen mit sehr präzisen Toleranzen versehen. Bereits kleinste Verunreinigungen könnten die Oberflächen zerstören und somit das Bauteil unbrauchbar machen. Kritische Toleranzen sind dabei das Passungsspiel zwischen Ventilkolben und Ventilgehäuse.

Eine wichtige Kennzahl für die Klassifizierung von Filtern ist der β_x -Wert. Dieser Wert gibt an wie viele Teilchen einer bestimmten Größe durch den Filter gelassen werden. In Abbildung 43 wird beispielhaft ein $\beta_{10} = 75$ Wert angenommen. Dies bedeutet, dass von 75 Teilchen ein Teilchen der Größe $10 \mu\text{m}$ nicht vom Filter erfasst wird. Das ergibt einen Ausscheidungsgrad von 98,66 %. Für den Einsatz von Servo- bzw. Regelventilen ist maximal ein Wert von $\beta_5 = 75$ zulässig.

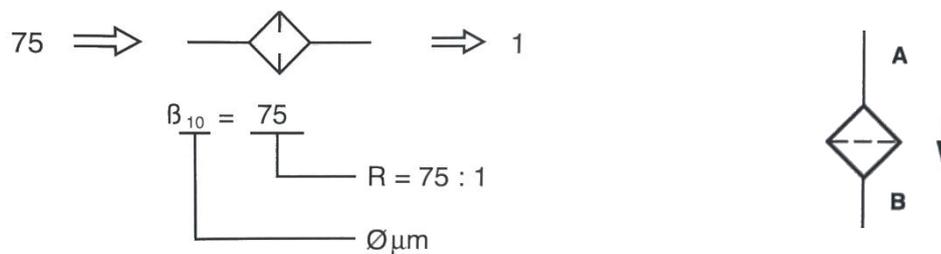


Abbildung 43: Erklärung des β_x -Wertes (links), Symbol (rechts), Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 258 und S. 262 (leicht modifiziert).

Der verwendete Filter in dieser Anlage wird unmittelbar nach der Pumpe verbaut – sogenannte Hauptstromfilter. Somit muss das Gehäuse des Filters auf den Betriebsdruck ausgelegt sein. Diese Art der Filter werden Leitungsfiler genannt und haben den Vorteil, dass das Filterpaket relativ leicht ausgetauscht werden kann. Grundsätzlich sind Filter Strömungswiderstände und somit verursacht der Filter auch einen Druckabfall im System. Mit zunehmender Belegung des Filterelements steigt auch der Druckabfall. Um einen rechtzeitigen Filterwechsel anzeigen zu können, haben die meisten Filter eine Verschmutzungsanzeige die abhängig vom Differenzdruck die Filterbelegung angibt. Üblicherweise erzeugen neue Filterelemente einen Druckabfall von 0,5 bis 1 bar. Die Verschmutzungsanzeigen sprechen bei einem Differenzdruck von ca. 5 bar an.

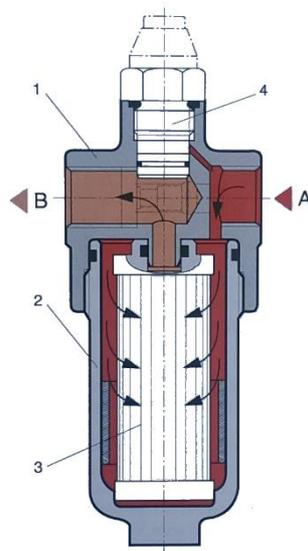


Abbildung 44: Schnittbild Leitungsfiler, Quelle: Bosch Rexroth AG (2011), S. 263.

In Abbildung 44 wird ein LeitungsfILTER dargestellt. Das Öl strömt durch Anschluss A im Filterkopf (1) in das Gehäuse (2) und wird durch das Filterelement (3) gedrückt. Über Anschluss B verlässt das Öl wieder den Filter. Eine Verschmutzungsanzeige kann an den Filterkopf angeschraubt werden (4).

2.2. Steuer- und Regelungstechnik

In diesem Kapitel werden die Unterschiede zwischen Steuerung und Regelung erklärt, sowie der Einfluss von unterschiedlichen Regelkreisgliedern auf hydraulische Anlagen erläutert. Bei Antrieben aller Art ist es notwendig das Zeitverhalten einer Ausgangsgröße (z.B. Weg, Geschwindigkeit, etc.) gezielt beeinflussen zu können. Dabei sollen diese Ausgangsgrößen auf vorgegebene Verläufe gebracht werden welche durch die Eingangsgrößen bestimmt bzw. beeinflusst werden. Ist das betrachtete System vollständig beschrieben und treten keine Störungen auf, so kennt man auch das zeitliche Verhalten der Ausgangsgröße in Abhängigkeit der Eingangsgröße.

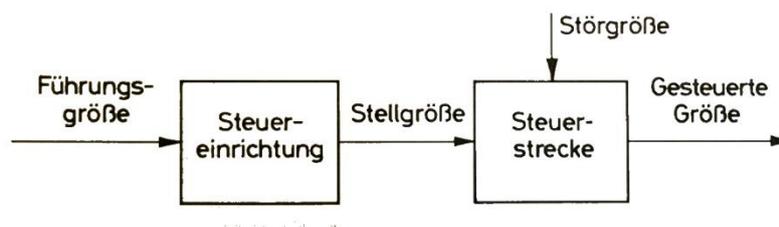


Abbildung 45: Darstellung Steuerung als Wirkungskette, Quelle: Föllinger, Dörrscheidt und Klittich (1985), S. 35.

Man spricht dann von einer Steuerung. Kommt es aber zu unkontrollierbaren Störungen, so ist es notwendig die Ausgangsgröße zu beobachten und die Eingangsgröße in geeigneter Form zu verändern. In diesem Fall spricht man von einer Regelung. In Abbildung 45 und Abbildung 46 wird der strukturelle Unterschied noch einmal sichtbar gemacht. Im Wesentlichen wird die Eingangsgröße (hier Führungsgröße) über eine Steuer- bzw. Regeleinrichtung in eine Stellgröße übertragen. Diese Stellgröße wird durch die Steuerstrecke und von außen kommenden Störgrößen beeinflusst. Daraus resultiert die gesteuerte Größe bzw. die Regelgröße. Der Unterschied liegt dabei in der Rückführung dieser Größe sowie den Vergleich mit der Führungsgröße – auch geschlossener Wirkungsablauf genannt. Die auftretende Differenz zwischen Führungsgröße und Regelgröße beeinflusst in weiterer Folge die Stellgröße. Somit kann durch ständiges Messen der Regelgröße auf Abweichungen und Fehler in der Regelstrecke reagiert werden.¹⁹

¹⁹ Vgl. Föllinger, Dörrscheidt und Klittich (1985), S. 13.

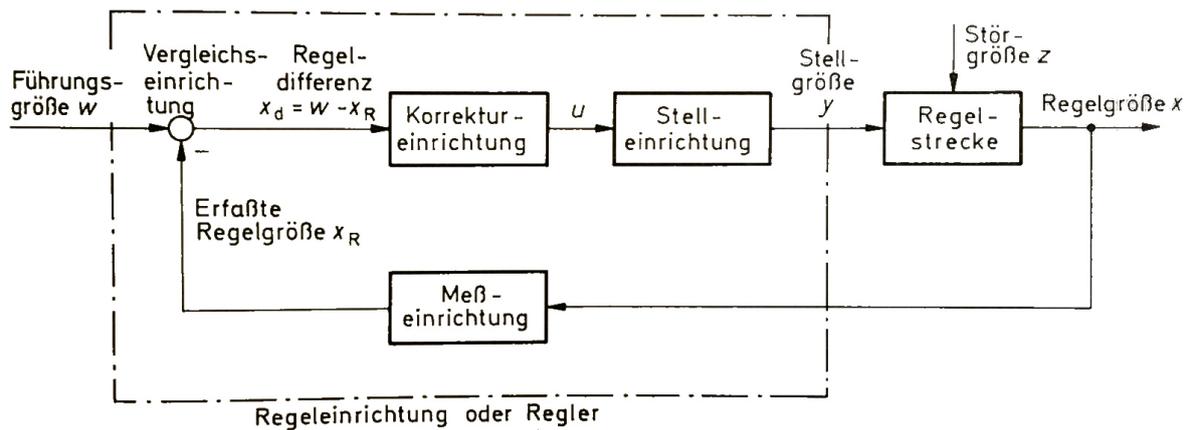


Abbildung 46: Darstellung Regelkreis, Quelle: Föllinger, Dörrscheidt und Klittich (1985), S. 13.

Die besprochenen Abbildungen sind unabhängig vom betrachteten System allgemein gültig. In Abbildung 47 wird nun diese Betrachtung für eine hydraulische Anlage abgeleitet. Bei der Steuerung ist die Eingangsgröße ein Strom i der in das Ventil eingespeist wird. Es stellt sich ein Volumenstrom Q ein, der in dem Zylinder eine bestimmte Geschwindigkeit \dot{x} hervorruft. Ändert sich nun die Last F_{Last} , so sinkt der Volumenstrom Q und die Geschwindigkeit \dot{x} verkleinert sich. Somit wird die gewünschte Anfangsgeschwindigkeit nicht mehr erreicht. Im Gegensatz dazu wird bei einem Regelkreis nicht der Strom i vorgegeben sondern die gewünschte Geschwindigkeit \dot{x}_{soll} (auch Sollwert). Dieser Sollwert wird mit der aktuellen Geschwindigkeit \dot{x} (auch Istwert) verglichen und die Differenz wird dem Regler übergeben.

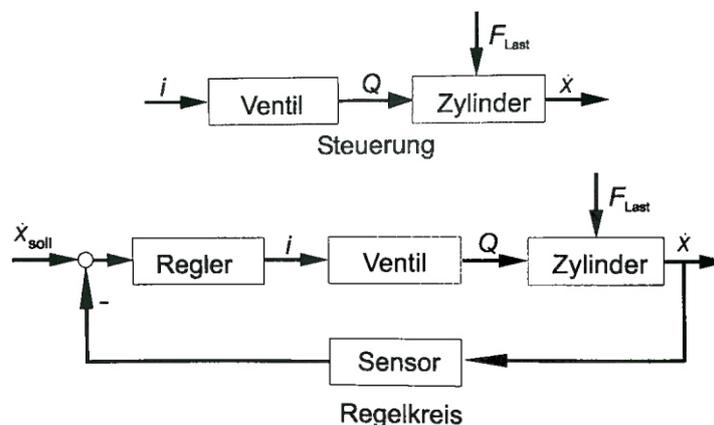


Abbildung 47: Vergleich Steuerung - Regelung in der Hydraulik, Quelle: Murrenhoff, Servohydraulik - Geregelte hydraulische Antriebe (2012b), S. 16.

Dieser reagiert je nach Abweichung und speist das Ventil mit entsprechender Stromstärke i so, dass der Istwert möglichst dem Sollwert nahe kommt. Das Ventil bildet dabei die Stelleinrichtung und die Leitungen mit dem Zylinder die Regelstrecke. Die Geschwindigkeit wird über einen entsprechenden Sensor gemessen und der Vergleichseinrichtung zugeführt. Die Prozedur beginnt von neuem.

Jedes dieser einzelnen Glieder eines Regelkreises (Regler, Ventil, Zylinder, etc.) werden durch ein Eingangssignal X_e gespeist und geben ein Ausgangssignal X_a frei. Das Ausgangssignal hängt dabei vom Übertragungsverhalten des jeweiligen Gliedes ab. Das Übertragungsverhalten kann durch einen sogenannten Einheitsprung am Eingangssignal ermittelt werden. Dabei wird der zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße als Sprungantwort bezeichnet. Abbildung 48 zeigt dafür ein Beispiel.

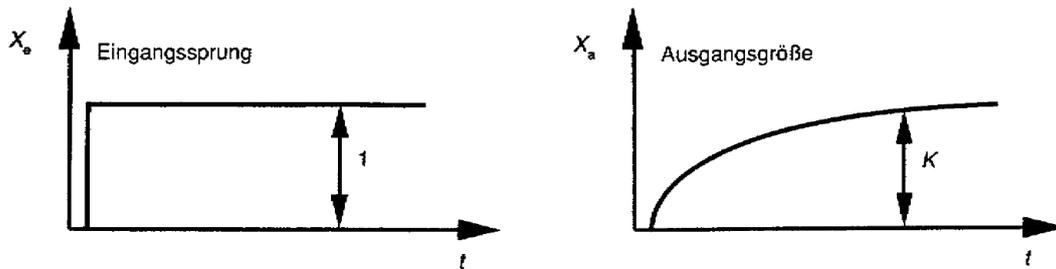


Abbildung 48: Sprungfunktion als Eingangsgröße und Sprungantwort der Ausgangsgröße, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220.

Trotz der großen Anzahl an technischen Möglichkeiten einen Regelkreis und trotz der großen Vielfalt an gerätetechnischen Eigenschaften, lassen sich die Übertragungsverhalten einigen Grundtypen zuordnen. Diese werden durch Symbole dargestellt, die qualitativ den Verlauf der Sprungantwort anzeigen. Somit lässt sich jedes elektrische, hydraulische oder mechanische Bauteil durch eine Übertragungsfunktion mathematisch darstellen. Dadurch sind allgemeine Aussagen über das Verhalten des betrachteten Systems möglich. Die möglichen Grundtypen werden in Abbildung 49 dargestellt. Die Übertragungsfunktion ist bei den verwendeten Bauteilen bzw. hydraulischen Komponenten bereits durch deren mechanischen oder elektrischen Aufbau vorgegeben. Beeinflussen kann man das Verhalten eines Regelkreises lediglich bei der Auswahl der Charakteristik der Regler-Glieder. Durch die richtige Auswahl und einer Abstimmung der verwendeten Übertragungsglieder lassen sich die Stabilität des Regelkreises sowie die Einhaltung der Regelziele wesentlich beeinflussen.²⁰

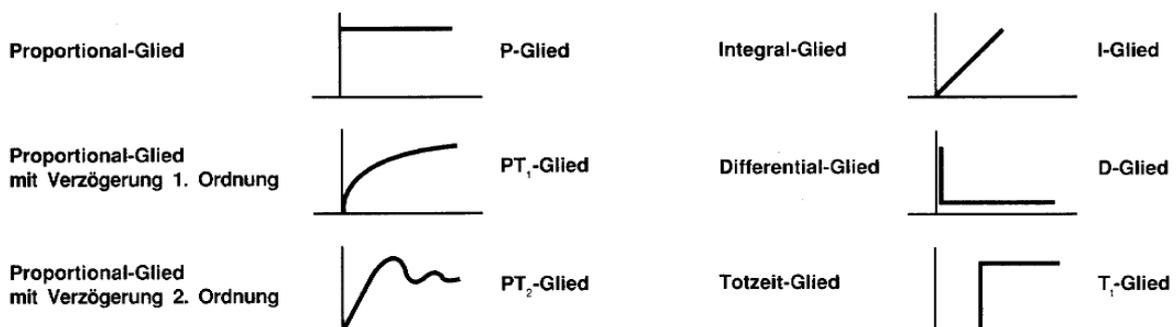


Abbildung 49: Grundtypen Übertragungsfunktion, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220 (leicht modifiziert).

²⁰ Vgl. Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220 ff.

Der in dieser Arbeit verwendete Regler besteht aus einem Proportional-, einem Integral- und einem Differential-Glied (PID-Regler). Deswegen wird in den nächsten Kapiteln auf diese Glieder detaillierter eingegangen.²¹

2.2.1. Proportional-Glied

Dieses Übertragungsglied wird in den meisten Reglern verwendet. Es ist zudem eines der einfachsten Übertragungsglieder da bei einer sprungförmigen Änderung der Eingangsgröße X_e sich auch die Ausgangsgröße X_a sprungförmig ändert.

$$X_a = K_P \cdot X_e \quad (36)$$

Dabei ist K_P die Übertragungskonstante und entspricht der Verstärkung des Proportionalitätsgliedes. Solange eine Differenz zwischen Soll- und Istwert vorherrscht, steuert der Regler das Ventil dementsprechend an. Je nach Übertragungskonstante öffnet das Ventil mehr oder weniger und der Sollwert wird dadurch schneller oder langsamer erreicht. Die Zeit bis der Sollwert erreicht wird, hängt vor allem vom hydraulischen und mechanischen Aufbau des Systems ab. Je träger ein System ist, desto langsamer wird der Sollwert erreicht. Durch Erhöhung der Verstärkung lässt sich dem entgegenwirken. Ist die Verstärkung jedoch zu groß, und somit auch das Eingreifen des Reglers, so kann es zum Überschwingen des Systems kommen. Dies resultiert daraus, dass die beschleunigte Masse nicht rechtzeitig abgebremst werden kann. Klingt dieser Einschwingvorgang ab, so nennt man den Regelkreis stabil. Klingen die Schwingungen nicht ab, so ist das System instabil und es müssen weitere Maßnahmen getroffen werden.

2.2.2. Differential-Glied

Soll ein Überschwingen des Systems verhindert werden und trotzdem der Sollwert zeitlich früher erreicht werden ohne den Verstärkungswert zu erhöhen, so werden Differentialglieder eingesetzt. Dieses Glied berücksichtigt die Änderungsgeschwindigkeit des Fehlers. Wird durch die hohe Übertragungskonstante die Masse beschleunigt und nähert sich dem Sollwert, so nimmt die Regelabweichung sehr schnell ab. Dies bedeutet gleichzeitig, dass die Änderungsgeschwindigkeit der Regelabweichung sehr hoch wird. Der Einfluss des Differential-Gliedes überwiegt somit im Regler und bremst den Antrieb früher ab. Damit wird das dynamische Verhalten verbessert bzw. stabilisiert und die Gefahr des Überschwingens reduziert.

$$X_a = K_D \cdot \dot{X}_e = K_D \cdot \frac{dX_e}{dt} \quad (37)$$

²¹ Vgl. Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 220 ff.

2.2.3. Integral-Glied

Durch auftretende Leckagen und konstanten Lasten kann es vorkommen, dass sich der Antrieb nie genau an der gewünschten Position befindet. Es tritt eine konstante Regelabweichung auf. Um diesen Problem entgegenzuwirken wird die Stellgröße um ein zusätzliches Glied erweitert. Das Integral-Glied berücksichtigt die Zeitspanne der Abweichung. Das bedeutet, dass die Regelabweichung mit der Zeit multipliziert wird, in der die Regelabweichung auftritt. Je länger ein Fehler vorhanden ist, desto größer wird der Einfluss des Integral-Gliedes. Dies kann jedoch dazu führen, dass ein Überschwingen verstärkt wird bzw. das Einschwingen länger dauert. Dieses Problem kann behoben werden, in dem der Integralteil bei großen Änderungen des Sollwertsignals abgeschaltet oder abgeschwächt wird.

$$X_a = K_I \cdot \int X_e \cdot dt \quad (38)$$

2.2.4. PID-Regler

Wie bereits behandelt, können die Eigenschaften eines Proportionalitätsreglers entscheidend verbessert werden, indem die Vorteile verschiedener Übertragungsglieder verbunden werden. Für die Reduzierung von bleibenden Regelabweichungen und zur Steigerung der Genauigkeit wird ein Integralglied hinzugefügt. Dieses führt jedoch dazu, dass dynamische Systeme zur Instabilität neigen. Um das System zu stabilisieren, wird ein Differentialglied hinzugefügt. Dadurch wird das dynamische Übertragungsverhalten verbessert und die Gefahr eines Überschwingens verhindert. Die Stellgrößen der einzelnen Glieder addieren sich zu:

$$X_a = K_P \cdot X_e + K_D \cdot \dot{X}_e + K_I \cdot \int X_e \cdot dt \quad (39)$$

In Abbildung 50 wird die Parallelschaltung der einzelnen Glieder eines PID-Reglers dargestellt.

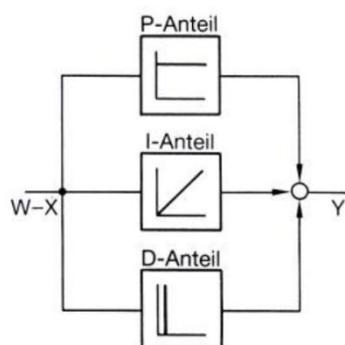


Abbildung 50: Symbol eines PID-Reglers, Quelle: Hochleitner, Proportional- und Servotechnik (2010b), S. 228.

3. Prototyp I – Gesteuerter Antrieb

In diesem Kapitel wird der Prüfstands Aufbau des Schwenkantriebes der ersten Generation näher beschrieben.

3.1. Prüfstands Aufbau

Der Prüfstand bestand im Wesentlichen aus drei Komponenten: der stationären hydraulischen Antriebseinheit, dem mechanischen Aufbau zur Befestigung des Prüflings und dem Steuerungskasten mit Verkabelung und speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS).

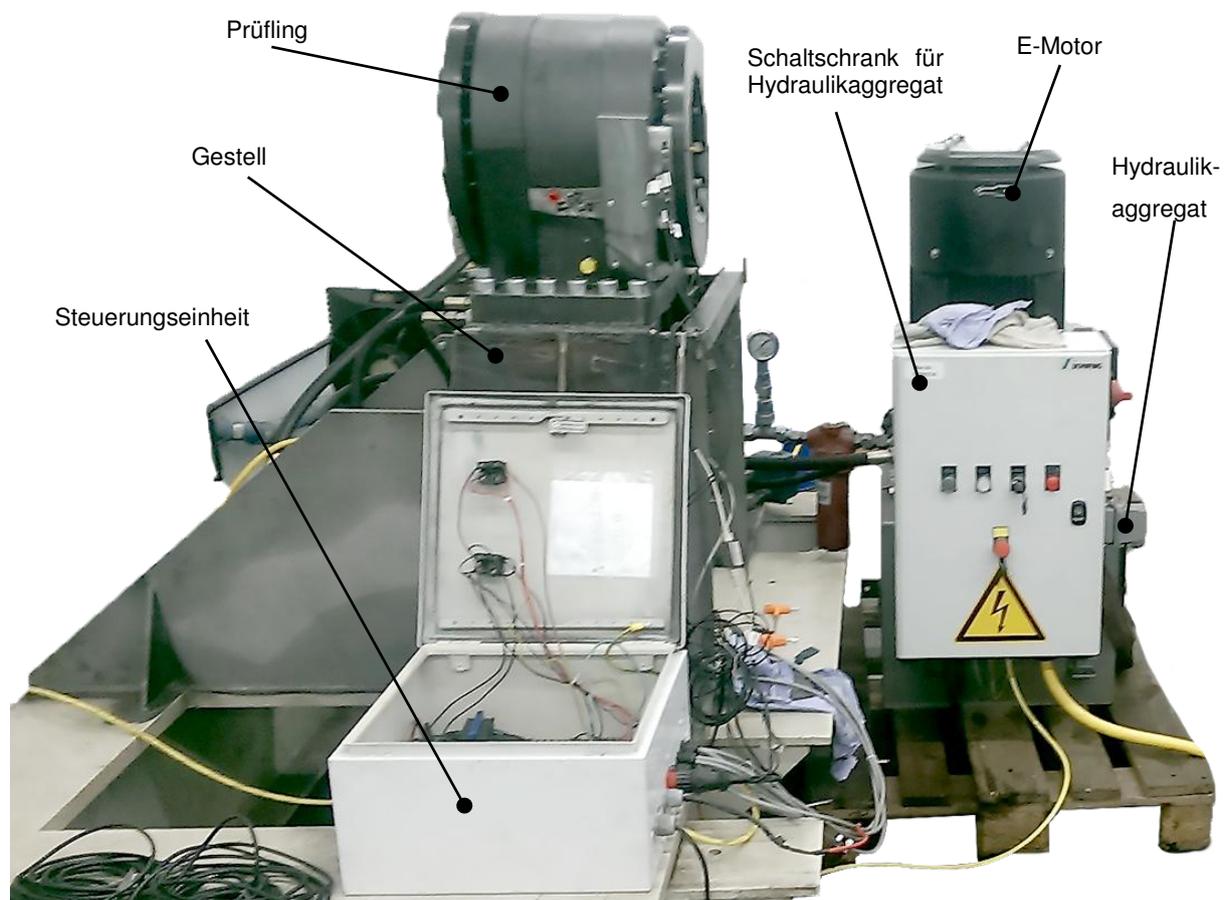


Abbildung 51: Prüfstands Aufbau des Prototyps I, Quelle: eigene Darstellung.

In Abbildung 51 ist ein Foto des Prüfstandes abgebildet. Im rechten Teil des Bildes ist das Hydraulikaggregat bestehend aus E-Motor, Pumpe, Öltank und elektrischem Schaltschrank zu sehen. Der Prüfling ist auf dem Gestell aufgeschraubt und durch Druckleitungen mit dem Aggregat verbunden. Die Versorgungs- und Signalleitungen der Sensoren und der Aktoren führen zur zentralen Steuerungseinheit, in der sich neben dem Netzteil auch die SPS und die Input/Output-Module (I/O-Module) befinden. Das Aggregat, das Gestell sowie der Schaltkasten für die SPS wurden von der Firma Schwing zur Verfügung gestellt. Die Verkabelung und die Konfiguration der SPS wurden im Rahmen dieser Arbeit erstellt.

3.1.1. Mechanik

Der PT 1 wurde hauptsächlich für den Einsatz im äußersten Gelenk des Auslegers konstruiert. Die Anbindung des vierten Armes erfolgt bei dieser Variante nur einseitig. Dadurch gibt es keine Einschränkung bezüglich Schwenkwinkel. Der mechanische Aufbau ähnelt dem Aufbau des PT 2 wie er im Kapitel 1.2 Stand der Technik behandelt wurde. In Abbildung 52 werden die Abmessungen dargestellt.

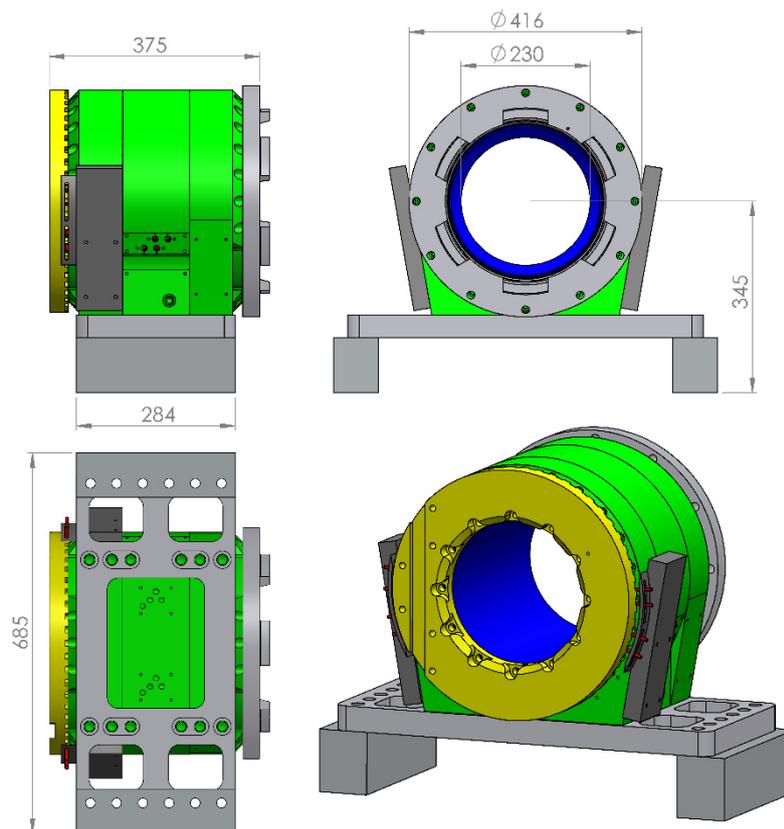


Abbildung 52: Abmessungen Prototyp I (PT I), Quelle: eigene Darstellung.

Die zwei dargestellten Abstandsblöcke auf die der Antrieb zusammen mit der Aufnahmeplatte angeschraubt wird, wurden am Prüfstand nicht verwendet. Die Aufnahmeplatte wird nur für die Befestigung am Prüfstand benötigt. Beim Einbau am Kranausleger wird der Antrieb ohne diese Platte direkt am Ende des dritten Armes angeschraubt. In Abbildung 53 ist eine Schnittdarstellung des Antriebes abgebildet. Auf der Keilwelle befinden sich die verschiebbaren Kolben. Durch Dichtungen in den Gehäusen werden die vier Zylinderkammern nach außen abgedichtet. Eine Dichtung am äußersten Kolbenradius sorgt dafür, dass die Kammern zueinander dicht sind. Die beiden äußeren Gehäusehälften werden mit dem inneren Gehäuse fest miteinander verschraubt. Keilwelle, Kolben und beide Deckel drehen sich relativ zu den Gehäuseteilen. Die beiden Deckel werden fest mit der Welle verschraubt und halten so die Gehäuseteile in Position. Kugellager (Kugeln sind nicht dargestellt) zwischen Deckel und Gehäuse ermöglichen die relative

Drehbewegung. Wie bereits erwähnt, wird der vierte Arm nur einseitig montiert. Die Verzahnung am linken Deckel sorgt für eine formschlüssige Verbindung. Über den Umfang verteilt wird der Arm zusätzlich angeschraubt. Der Deckel an der gegenüberliegenden Seite weist eine Verzahnung am äußeren Durchmesser auf. Diese dient zur Steuerung der Kolbenbewegung.

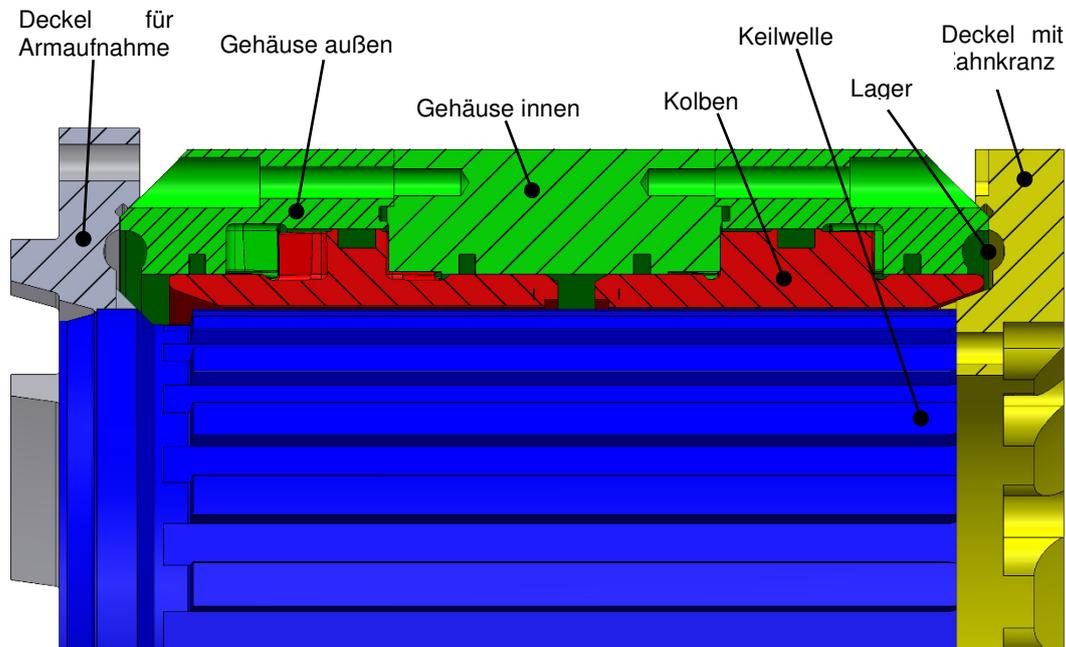


Abbildung 53: Schnittbild PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

Gehäuseteile und Kolben verfügen jeweils über 52 Zähne. Somit wird pro Hub der Arm um ungefähr $6,9^\circ$ verdreht. Über den Wirkradius von 161,5 mm und einem axialen Hub von 20 mm ergibt sich durch trigonometrische Berechnungen demnach ein Flankenwinkel von $26,03^\circ$. Der Zusammenhang wird in Abbildung 54 illustriert.

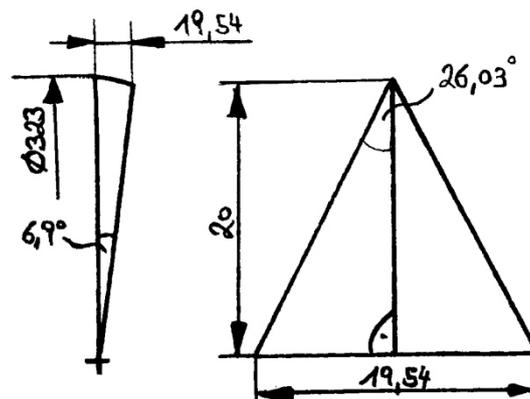


Abbildung 54: Geometrischer Zusammenhang Flankenwinkel - Drehwinkel, Quelle: eigene Darstellung

Die Verzahnungsdaten sind in Abbildung 55 dargestellt. Die linke Fläche stellt die Zahngeometrie des äußeren Gehäuses dar, die rechte Fläche stellt die Zahngeometrie des

Kolbens dar. Der wirksame Durchmesser der Verzahnung liegt bei 323 mm. Ist der Kolben in einer Endposition angelangt, so ergibt das eine Verzahnungsfläche von:

$$A = b \cdot h = 15 \cdot 10 = 150 \text{ mm}^2 \quad (40)$$

Beim Eingriff aller 52 Zähne summiert sich die Fläche auf:

$$A_{ges} = z \cdot A = 52 \cdot 150 = 7.800 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

Für die Berechnung der Kolbenfläche sind der Außendurchmesser $D = 340 \text{ mm}$ sowie der Innendurchmesser $d = 306 \text{ mm}$ der Ringfläche von Bedeutung. Die Kolbenfläche beträgt:

$$A_{Kolben} = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (340^2 - 306^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 17.250,48 \text{ mm}^2 \approx 172,5 \text{ cm}^2 \quad (42)$$

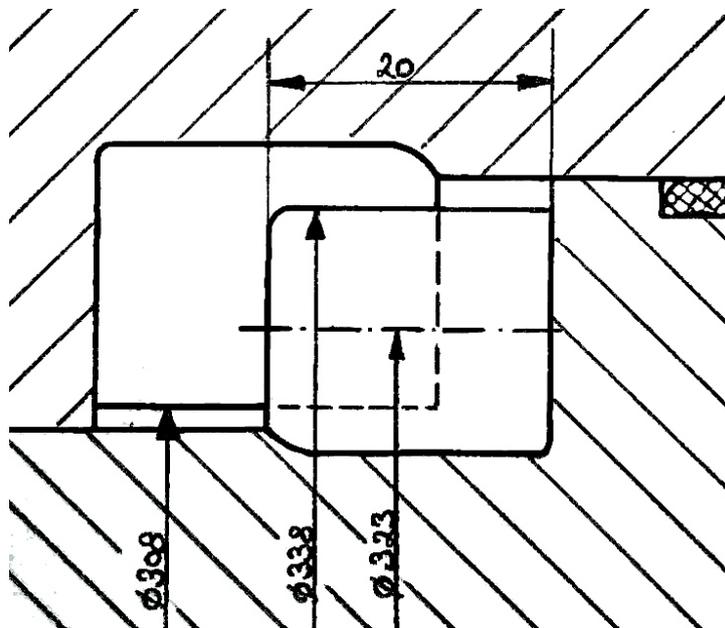


Abbildung 55: Handskizze Verzahnungsdaten, Quelle: eigene Darstellung.

Bei einem maximalen Betriebsdruck von $p_{max} = 420 \text{ bar}$ ergibt das eine axiale Kolbenkraft von:

$$F_{Kolben,axial} = p_{max} \cdot A_{Kolben} = 420 \cdot 10^5 \cdot 172,5 \cdot 10^{-4} = 724,5 \cdot 10^3 \text{ N} = 724,5 \text{ kN} \quad (43)$$

Diese Kraft ist der axiale Anteil der Kontaktkraft zwischen Kolben und Gehäuse. Den radialen Anteil der Kontaktkraft wird über den Flankenwinkel durch folgende trigonometrische Formel ausgerechnet:

$$F_{Kolben,radial} = \frac{F_{Kolben,axial}}{\tan \alpha} = \frac{724,5}{\tan 26,03} = 1.483,5 \text{ kN} \quad (44)$$

Das resultierende Moment über den Wirkradius von $r_{wirk} = 161,5 \text{ mm}$ ergibt sich dann zu:

$$M_T = F_{Kolben,radial} \cdot r_{wirk} = 1.483,5 \cdot 10^3 \cdot 161,5 \cdot 10^{-3} = 239,59 \cdot 10^3 \text{ Nm} \approx 240 \text{ kNm} \quad (45)$$

Dieses Drehmoment ist für den Einsatz im letzten Gelenk völlig ausreichend. Zusätzlich muss erwähnt werden, dass der Antrieb auf einen maximalen Druck von $p_{max} = 420 \text{ bar}$ ausgelegt ist, dieser im Betrieb am LKW aber nicht erreicht wird.

Abbildung 56 zeigt eine Explosionsdarstellung des Antriebes um die Anordnung der Bauteile zu verdeutlichen. Die Verschraubung wird nicht dargestellt.

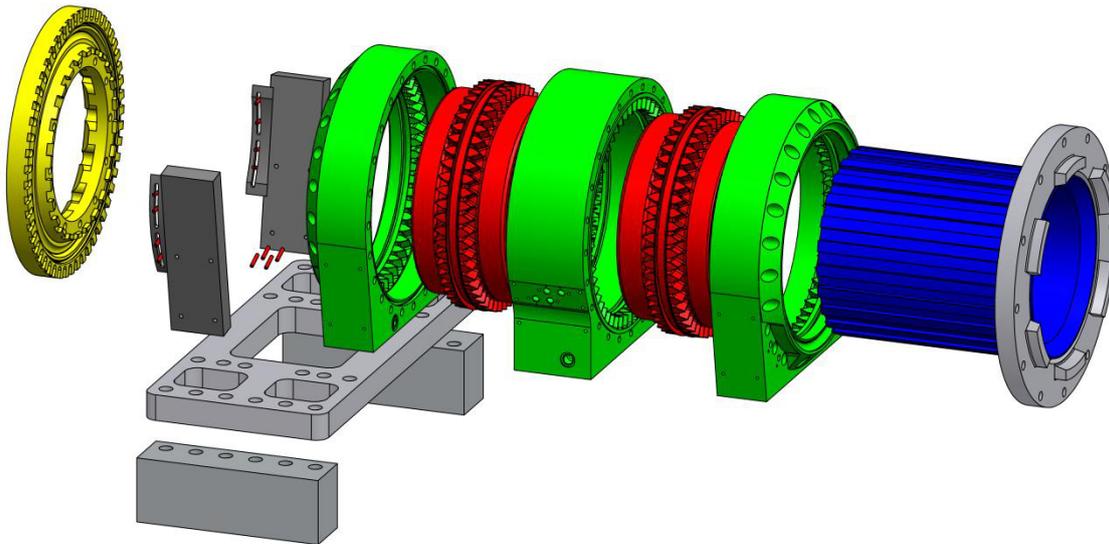


Abbildung 56: Explosionsdarstellung PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

3.1.2. Hydraulik

Der Antrieb wird hydraulisch betrieben. Dazu müssen die vier getrennten Zylinderkammern abwechselnd befüllt und entleert werden. Zusätzlich wird die Drehgeschwindigkeit des Antriebes mit Hilfe des Durchflusses gesteuert. Für diese zwei wesentlichen Aufgaben werden Schalt- bzw. Regelventile verwendet. Um möglichst gute Steuereigenschaften zu erlangen, müssen die Leitungen zwischen Ventilen und Antrieb kurz gehalten werden. Dazu werden die Ventile direkt an einen Hydraulikblock montiert, welcher an die Unterseite des Antriebes montiert wird (Abbildung 57).

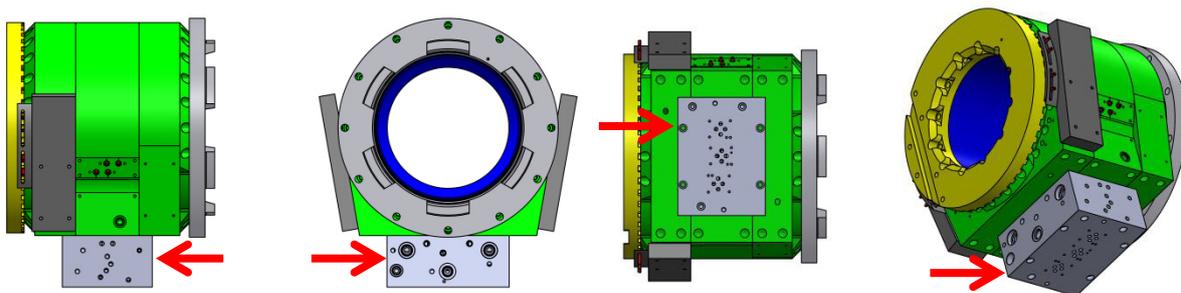


Abbildung 57: Antrieb mit angeflanschem Hydraulikblock, Quelle: eigene Darstellung.

An der Vorderseite des Blockes sind vier Bohrungen zu erkennen (Abbildung 57 – zweite Abbildung von links). Die zwei oberen Bohrungen dienen als Anschluss für die Druckleitungen. Die linke untere Bohrung wird aus fertigungstechnischen Gründen benötigt und wird durch eine Verschlusschraube abgedichtet. In die mittlere untere Bohrung wird eine der beiden Druckwaagen eingebaut. Die zweite Druckwaage wird in die gegenüberliegende Seite eingeschraubt. Dort befinden sich auch die zwei Anschlüsse für die Tankleitungen. An der unteren Seite des Blockes werden die Ventile montiert. An den beiden äußeren Lochbildern werden die Schaltventile montiert - an das mittlere Lochbild das Regelventil zur Geschwindigkeitssteuerung. Das Öl gelangt über insgesamt vier Bohrungen im Hydraulikblock zum Gehäuse des Antriebes und wird dort über Kanäle zu den jeweiligen Zylinderkammern weitergeführt.

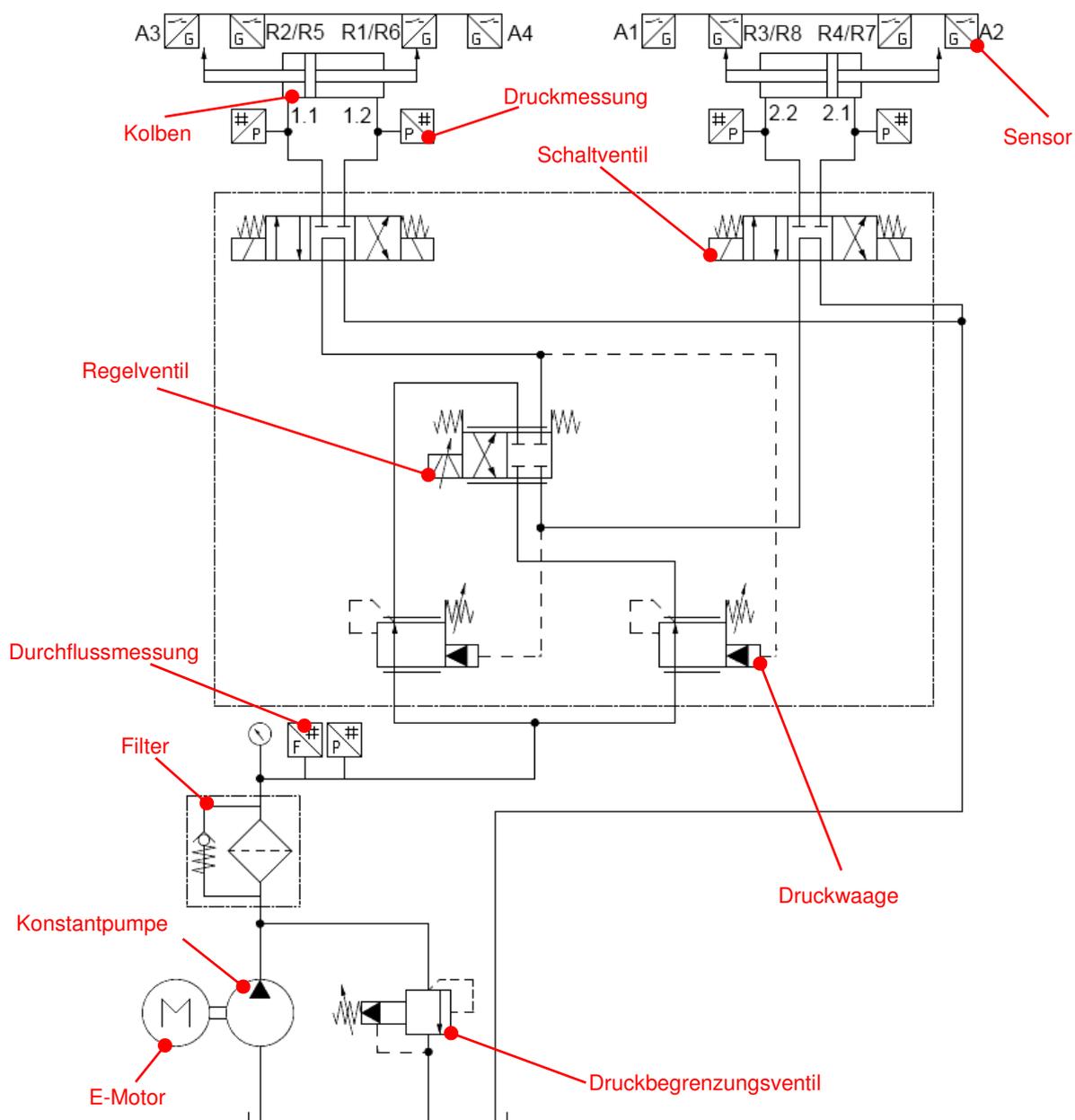


Abbildung 58: Hydraulikplan PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

Die Pumpe wird von einem elektrischen Motor des Typs HMC2-180L-4 der Firma Hoyer Motors angetrieben. Tabelle 6 beinhaltet die wichtigsten Eigenschaften.

Tabelle 6: Auszug Datenblatt Elektromotor, Quelle: Svend Hoyer GmbH (2010), Onlinequelle [07.03.2016].

Bezeichnung	Hoyer IE2 HMC2-180L-4	
Seriennummer	SH554733-034	
Baujahr	2012	
Gewicht [kg]	215	
Frequenz [Hz]	50/60	
Spannung [V]	400/480	
Leistung [kW]	22/26,4	
Drehzahl [min⁻¹]	1470/1765	

Die Axialkolben-Konstantpumpe stammt von der Firma Rexroth. In der nachfolgenden Tabelle sind die wichtigsten Spezifikationen aufgelistet.

Tabelle 7: Auszug Datenblatt Hydraulikpumpe, Quelle: Bosch Rexroth AG (2012).

Bezeichnung	Bosch Rexroth A2FO23/61R-PZB06	
Nenngröße	23	
Verdrängungsvol. [cm³]	22,9	
Volumenstrom [l/min]	57	
Nenn-/Höchst-Druck [bar]	400/450	
nom. Drehzahl [min⁻¹]	2500	
Leistung [kW]	38	
Masse (ca.) [kg]	9,5	

Da diese Pumpe einen konstanten Volumenstrom fördert, der Antrieb aber je nach Drehgeschwindigkeit dementsprechende Volumenströme benötigt, muss das überschüssige Fördervolumen über ein Druckbegrenzungsventil (DBV) abgeleitet werden. Das DBV dient ebenso als Einstellventil für den Betriebsdruck welcher mit einem Manometer überprüft werden kann. Für die späteren Auswertungen der Testläufe werden Volumenstrom- und Druckmessumformer der Firma Hydac in den Leitungsaufbau integriert. Für die Volumenstrommessung wird eine Messturbine verwendet. Dabei wird die Drehzahl des Turbinenläufers gemessen welcher direkt proportional dem Durchfluss entspricht. An dieser Stelle wird ebenfalls der Betriebsdruck gemessen. Die vier unterschiedlichen Drücke in den

Zylinderkammern werden jeweils mit einem Druckmessumformer gemessen welche direkt in den Hydraulikblock eingeschraubt werden. Die digitalen Signale der Messumformer werden an ein Handmessgerät geleitet. Mit diesem Handmessgerät der Firma Hydac vom Typ HMG3010 können die Messwerte aufgezeichnet und später am PC ausgewertet werden.

Für die Filtration wurde ein LeitungsfILTER der Firma Hydac verbaut. Für die Anlage ist eine Filterfeinheit von 5 μm erforderlich.

Tabelle 8: Auszug Datenblatt Filter, Quelle: Hydac International GmbH (2016).

Bezeichnung	Hydac HFM BN/HC95 S H 5A 1.0/-B7	
Nenndruck [bar]	400	
Filterfeinheit [μm]	5	
Bypassöffnungsdruck [bar]	7	
max. Volumenstrom [l/min]	120	
Gewicht [kg]	6,1	

Zur Absicherung der Anlage gegen hohe Drücke und zum Ableiten des nicht benötigten Volumenstroms, wurde ein Druckbegrenzungsventil (DBV) der Firma Sun Hydraulics in den Kreislauf eingebaut. Während den Versuchen wurde mit Hilfe des DBVs auch der Betriebsdruck eingestellt.

Tabelle 9: Auszug aus Datenblatt DBV, Quelle: Sun Hydraulics Corporation (2016), Onlinequelle [17.03.2016].

Bezeichnung	Sun Hydraulics RPECLCN	
Verstellung	Standard Spindelverstellung	
Einstellbereich [bar]	10,5 - 420	
zulässiger Betriebsdruck [bar]	350	
Dichtungsmaterial	Buna-N	
max. Durchfluss [l/min]	95	

Der geförderte Volumenstrom muss in zwei gleich große Volumenströme aufgeteilt werden, damit eine gleichmäßige Bewegung der Kolben realisiert werden kann. Diese Aufteilung muss lastdruckunabhängig erfolgen. Dafür wird das Prinzip eines Stromregelventils mit vorgeschalteter Druckwaage verwendet (wie in Kapitel 2.1.4.3 behandelt). Um in den zwei Ölpfaden den Durchfluss regeln zu können, wird für die Aufgabe der einstellbaren Drossel ein direktgesteuertes Servoventil der Firma Moog verwendet. Dieses wird durch ein analoges Stromsignal (4 – 20 mA) angesteuert und verändert so die Lage des Kolbenschiebers und somit den Drosselquerschnitt beider Ölpfade ident. Dadurch kann der Volumenstrom

beeinflusst werden. In diesem Aufbau wird das Regelventil doppelt durchströmt. Da es zwei Versorgungsleitungen für die beiden Kolben gibt, werden diese an den Anschlüssen „P“ und „A“ des Regelventils angeschlossen. Durch die dargestellte Schaltstellung werden je die Anschlüsse „A“ mit „T“ und „P“ mit „B“ verbunden. Dadurch erreicht man eine Aufteilung des Volumenstroms. Je nach Auslenkung des Kolbenschiebers verändert sich der Volumenstrom beider Ölpfade. Die vorgeschalteten Druckwaagen sind von der Firma Bucher Hydraulics. Sie regeln bei auftretenden Lastdruckschwankungen den vorgegebenen Volumenstrom. Die zwei Druckwaagen wurden vor dem Einbau auf eine Vorspannung von 8 bar eingestellt. Dies wurde auf einer separaten Apparatur vollzogen. Die Druckwaagen haben folgende Eigenschaften:

Tabelle 10: Auszug Datenblatt Druckwaage, Quelle: Bucher Hydraulics Inc. (2015), S. 29 ff.

Bezeichnung	Bucher Hydraulics LCEF-08-N-F-S-0-160	
Gewinde [in]	3/4	
Ausgangslage	geöffnet	
max. Betriebsdruck [bar]	350	
nom. Volumenstrom [l/min]	38	
Vorspannung [bar]	2,8 - 11	

Der Zusammenhang zwischen Druckdifferenz und Volumenstrom wird in Abbildung 59 dargestellt. Wie bereits erwähnt übernimmt die Funktion der Messdrossel ein 4/2-Wege-Regelventil vom Typ D633 der Firma Moog. Angesteuert wird das Ventil durch ein Stromsignal. Da dieses Ventil aus einer Baureihe stammt in der es auch 3/4-Wege-Servoventile gibt, verfügt es über die gleiche Elektronik – der Kolbenschieber kann aus der Mittellage aber nur in eine Richtung bewegt werden. Das Stromsignal reicht somit nur von 12 bis 20 mA. Der Signalbereich von 4 bis 12 mA kann nicht genutzt werden.

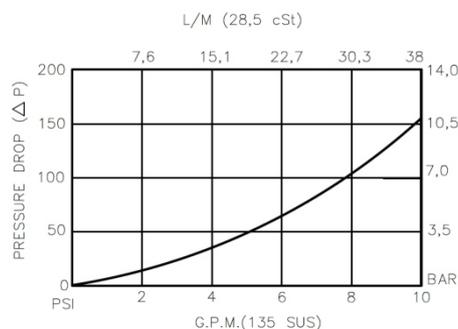


Abbildung 59: Zusammenhang Druckabfall-Volumenstrom, Quelle: Bucher Hydraulics Inc. (2015), S. 29, Onlinequelle [07.03.2016].

Das Regelventil verfügt über einen internen Regelungskreis, der den Hub des Steuerkolbens überwacht. Der Steuerkolben wird über einen Permanentmagnet-Linearmotor ausgelenkt

und durch eine Tellerfeder wieder in die Nullstellung zurück gebracht. Die Volumenstrom-Signal-Kennlinie verläuft linear da es über eine Nullüberdeckung verfügt. Die wichtigsten Eigenschaften sind in Tabelle 11 aufgelistet.

Tabelle 11: Auszug Datenblatt Regelventil, Quelle: Moog Inc. (2009).

Bezeichnung	Moog D633	
max. Betriebsdruck [bar]	350	
Nennvolumenstrom [l/min]	40	
Betätigung	direkt mit Permanentmagnet-Linearmotor	
Ausführung	4/2-Wege	
Überdeckungsverhältnis	Nullüberdeckung	
Versorgungsspannung [V]	24	
Signalbereich [mA]	12 - 20	
Gewicht [kg]	2,5	

Abbildung 60 zeigt eine Schnittdarstellung des Ventils sowie den Volumenstromverlauf in Abhängigkeit des Ventildruckabfalls. Verwendet wird das Ventil mit dem Parameter „40 l/min“. Die Kennlinie zeigt das Verhalten bei maximaler Auslenkung des Steuerkolbens.

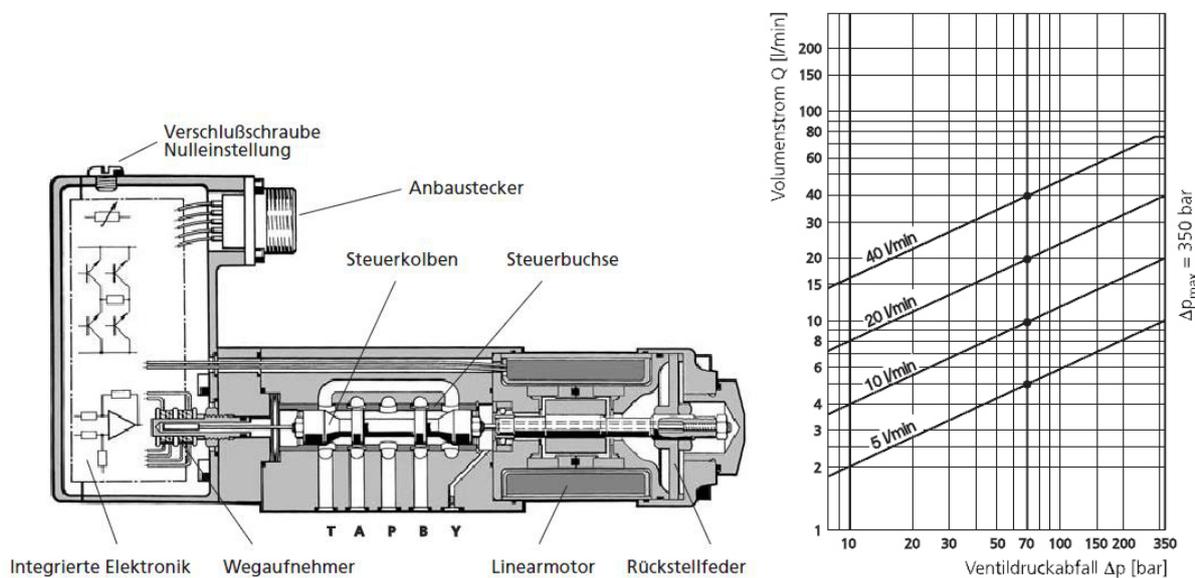


Abbildung 60: Schnittdarstellung Moog Ventil, Zusammenhang Ventildruckabfall-Volumenstrom, Quelle: Moog Inc. (2009), S. 3 ff.

Um die Richtung der Kolben zu steuern, wurden Schaltventile – sogenannte „Schwarz-Weiß-Ventile“ – der Firma Bosch Rexroth verbaut. Jedes Ventil verfügt über zwei Schaltmagnete die durch Gleichspannungssignale von 24 V geschaltet werden. Je nach angesteuerten Magneten bewegt sich der Kolben nach links oder nach rechts. Wird kein Signal an das

Ventil geschickt, zentrieren Federn den Kolbenschieber in der Mittelstellung, in der der Ölstrom direkt in den Tank geleitet wird. In der nachfolgenden Tabelle werden die wichtigsten Eigenschaften genannt sowie eine Schnittdarstellung des Ventils und dazugehörigem Diagramm des Ventildruckabfalls in Abhängigkeit des Volumenstroms in Abbildung 61:

Tabelle 12: Auszug Datenblatt Schaltventil, Quelle: Bosch Rexroth (2009).

Bezeichnung	Bosch Rexroth 4WE 6 G6X/EG24N9K4	
Nenngröße	6	
max. Betriebsdruck [bar]	350	
max. Volumenstrom [l/min]	80	
Gleichspannung [V]	24	

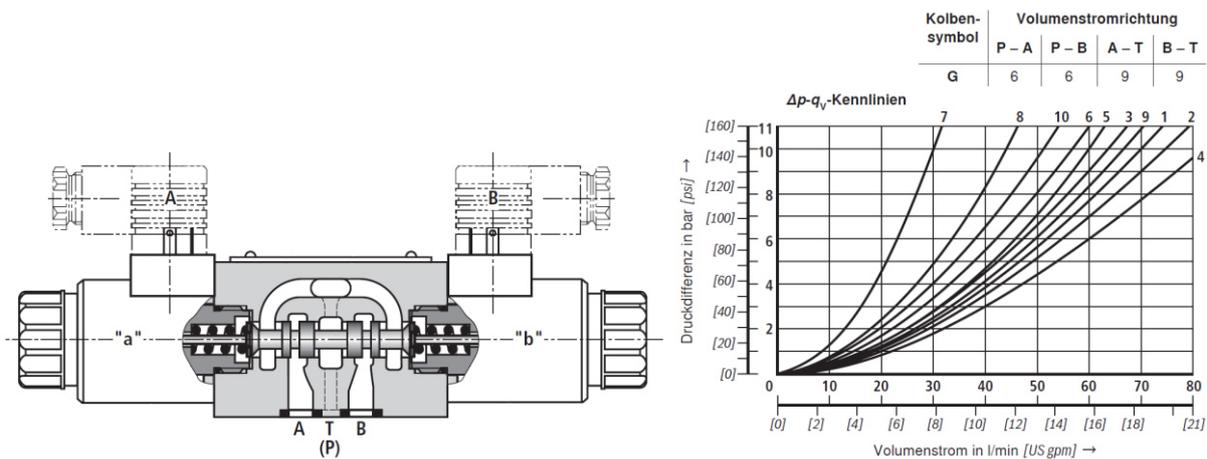


Abbildung 61: Schnittbild des Schaltventils, Volumenstrom in Abhängigkeit des Ventildruckabfalls, Quelle: Bosch Rexroth AG (2009).

Bei der vorgegebenen Drehgeschwindigkeit wird ein maximaler Volumenstrom von ca. 18 l/min erreicht. Dieser errechnet sich aus der Kolbenfläche, den maximalen Hub und der Zähnezahl.

$$V = A_{\text{Kolben}} \cdot s_{\text{Hub}} \cdot z = 172,5 \cdot 2 \cdot 52 = 17940 \text{ cm}^3 \approx 18 \text{ dm}^3 = 18 \text{ l} \quad (46)$$

Dieses Volumen wird von einem Kolben benötigt um eine volle Umdrehung zu absolvieren. Beide Kolben zusammen brauchen somit 36 l für eine Umdrehung. Bei einer Vorgabe von einer Umdrehung in zwei Minuten ergibt das einen maximalen Durchfluss von 18 l/min.

3.1.3. Sensorik

Die Endlagen und Umschaltunkte der Kolben ist für die Steuerung notwendig, da die Schaltventile die dementsprechenden Ölpfade zur richtigen Zeit freigeben müssen. Bei dieser Variante werden induktive Sensoren der Firma Balluff verwendet. Ein Auszug aus dem Datenblatt bietet Tabelle 13.

Tabelle 13: Auszug aus Datenblatt induktiver Sensor, Quelle: Balluff GmbH (2016), Onlinequelle [17.03.2016].

Bezeichnung	Balluff BES00H3	
Schaltfunktion	SchließBer (NO)	
Betriebsspannung [V]	24	
max. Schaltfrequenz [Hz]	5.000	
Schaltabstand [mm]	1,5	

Insgesamt wurden zwölf induktive Sensoren am Schwenkantrieb verbaut. Dabei werden vier Sensoren für die Bestimmung der Endpositionen der Kolben verwendet. Sie sind exzentrisch in einer Hülse eingebracht und können so durch Drehen der Hülse leicht verstellt werden. Die restlichen acht Sensoren werden in Umfangsrichtung am Zahnkranz angebracht. Diese dienen zur Steuerung der Einschaltpunkte. Durch Verschieben am Zahnkranz können so die Steuerzeiten verkürzt oder verlängert werden. Abbildung 62 verdeutlicht die Anordnung der Sensoren und zeigt deren Benennung.

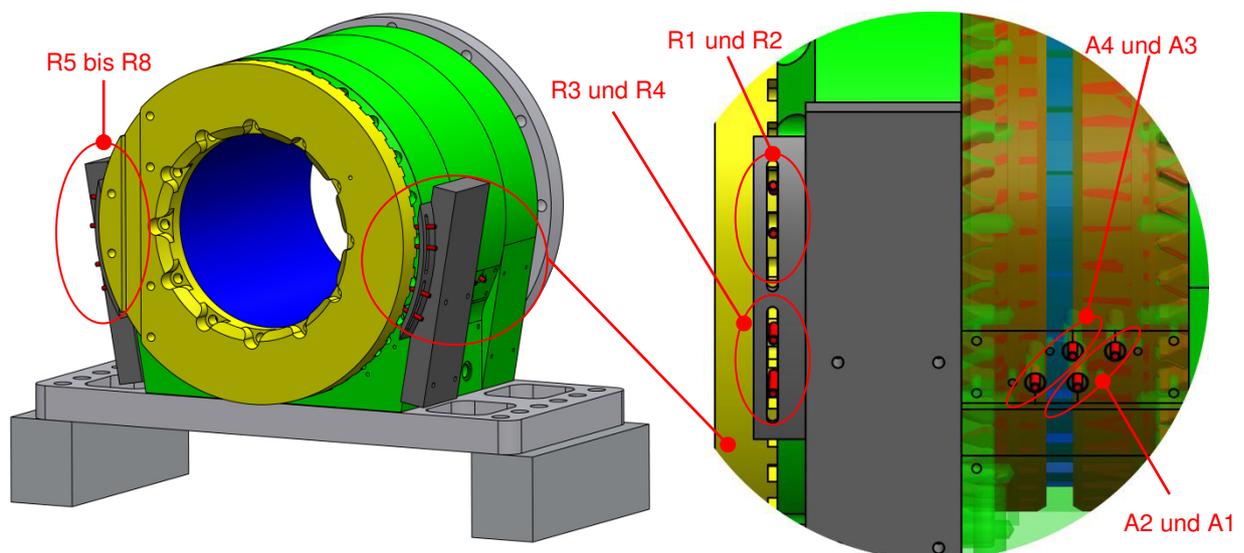


Abbildung 62: Anordnung der induktiven Sensoren, Quelle: eigene Darstellung.

3.1.4. Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Die Steuerung der Ventile sowie die Verarbeitung der Sensorsignale übernimmt eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) der Firma B&R Automation (Bernecker &

Rainer). Die Steuerung besteht im Wesentlichen aus einem Netzteil, den Input/Output-Modulen (I/O-Modulen) und der eigentlichen Recheneinheit mit Touch-Display. Ein zusätzliches Netzteil wird für die Versorgung des Ölkühlers benötigt. Alle Komponenten wurden in einen Schaltschrank auf Hutschienen montiert. Die SPS mit Touch-Display wurde in den Deckel des Schaltschranks eingepasst, so dass der Bediener nur das Display und die Schalter für die Stromversorgung sehen kann. Der Einbau und die Verkabelung wurden selbständig durchgeführt. Abbildung 63 zeigt den Aufbau.

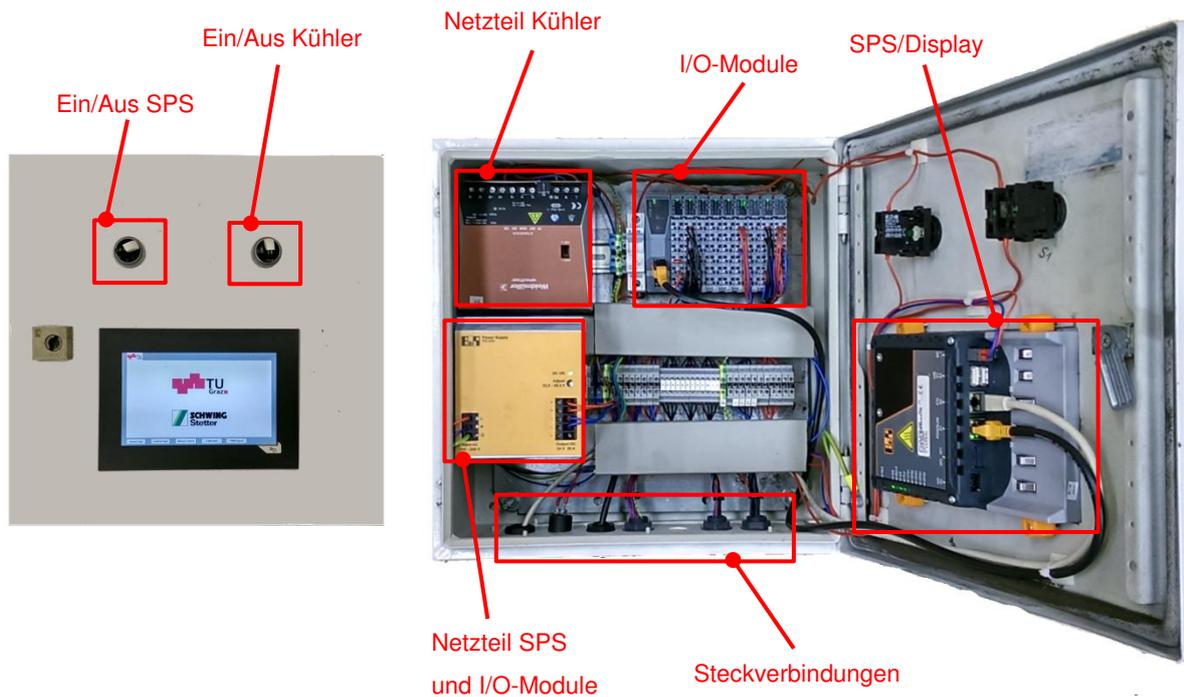


Abbildung 63: Schaltkasten geschlossen und offen, Quelle: eigene Darstellung.

Für die Steckverbindungen werden Rundstecker verwendet. Ein passender Kabelbaum wurde mit unterschiedlichen Steckverbindungen für die Ventile und Sensoren hergestellt. Die Verkabelung wurde bereits für beide Antriebe vorgesehen. Die Programmierung der SPS erfolgt an einem PC und wird via Netzwerkkabel auf die SPS übermittelt. Die einzelnen Komponenten werden in den nächsten Abschnitten beschrieben.

Das Netzteil für die Versorgung der SPS sowie aller I/O-Module weist folgende Eigenschaften auf:

Tabelle 14: Auszug aus Datenblatt Netzteil, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2013).

Bezeichnung	B&R 0PS1200.1	
Nennspannung [VDC]	24	
max. Ausgangsstrom [A]	20	
Ausgangsleistung [W]	480	
Eingangsnennspannung [VAC]	100 – 240	

Das zusätzliche Netzteil für den Ölkühler wurde von der Firma Schwing zur Verfügung gestellt und hat ähnliche Leistungsdaten wie das B&R-Gerät.

Tabelle 15: Auszug aus Datenblatt SPS, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014d).

Bezeichnung	B&R 4PPC70.0702-20B	
Bedienung	analog resistiver Touch Screen	
Prozessor	Intel ATOM 333 MHz	
Displaygröße [in]	7	
Auflösung	800 x 480	
Nennspannung [VDC]	24	
max. Leistungsaufnahme [W]	15	
Speicher DRAM [MB]	256	
remanenter Speicher [kB]	32	
typische kürzeste Zykluszeit [ms]	1	
kürzeste Zykluszeit [ms]	0,4	

Für den Betrieb beider Antriebe werden folgende I/O-Module benötigt:

- 1 digitales Input-Modul (DI)
- 1 analoges Input-Modul (AI)
- 1 digitales Output-Modul (DO)
- 1 analoges Output-Modul (AO)

Tabelle 16: Auszug aus Datenblatt DI-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014a).

Bezeichnung	B&R X20DI9371	
digitale Eingänge	12	
Nennspannung Eingänge [VDC]	24	
Eingangsstrom [mA]	3,75	
Schaltswelle High [VDC]	15	

Jeder der zwölf induktiven Sensoren benötigt einen digitalen Eingang. Das Regelventil für die Steuerung der Geschwindigkeit wird durch ein Stromsignal im Bereich von 12 – 20 mA angesteuert. Dieses Signal kann im AO-Modul erzeugt werden. Für die Ansteuerung der beiden Schaltventile werden insgesamt vier digitale Outputs benötigt. Die restlichen Module werden für die Regelung des PT 2 benötigt.

Tabelle 17: Auszug Datenblatt AO-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014b).

Bezeichnung	B&R X20AO4362	
analoge Ausgänge	4	
Signalausgangsarten	$\pm 10 \text{ V} / 0 - 20 \text{ mA}$	
Auflösung	16 Bit	
Wandlungszeit [μs]	50	

Je nach Wahl der Anschlussklemmen, kann das AO-Modul entweder ein Spannungs- oder Stromsignal ausgeben. Die Belegung der einzelnen I/O-Ports wird in Abbildung 64 gezeigt. Die AO-Anschlüsse für die Regelventile des PT 2 sind ausgegraut, da sie für die Funktion des PT 1 nicht von Bedeutung sind. Die digitalen Ausgänge werden an die Plus-Klemmen der Schaltventil-Magnete angeschlossen. Durch die Schaltlogik der Software muss verhindert werden, dass zu keiner Zeit beide Magnete eines Ventils angesteuert werden.

Tabelle 18: Auszug Datenblatt DO-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014c).

Bezeichnung	B&R X20DO8332	
digitale Ausgänge	8	
Schaltspannung [VDC]	24 –15% / +20%	
Ausgangsnennstrom/Port [A]	2	
Schaltverzögerung [µs]	< 300	
max. Schaltfrequenz [Hz]	500	

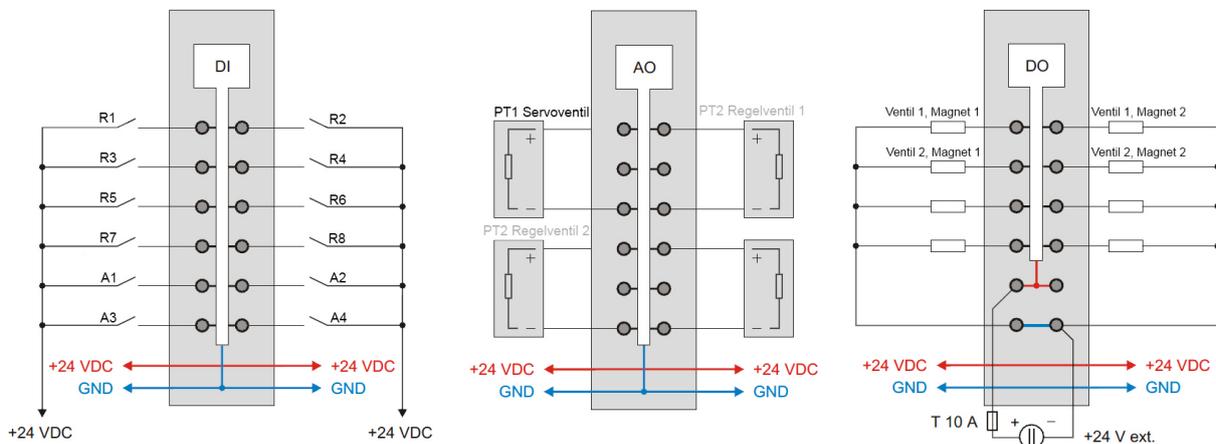


Abbildung 64: Belegung der Anschlussklemmen des DI-, AO- und DO-Moduls, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2014a, 2014b, 2014c).

3.2. Funktionsweise

Die Kolben sind durch Formschluss mit der Welle drehfest verbunden und lassen sich nur axial bewegen. Wird nun ein Kolben so weit verschoben, dass er in die Verzahnung des Gehäuses eingreift, entsteht eine Drehbewegung der Kolben und somit der Welle. Das Gehäuse ist dabei fest am Prüfstandsgestell verschraubt. Um jedoch Kollisionen der Kolben und Gehäuse zu verhindern, müssen die Kolben mit einem bestimmten zeitlichen Versatz verfahren. Um eine konstante Drehgeschwindigkeit zu erreichen, müssen die Kolben mit gleichmäßiger Geschwindigkeit den vollen Hub vollziehen. Ist z.B. der Kolben 1 in einer Endposition angelangt, so übernimmt der Kolben 2 die volle Traglast. Der Kolben 1 wartet so lange in der Endposition bis der Kolben 2 ca. 40 – 50 % seines maximalen Hubes zurückgelegt hat. Dieser Weg reicht aus, um das Flankenspiel des Kolben 1 zu überwinden und eine Verzahnung mit der nächsten Zahnflanke des gegenüberliegenden Gehäuses zu ermöglichen. Ist dies der Fall, so bewegt sich der Kolben 1 in die andere Endposition.

Derweil ist der Kolben 2 in der Endposition angelangt und wartet bis der Kolben 1 dessen Flankenspiel überwunden hat. Durch die axialen Sensoren A1, A2, A3 und A4 werden die Endpositionen der Kolben ermittelt, wobei:

- A1 der äußere Anschlag und
- A2 der innere Anschlag für den Kolben 2 ist, sowie
- A3 der innere Anschlag und
- A4 der äußere Anschlag für den Kolben 1 ist.

Wie bereits erwähnt sind diese Sensoren exzentrisch in eine Hülse eingeschoben und messen direkt jeweils am inneren Kolbenabsatz. Durch drehen der Hülse lassen sich so die Endanschläge axial verschieben und somit den maximalen Hub der Kolben verändern. Erreicht ein Kolben den inneren Anschlag (A2 bzw. A3) so schaltet der induktive Sensor auf „HIGH“ und der Kolben wird gestoppt. Die äußeren Sensoren funktionieren umgekehrt - sie sind stets auf „HIGH“ geschaltet. Erreicht ein Kolben die äußere Position so verlässt der Kolbenabsatz den notwendigen Schaltabstand und der Sensor schaltet auf „LOW“. Damit wird das Erreichen der äußeren Endposition angezeigt. Somit werden die axialen Sensoren dazu verwendet, um die entsprechenden Schaltventile in die Mittelstellung zu schalten und so die Bewegung der Kolben zu stoppen.

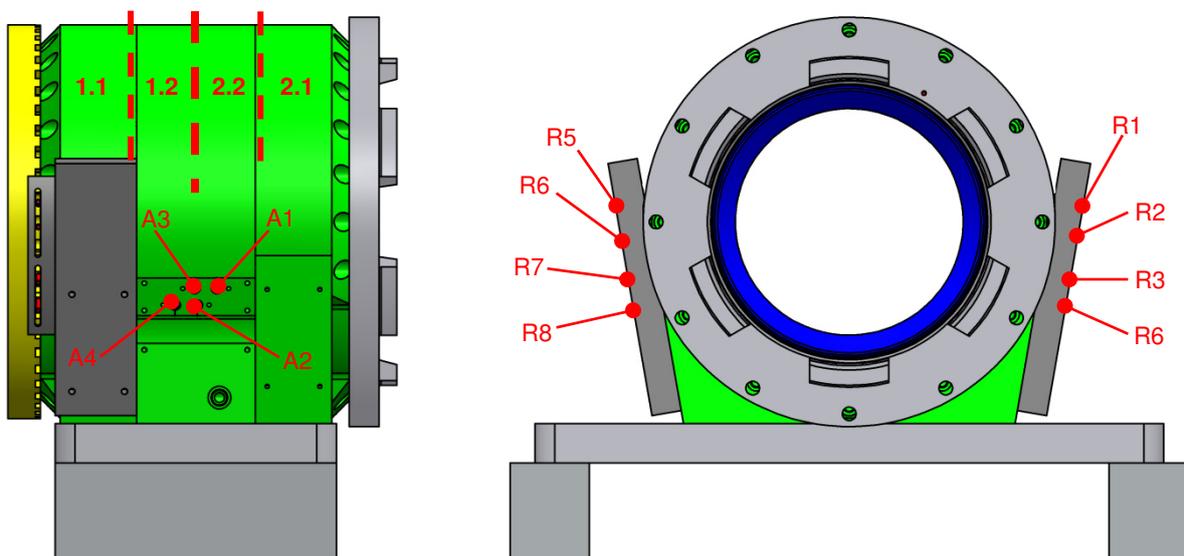


Abbildung 65: Benennung der Sensoren sowie der Druckkammern, Quelle: eigene Darstellung.

Um die Kolben zum richtigen Zeitpunkt in Bewegung zu setzen, werden die radial angeordneten Sensoren verwendet – R1 bis R8. Wobei R1 bis R4 für die Drehung nach links und die Sensoren R5 bis R8 für die Drehung nach rechts benötigt werden. Der auf die Welle montierte Zahnkranz mit 52 Zähnen sorgt für die nötigen Schaltimpulse. Je nach Anordnung der Sensoren können so die Schaltzeitpunkte früher oder später erfolgen. Abbildung 65 zeigt die Anordnung der Sensoren, sowie die Benennung der Zylinderkammern.

Tabelle 19: Zusammenhang der Sensoren und Zylinderkammern, Quelle: eigene Darstellung.

Kammer	bewegt	Linksdrehung		Rechtsdrehung	
		einschalten wenn	ausschalten wenn	einschalten wenn	ausschalten wenn
1.1	Kolben 1 nach innen	R1 auf 1	A3 auf 1	R6 auf 1	A3 auf 1
1.2	Kolben 1 nach außen	R2 auf 1	A4 auf 0	R5 auf 1	A4 auf 0
2.1	Kolben 2 nach innen	R3 auf 1	A2 auf 1	R8 auf 1	A2 auf 1
2.2	Kolben 2 nach außen	R4 auf 1	A1 auf 0	R7 auf 1	A1 auf 0

Die Kammern sind je mit einem Anschluss eines Schaltventils verbunden. Dabei übernehmen jeweils zwei Sensoren die Ein- und Ausschaltpunkte eines Ölpfades. Der Zusammenhang ist in der Um die Kolben zum richtigen Zeitpunkt in Bewegung zu setzen, werden die radial-angeordneten Sensoren verwendet – R1 bis R8. Wobei R1 bis R4 für die Drehung nach links und die Sensoren R5 bis R8 für die Drehung nach rechts benötigt werden. Der auf die Welle montierte Zahnkranz mit 52 Zähnen sorgt für die nötigen Schaltimpulse. Je nach Anordnung der Sensoren können so die Schaltzeitpunkte früher oder später erfolgen. Abbildung 65 zeigt die Anordnung der Sensoren, sowie die Benennung der Zylinderkammern.

Tabelle 19 dargestellt.

3.3. Steuerungssoftware

Die Software der SPS soll die Signale der Sensoren verarbeiten und dementsprechend die Ventile steuern. Der Benutzer kann den Schwenkantrieb manuell oder gesteuert bedienen. Bei der manuellen Bedienung werden lediglich die unterschiedlichen Zylinderkammern unter Druck gesetzt. Der Benutzer ist für die richtige Schaltfolge verantwortlich. Eine flüssige Drehbewegung ist dadurch nicht erreichbar, deswegen wurde diese Variante nur für Testzwecke verwendet. Im automatischen Betrieb übernimmt die Steuerung die Ansteuerung der nötigen Zylinderkammern um eine flüssige Drehbewegung zu erreichen. Bei dieser Variante werden lediglich die gewünschte Drehrichtung und Drehgeschwindigkeit durch den Benutzer vorgegeben.

Es werden zwei Softwarepakete für den Betrieb des PT 1 benötigt. Für die Erstellung der Programme wurde die Entwicklungsumgebung „Automation Studio“ (Version V 4.2.2134 2015.05.26.134) der Firma B&R Automation verwendet. Damit lassen sich die I/O-Ports Variablen zuweisen und Benutzeroberflächen können erstellt werden. Für den Betrieb am Prüfstand, wurde eine Software erstellt, die beide Prototypen gleichzeitig betreiben kann.

Nach dem Start der SPS erscheint die in Abbildung 66 dargestellte Benutzeroberfläche („Home“-Maske).

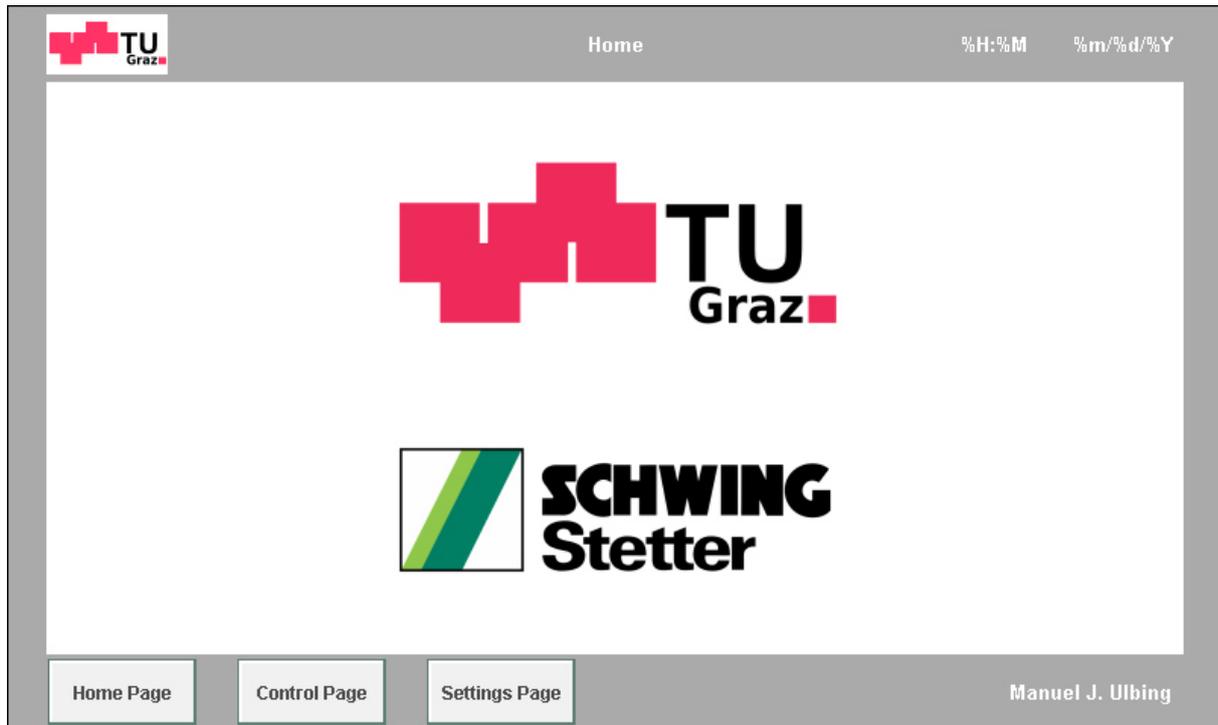


Abbildung 66: Home-Maske, Quelle: eigene Darstellung.

In der rechten oberen Ecke werden aktuelle Uhrzeit und aktuelles Datum angezeigt. Durch den Button „Control Page“ gelangt man zur Maske, die für die automatische Steuerung der Antriebe zuständig ist – dargestellt in Abbildung 67.

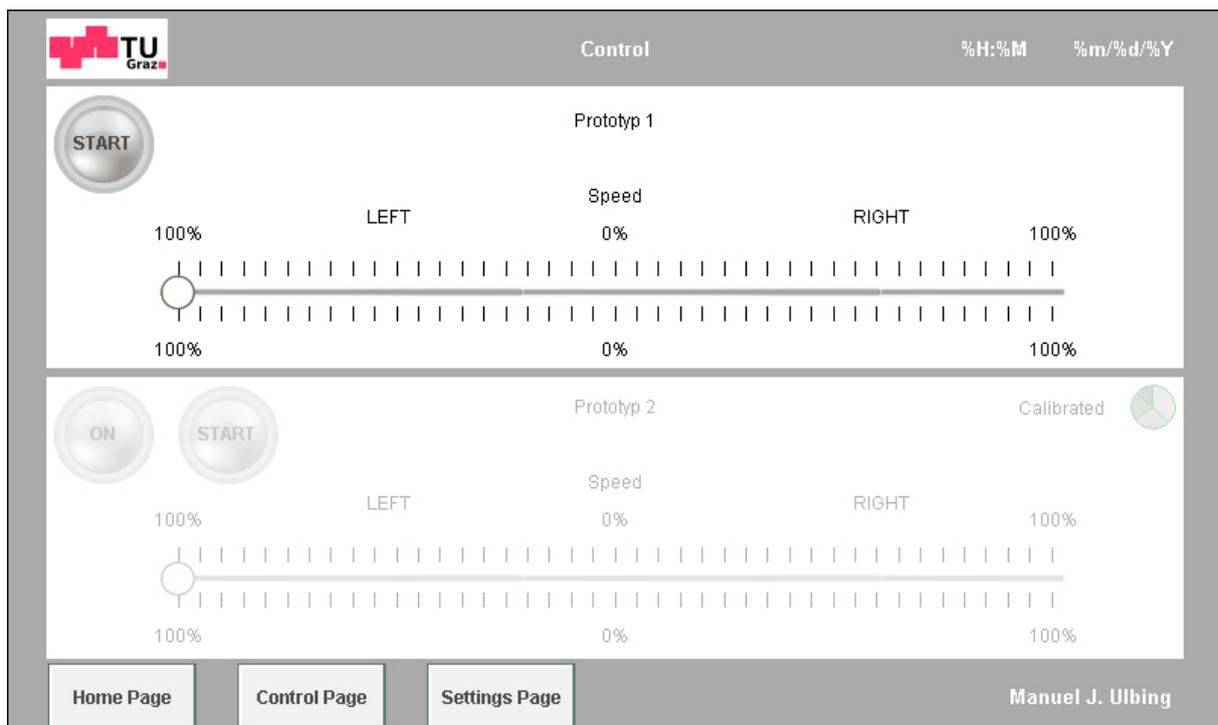


Abbildung 67: Control-Maske, Quelle: eigene Darstellung.

Der untere Bereich dieser Maske ist für die Bedienung des PT 2 verantwortlich und deswegen ausgegraut. Um den PT 1 automatisch betreiben zu können muss lediglich der „START“-Button gedrückt werden und über den Schieberegler eine Geschwindigkeit in die gewünschte Drehrichtung vorgeben werden.

```

IF ui_OnOff_manualControl_PT1 = 0 THEN // wenn manuelle Steuerung deaktiviert
  IF ui_stop_PT1 > 0 THEN // wenn START-Button aktiviert
    int_flagAutomatic := TRUE;

    IF ui_speed_percent_PT1 > 0 THEN // wenn Schieberegler nach rechts bewegt wird
      ui_rechts := TRUE; // Information für Control-Programm, dass rechte Drehrichtung

      o_Regelventil := REAL_TO_INT(19660 + (ABS(ui_speed_percent_PT1) / 100 * 13106));
      // Berechnung des Regelventil-Signals

    ELSIF ui_speed_percent_PT1 < 0 THEN // wenn Schieberegler nach links bewegt wird
      ui_links := TRUE; // Information für Control-Programm, dass linke Drehrichtung

      o_Regelventil := REAL_TO_INT(19660 + (ABS(ui_speed_percent_PT1) / 100 * 13106));
      // Berechnung des Regelventil-Signals

    ELSIF ui_speed_percent_PT1 = 0 THEN // wenn Schieberegler in Null-Position
      ui_links := FALSE; // Drehrichtung nach links
      ui_rechts := FALSE; // und Drehrichtung nach rechts sind deaktiviert
      o_Regelventil := 0; // Durchfluss wird gestoppt, Regelventil in Null-Stellung
    END_IF
  END_IF

```

Abbildung 68: Auszug aus dem Programmcode des PT 1, Quelle: eigene Darstellung

In Abbildung 68 ist ein Teil des Steuerungscode abgebildet. Es werden nur einzelne Auszüge aus dem Programmcode dargestellt welche die wichtigsten Logikbausteine enthalten. Die verwendete Programmiersprache ist strukturierter Text. Diese textuelle Programmiersprache dient zur schnellen und effizienten Programmierung und deckt die meisten Standardfunktionen ab. Zuerst wird abgefragt, ob die manuelle Steuerung deaktiviert ist. Ist dies der Fall, so wird der Status des „START“-Buttons abgefragt. Ist dieser aktiviert, wird die Position des Schiebereglers ausgewertet. Ist der vorgegeben prozentuale Wert positiv, so wünscht der Bediener eine Drehung nach rechts. Ist der Wert negativ, wird eine Linksdrehung hervorgerufen. Das jeweilige Signal an das Regelventil wird – ausgehend von der Mittelposition mit dem Integer-Wert „19660“ – hinzuaddiert. Befindet sich der Schieberegler in der Mittelposition („0 %“), so wird der Wert „0“ an das Regelventil geschickt. Dadurch wird der Kolbenschieber in die Sperrposition geschoben. Die Variablen „ui_links“, „ui_rechts“ und „int_flagAutomatic“ dienen als Eingangssignal für den Kontaktplan, welcher in Abbildung 69 dargestellt ist.

Der linke senkrechte Strich signalisiert den Beginn eines Kontaktplans. Der rechte senkrechte Strich das Ende. Am Ende jedes Kontaktplans muss eine Ausgangsvariable stehen – eine sogenannte Spule (hier „o_Schaltventil_11“). Diese repräsentiert den Befehl an das Schaltventil damit der Ölpfad zur Kammer 1.1 mit der Druckleitung verbunden wird. Auf der linken Seite stehen die Bedingungen die letztendlich den Befehlen ihren Wert geben. Es handelt sich hier um boolesche Werte, d.h. dass der Befehl entweder 1 oder 0 sein kann. Das Flip-Flop-Element („RS“) erkennt steigende Flanken der unterschiedlichen Signalpfade

und setzt den Ausgang entweder auf 1 oder 0. Die anderen Symbole repräsentieren Kontakte, welche mit Schaltern verglichen werden können. Steigt die angeschlossene Variable eines Kontakts auf 1, so wird der Signalfluss auf Durchgang geschaltet. Sind z.B. die Variablen „*int_flagAutomatic*“, „*ui_rechts*“ und „*i_R6*“ auf 1, so schaltet das Flip-Flop den Ausgang „*o_Schaltventil_11*“ auf 1. Dies entspricht der Bewegung des Kolbens 1 bei einer Rechtsdrehung nach innen. Dementsprechend wird der Ausgang auf 0 gesetzt, wenn andere Signalpfade durchschalten (siehe Logik nach Tabelle 19). Das abgebildete Netzwerk ist für jede Schaltstellung der Schaltventile realisiert. Somit weist die automatische Steuerung des PT 1 insgesamt vier solcher Netzwerke auf.

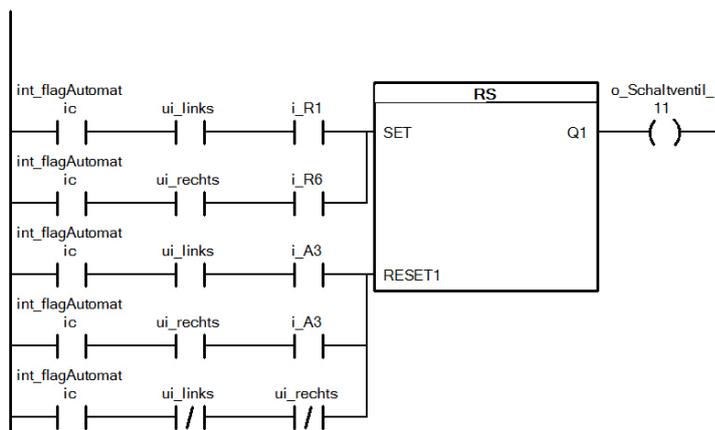


Abbildung 69: Auszug aus dem Kontaktplan des PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

Für die manuelle Steuerung des PT 1 werden die einzelnen Schaltstellungen der Schaltventile separat geschaltet. Dabei muss für eine bestimmte Drehrichtung eine strikte Schaltabfolge stattfinden. Über den Button „*Settings Page*“ gelangt man zu einer Oberfläche, mit der man die wichtigsten Eigenschaften und Einstellungen beider Antriebe einstellen kann. Da die Steuerung des PT 1 vergleichsweise einfach gestaltet ist, befinden sich hauptsächlich Werte und Anzeigen des PT 2 auf dieser Seite. Mit dem Button „*Man. Control 1*“ gelangt man zur manuellen Steuerung des PT 1. Auf dieser Seite hat der Benutzer die Möglichkeit, alle vier Zylinderkammern separat anzusteuern – siehe Abbildung 70. Die Programmlogik verhindert aber das gleichzeitige Schalten zweier gegenüberliegender Kammern. Den Kolbenhub des Regelventils bzw. den Volumenstrom und damit die Geschwindigkeit, wird über einen Schieberegler vorgegeben. Es befinden sich zwölf LED-Anzeigen auf der Maske. Diese geben Auskunft über die aktuell aktiven Sensoren. So kann der Bediener leichter die Reihenfolge der Schaltungen erkennen, bzw. die Position der Sensoren verändern, um die Gleichmäßigkeit zu optimieren. Um die manuelle Steuerung zu aktivieren, muss zuerst der Button „*ON*“ aktiviert werden. Dieser Button ist mit der Variable „*ui_OnOff_manualControl_PT 1*“ im Programmcode verbunden – siehe Abbildung 72.

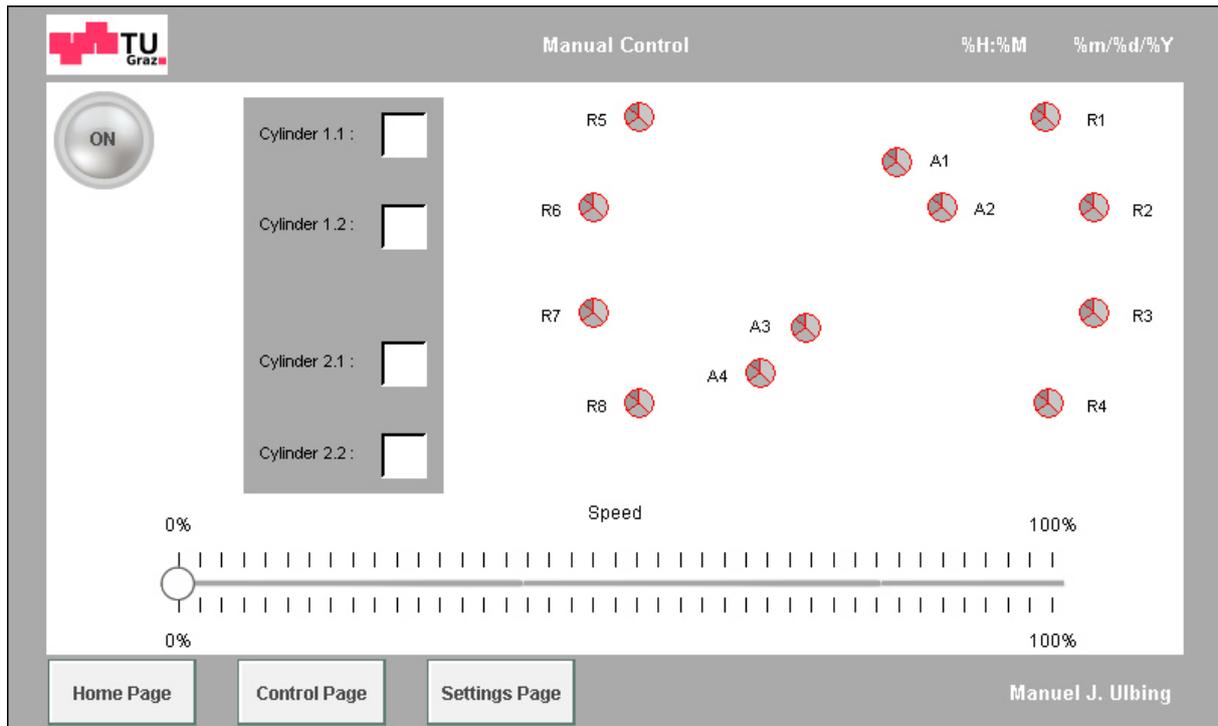


Abbildung 70: Manual-Control-Maske für PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

Abbildung 71: Manual-Control-Maske für PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

Die nachfolgende Abbildung schließt an den vorhin gezeigten Programmcode an. Falls der „START“-Button auf der „Control“-Seite nicht aktiviert ist, so werden alle Variablen auf die Standardwerte zurückgestellt. Um Konflikte zu vermeiden, muss bei aktiver manueller Steuerung, die automatische Steuerung deaktiviert sein. Das Verhalten einer Benutzereingabe für eine Zylinderkammer ist unter dem Kommentar „// Schaltventil 1.1“ ersichtlich. Es kann nur eingeschaltet werden, wenn die gegenüberliegende Kammer ausgeschaltet ist. Diese Logik ist für die weiteren drei Kammern ebenfalls vorhanden.

```

ELSE                                     // Falls START-Button nicht aktiviert
  ui_links := FALSE;                     // und Drehrichtung nach rechts sind deaktiviert
  ui_rechts := FALSE;                    // Durchfluss wird gestoppt, Regelventil in Null-Stellung
  int_flagAutomatic := FALSE;
  o_Regelventil := 0;                    // Durchfluss wird gestoppt, Regelventil in Null-Stellung
  ui_speed_percent_PT1 := 0;             // Schieberegler wird in Null-Position verschoben
END_IF
// wenn automatischer Betrieb, manueller Betrieb wird ausgeschlossen
ui_speed_percent_manPT1 := 0;
ELSIF int_flagAutomatic = FALSE AND ui_OnOff_manualControl_PT1 > 0 THEN //wenn manueller Betrieb
  ui_stop_PT1 := 0;
  ui_speed_percent_PT1 := 0;

  // Schaltventil 1.1
  IF ui_11 <> o_Schaltventil_11 THEN // wenn eine Änderung vorliegt
    IF ui_11 = 0 THEN // wenn ausgeschaltet wird
      o_Schaltventil_11 := 0;
    ELSIF ui_12 = 0 THEN // wenn eingeschaltet wird muss andere Kammer aus sein
      o_Schaltventil_11 := 1;
    ELSE
      ui_11 := 0;
    END_IF
  END_IF
END_IF

```

Abbildung 72: Auszug aus dem Programmcode des PT 1, Quelle: eigene Darstellung.

In der nachstehenden Tabelle soll nochmals die Bezeichnung der Variablen erklärt werden.

Tabelle 20: Bedeutung der Variablenbezeichnung, Quelle: eigene Darstellung.

Präfix	Bedeutung
<i>int_</i>	<i>Internal</i> – programminterne Variable
<i>ui_</i>	<i>User Input</i> – Variable die vom User gesetzt wird
<i>uo_</i>	<i>User Output</i> – Variable die Informationen an den User gibt
<i>i_</i>	<i>Input</i> – physikalischer Eingang am I/O-Modul
<i>o_</i>	<i>Output</i> – physikalischer Ausgang am I/O-Modul
<i>k_</i>	<i>Konstant</i> – Unveränderliche Variable mit fixem Wert
<i>p_</i>	<i>Permanent</i> – dauerhaft gespeicherte Variable

3.4. Prüfläufe und Ergebnisse

Es wurden Prüfläufe in beide Drehrichtungen vollzogen. In diesem Kapitel werden nur die Ergebnisse der Linksdrehung diskutiert. Zuerst wurde bei annähernd gleichem Druck der Durchfluss und somit die Drehgeschwindigkeit variiert. Dabei wurden die Signale der Sensoren sowie die Drücke in den Kammern gemessen. Danach wurde bei gleichbleibendem Durchfluss unterschiedliche Betriebsdrücke eingestellt. Während die Signale der Sensoren über die SPS und das Automation Studio aufgenommen wurden, sind die Drücke in den Kammern über ein externes Messgerät der Firma Hydac aufgezeichnet worden. Das Messgerät wurde dann über ein USB-Kabel an den Computer angeschlossen, um die Daten auszuwerten.

In Abbildung 73 ist ein Zeitverlauf der Sensorsignale bei einem Betriebsdruck von 122 bar und einem Regelventilsignal von 14 mA dargestellt. Das Signal von 14 mA entspricht einer Ventilöffnung von 25 %. Es gibt vier Diagrammverläufe, jeweils einer pro Zylinderkammer. Diese sind durch die schwarz-strichlierte Linie getrennt. Die Reihenfolge entspricht dem Aufbau am Prüfstand. Zu sehen ist ein Ausschnitt von 30 Sekunden. Bei einem Signalanstieg des Sensors „R1“ öffnet das Schaltventil den Druckanschluss zur Kammer 1.1. Der Kolben 1 bewegt sich. Erreicht der Kolben 1 den Sensor „A3“ so steigt dessen Signal und schaltet das Schaltventil in die Mittelstellung. Somit hat dieser Kolben die innere Endposition erreicht und der Kolben steht still. Die Zeitspanne für diesen Hub wird im Diagramm als „*T_ein_1.1*“ bezeichnet. Nun muss das Flankenspiel überwunden werden. Dies erledigt der Kolben 2, der sich gerade auf ungefähr 50 % seines Hubes befindet. Diese kurze Wartezeit wird im Diagramm als „*T_warten_1*“ bezeichnet. Danach steigt das Signal des Sensors „R2“ und das Schaltventil verbindet die Druckleitung mit der Kammer 1.2. Der

Kolben bewegt sich wieder nach außen. Das Gleiche geschieht bei Kolben 2, nur zeitversetzt. Durch verschieben der jeweiligen Sensoren, können so die Steuerzeiten verändert werden.

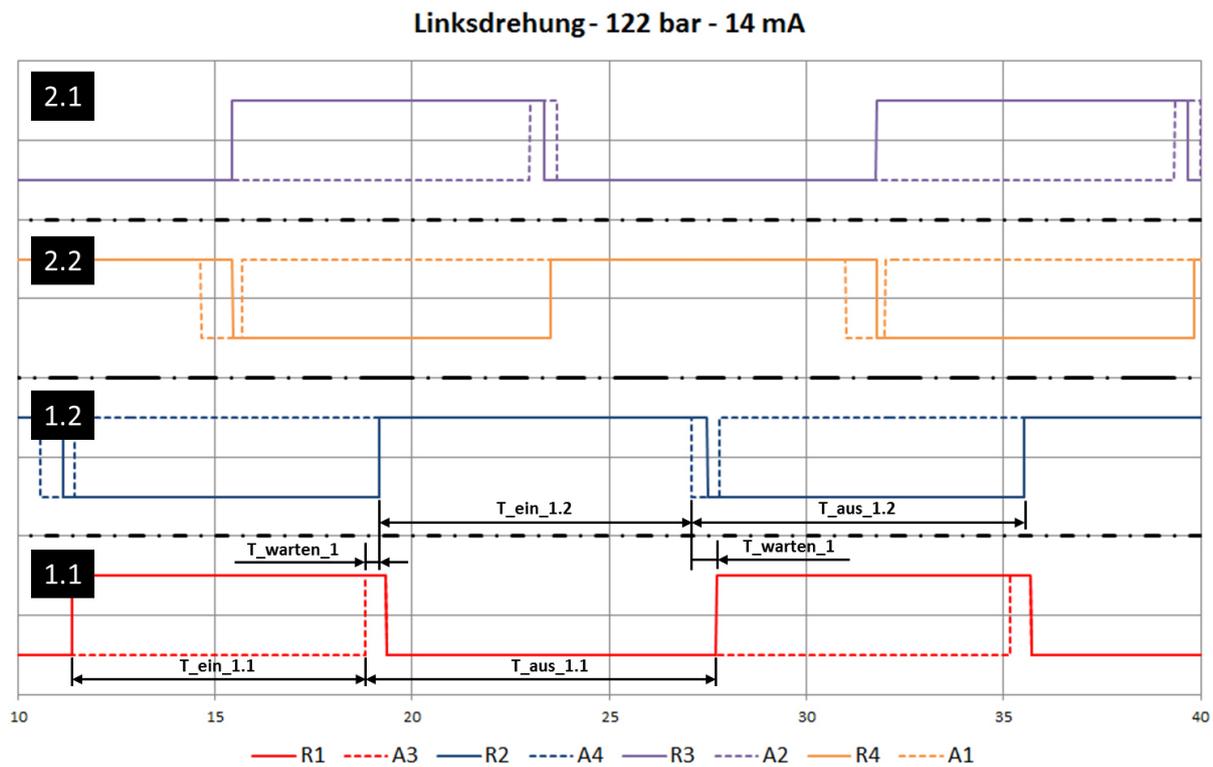


Abbildung 73: Signalverlauf der Schaltsensoren, Quelle: eigene Darstellung.

Wie bereits erwähnt, wurden diese Versuche bei unterschiedlichen Ventilstellungen durchgeführt. Aus den Signalen der Schaltsensoren, lassen sich nun die Steuerzeiten der Ventile berechnen (jeweils „ T_{ein} “). Aus den Zeiten aller Ventile eines Versuches wurde der Mittelwert gebildet und in Abbildung 74 grafisch dargestellt. Dabei entsprechen die Versuche:

- Versuch 1: 122 bar – 14 mA (entspricht 25 % der max. Ventilöffnung)
- Versuch 2: 110 bar – 16 mA (entspricht 50 % der max. Ventilöffnung)
- Versuch 3: 114 bar – 20 mA (entspricht 100 % der max. Ventilöffnung)

Der Durchfluss sollte laut Datenblatt des Moog Regelventils linear in Abhängigkeit des Steuersignals verlaufen (siehe Moog Inc. (2009), S. 8). Es ist aber zu erkennen, dass der Verlauf der Steuerzeiten über die Ventilöffnung nicht linear ist. Dies kann unter anderem von den verwendeten Druckwaagen hervorgerufen werden. Dieses Verhalten wurde nicht näher untersucht.

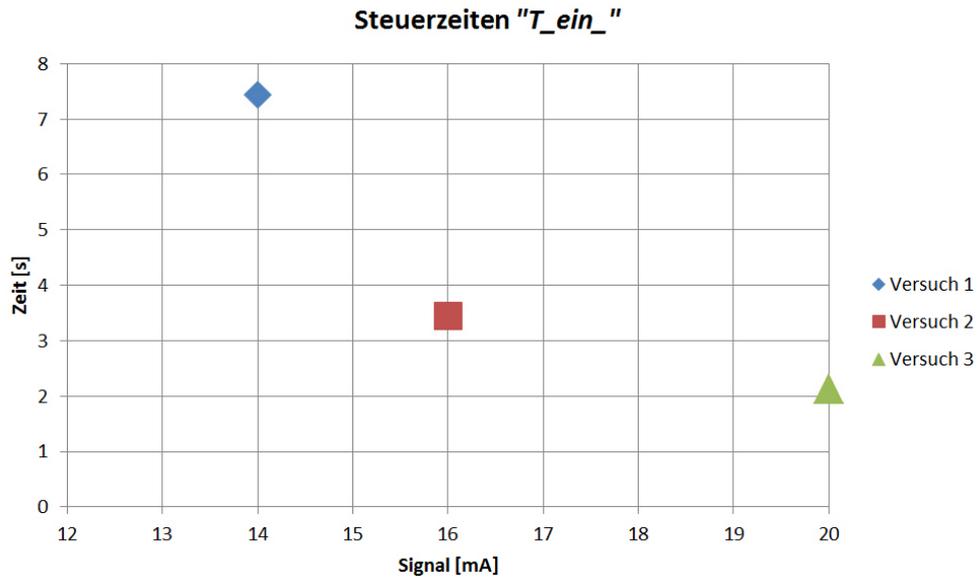


Abbildung 74: Steuerzeiten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Quelle: eigene Darstellung.

Bei weiteren Versuchsläufen stellte sich heraus, dass sich im Verlauf einer Umdrehung die Steuerzeiten, ohne Eingriff von außen, verändern. Dies lässt sich auf einen Teilungsfehler des äußeren Zahnkranzes zurückführen. Folgende Abbildung zeigt den Verlauf der Steuerzeiten der einzelnen Schaltventilstellungen über 40 Hübe. Dabei ist die große Schwankungsbreite gut zu erkennen. Durch dieses Verhalten ist es schwierig die optimalen Einstellungen zu finden und es kann Stellenweise zu Unstetigkeiten in der Drehbewegung kommen.

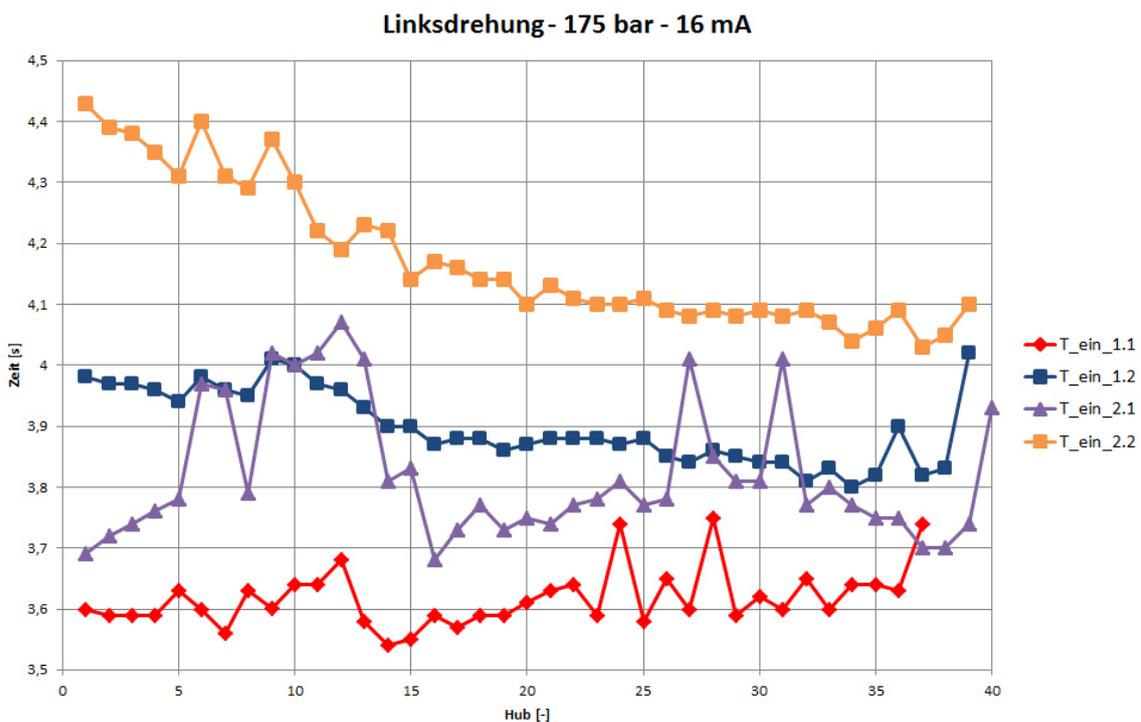


Abbildung 75: Verlauf der Steuerzeiten über 40 Hübe, Quelle: eigene Darstellung.

Durch Bohrungen in den einzelnen Gehäuseteilen, können von allen vier Kammern die Drücke gemessen werden. Es hat sich herausgestellt, dass bei beiden Kolben in jeweils eine Bewegungsrichtung erhöhte Reibung vorherrscht. Dies ist in Abbildung 76 zu sehen. Für die Bewegung des Kolben 1 nach innen (Kammer 1.1 unter Druck) und des Kolben 2 nach außen (Kammer 2.2 unter Druck) werden im Durchschnitt ungefähr 70 bar benötigt. Dies ist in den Diagrammen an der orangen (ca. bei 8 Sekunden) bzw. an der roten Linie (ca. bei 13 Sekunden) zu erkennen. In den jeweils anderen Richtungen (blaue und violette Linie) baut sich am Anfang der Bewegung der gesamte Betriebsdruck auf. Dies bedeutet, dass sich erst nach einer bestimmten Zeit der Kolben aus dem Stillstand losbricht. Es deutet darauf hin, dass die Kolben in diese Richtung eine erhöhte Reibung aufweisen. Dies kann durch Vorbeschädigungen oder Fertigungsfehlern verursacht worden sein. Ebenfalls zu erkennen ist, dass die Schaltzeiten bei den unterschiedlichen Drücken gleich sind. Das bedeutet, dass – wie erwünscht - die Geschwindigkeit unabhängig vom Druck ist (durch den Einsatz von Druckwaagen).

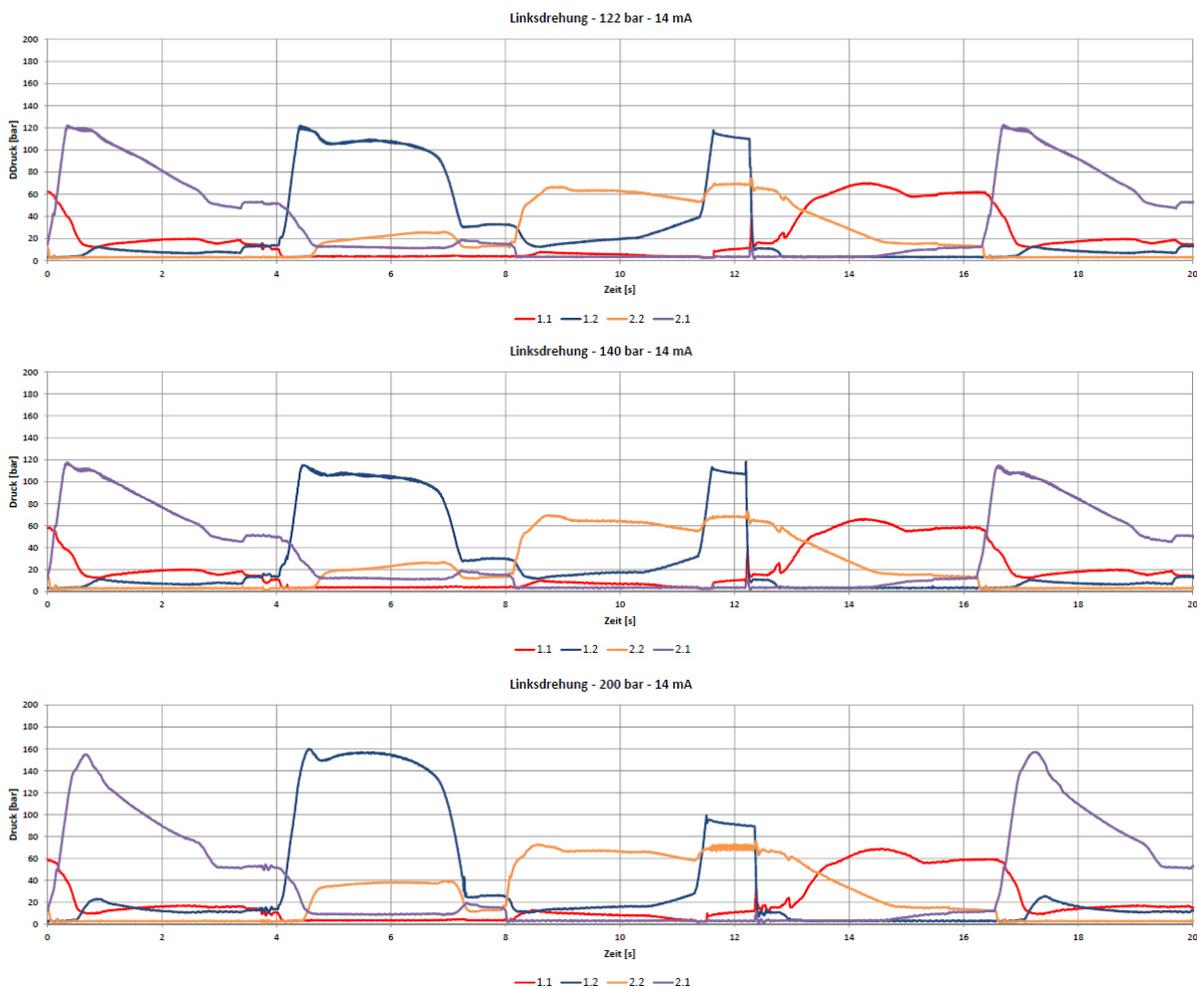


Abbildung 76: Druckverläufe der vier Kammern bei unterschiedlichen Betriebsdrücken (122 bar, 140 bar, 200 bar), Quelle: eigene Darstellung.

Der Druckverlauf der Kammer 1.2 weist eine abweichende Charakteristik auf als die anderen Druckverläufe. Legt man die Signalverläufe über die Druckkurven, so ist zu erkennen, dass nach dem Trennen der Druckleitung mit der Kammer 1.2 (kurz vor Sekunde 12) der Druck in dieser Kammer wieder ansteigt. Dies kann unter anderem davon kommen, dass der Kolben 1 zu tief in die Verzahnung fährt und dadurch das Flankenspiel zu gering ist. Dadurch wird er durch den Kolben 2, der gerade bei ungefähr 50 % seines Hubes ist, wieder aus der Verzahnung gedrückt. Da das Öl aber nicht entweichen kann, steigt in dieser Kammer der Druck. Dies ist auf die nicht optimal eingestellten Schaltzeiten zurück zu führen.

Wird ein Kolben nach der Stillstandszeit wieder in Bewegung gesetzt, ist zu erkennen, dass der Druck der aktiven Kammer des anderen Kolbens einbricht. Ursache dafür ist der doppelte Volumenstrombedarf der durch das Schalten des Ventils benötigt wird. Zusätzlich ist auch eine ungleichmäßige Traglast der Kolben zu erkennen und kann mitunter die Ursache dieses Problems sein. Dies bedeutet, dass obwohl beide Kolben in Bewegung sind und jeweils in eine Verzahnung eingreifen, die Aufteilung der Last nicht gleichmäßig erfolgt. Ursache dieses Problems ist wiederum die Einstellung der induktiven Sensoren. Weitere Testläufe wurden nicht gemacht.

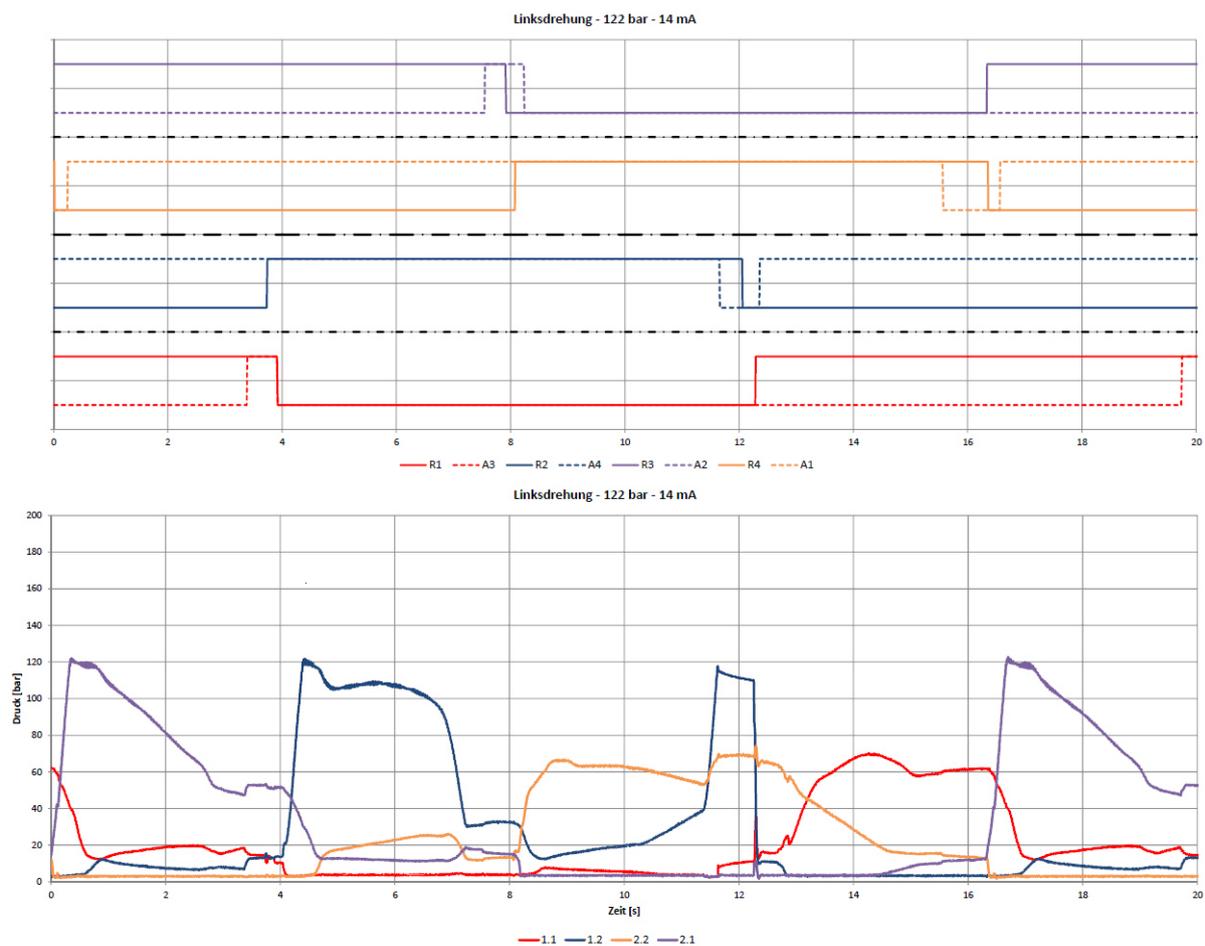


Abbildung 77: Signalverlauf und Druckverlauf über Zeit, Quelle: eigene Darstellung.

3.5. Fazit

Zu den Vorteilen zählen auf jeden Fall der einfache Logikaufbau der Steuerung sowie die Schmutzunempfindlichkeit des Hydraulikaufbaus. Wie das vorige Kapitel jedoch gezeigt hat, gibt es bei dieser Art der Steuerung einige Probleme. Obwohl mit freiem Auge und ohne äußere Last eine gleichmäßige Drehbewegung zu beobachten war, werden die kurzen Druckstöße und Unstetigkeiten durch die Länge des vierten Arms verstärkt. Dies resultiert in einer ruckartigen Rotation. Um diese Stöße zu beseitigen, müssen die Schaltzeiten optimal eingestellt werden. Da dieser Prototyp jedoch einen Teilungsfehler am Zahnkranz aufwies, konnte bezüglich des optimalen Rotationsverhaltens nur ein Kompromiss eingegangen werden. Das Einstellen der Sensorpositionen erwies sich als äußerst zeitaufwändig und mühsam. Die zwei Sechskantmuttern, die jeden Sensor in Position hielten, mussten gelockert werden um danach den Sensor neu positioniert zu können. Durch das Festschrauben der Muttern produzierte man wieder eine Abweichung von der gewünschten Position. Diese Einstellungen musste man bei allen acht radialen Sensoren machen. Zusätzlich konnte man noch die Ausschaltzeiten mit Hilfe der axial angebrachten Sensoren leicht verstellen. Mit der Zeit kann es auch vorkommen, dass sich die Verschraubungen lockern und sich so die Sensorpositionen ändern. Somit wäre der Aufbau der Sensorik zu sensibel für den Einsatz auf einem Baustellenfahrzeug. Ein weiterer Nachteil ist die Verspannung der Gehäuseteile. Dies resultiert wiederum von den abweichenden Schaltzeiten. Dadurch gibt es eine Relativbewegung der drei Gehäuseteile zueinander was wieder dazu führen kann, dass sich Verschraubungen lösen können. Ebenfalls wurde während den Testläufen ein erheblicher Ölaustritt beobachtet, der durch die auftretenden Spalte zwischen den Gehäuseteilen austrat.

Das grundlegende Problem ist, dass die Positionen der Kolben nicht zu jedem Zeitpunkt bekannt sind. Obwohl die Druckwaagen eine gleichmäßige Geschwindigkeit unabhängig der Belastung garantieren, wird eine bessere Variante benötigt. Dieses Problem kann mit induktiven Sensoren und der verwendeten Steuerungslogik nicht gelöst werden. Dies führte zur Entwicklung des PT 2, welcher durch eine Wegregelung jedes einzelnen Kolbens besser auf Störungen reagieren kann.

4. Prototyp II – Geregelter Antrieb

Nach erfolgreicher Inbetriebnahme des PT 1, wurde der Prüfstand so umgerüstet, dass die Inbetriebnahme des PT 2 erfolgen konnte.

4.1. Prüfstandsaufbau

Der grundlegende Aufbau des Prüfstandes blieb ident (siehe 3.1 Prüfstandsaufbau). Lediglich der neue Antrieb wurde aufgebaut sowie die Hydraulik und Sensorik angepasst.

4.1.1. Mechanik

Die grundsätzliche Mechanik des PT 2 unterscheidet sich nur gering von der des PT 1. Verbesserungen wurden hauptsächlich produktionsbedingt vollzogen. So werden z.B. vier baugleiche Gehäuseteile verwendet um den Produktionsaufwand zu verringern. Ebenso ist die Anbindung des Antriebes an die Arme anders konstruiert. Im Gegensatz zum PT 1 erfolgt der Drehmomentantrieb nicht einseitig sondern beidseitig über Laschen. Dadurch ist jedoch der Drehwinkel eingeschränkt, und eine vollkommene Umdrehung ist nicht mehr möglich. Die Abmessungen werden bereits in Abbildung 8 dargestellt und Abbildung 9 zeigt eine Schnittdarstellung mit den wichtigsten Bauteilen. Um das Verdrehen der Gehäuseteile zueinander zu verhindern, dient der Hydraulikblock des PT 2 als Passfeder. Somit wird das gesamte Paket etwas kompakter und stabiler.

Die hydraulisch-wirkenden Flächen haben sich im Gegensatz zum PT 1 leicht verändert. Der äußere Kolbendurchmesser ist mit $D = 342 \text{ mm}$ etwas größer als der des PT 1. Da der innere Kolbendurchmesser mit $d = 298 \text{ mm}$ etwas geringer ist als beim PT 1, wird die Kolbenfläche dadurch erhöht:

$$A_{\text{Kolben}} = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (342^2 - 298^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 22.116,81 \text{ mm}^2 \approx 221,17 \text{ cm}^2 \quad (47)$$

Die Verzahnung des PT 2 weist ebenfalls 52 Zähne auf und es können die vorherrschenden Kräfte und Momente mit den Formeln aus dem Kapitel 3.1.1. Mechanik berechnet werden. Die axiale Kolbenkraft entspricht:

$$F_{\text{Kolben,axial}} = p_{\text{max}} \cdot A_{\text{Kolben}} = 420 \cdot 10^5 \cdot 221,17 \cdot 10^{-4} = 886,91 \cdot 10^3 \text{ N} = 886,91 \text{ kN} \quad (48)$$

Der radiale Anteil ergibt:

$$F_{\text{Kolben,radial}} = \frac{F_{\text{Kolben,axial}}}{\tan \alpha} = \frac{886,91}{\tan 26,03} = 1.816,02 \text{ kN} \quad (49)$$

Das resultierende Moment über den Wirkradius von $r_{\text{wirk}} = 160 \text{ mm}$ ergibt sich dann zu:

$$M_T = F_{\text{Kolben,radial}} \cdot r_{\text{wirk}} = 1.816,02 \cdot 10^3 \cdot 160 \cdot 10^{-3} = 290,56 \cdot 10^3 \text{ Nm} \approx 290,6 \text{ kNm} \quad (50)$$

Dieses Moment ist für das Gelenk C vollkommen ausreichend. Der maximale Hub der Kolben ist mit $s_{\text{Hub}} = 18,6 \text{ mm}$ geringer als beim PT 1. Abbildung 78 zeigt eine Explosionsdarstellung des PT 2 (ohne Verschraubung). Gut zu erkennen ist, dass die vier Gehäuseteile (grün), zwei Kolben (rot), zwei Laschen (grau), zwei Lager (gelb) und die zwei Buchsen (orange) jeweils ident sind und so sich der Fertigungsaufwand verringert.

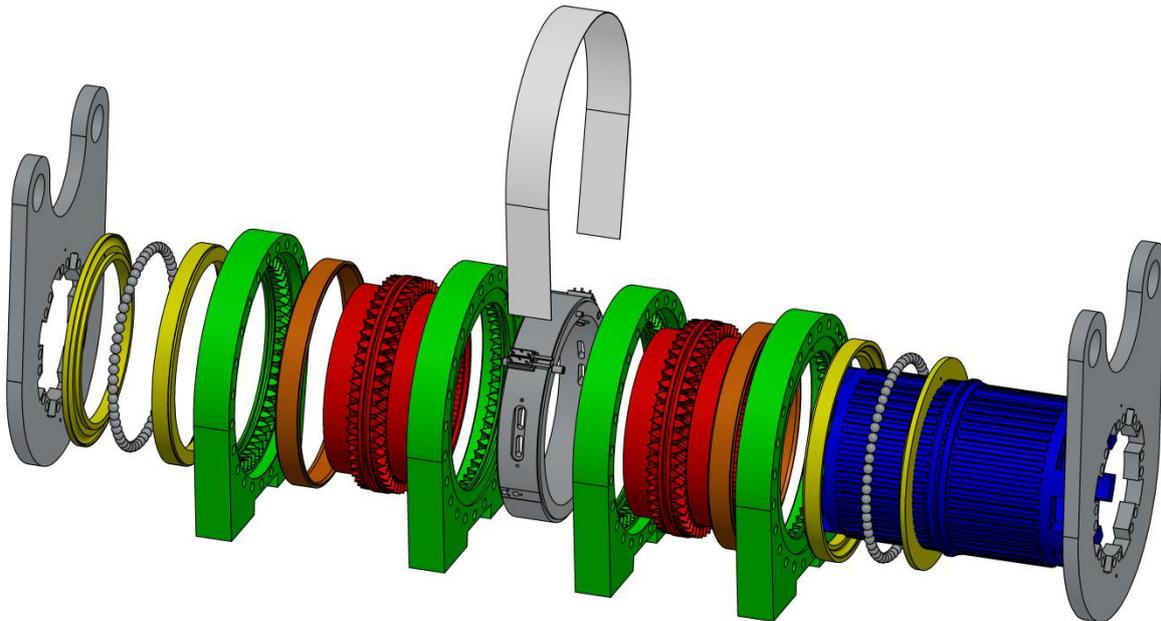


Abbildung 78: Explosionszeichnung PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

Zusätzliche entfallen die Aufnahmen für die Schaltsensoren, da für die Regelung nur noch zwei Wegmesssensoren notwendig sind. Diese sind über eine Vorrichtung direkt an die Kolbenbewegung gekoppelt.

4.1.2. Hydraulik

Der hydraulische Aufbau ist wesentlich einfacher als der des PT 1. Da die Bewegung jedes einzelnen Kolbens geregelt wird, ist eine Volumenstromaufteilung nicht mehr nötig. Der Durchfluss zu jeder Kammer wird nun über zwei 4/3-Wege-Regelventile mit Fail-Safe-Stellung gesteuert – eines pro Kolben. Sie übernehmen auch die Aufgabe der Schaltventile und steuern den Zu- und Abfluss des Öles zu bzw. von den Kammern. Die Ventile sind an einem Hydraulikblock angeschraubt welcher, wie bereits erwähnt, als Passfeder direkt in die Nut der vier Gehäuseteile eingeschraubt wird. Der restliche hydraulische Aufbau des Prüfstandes bleibt unverändert. Abbildung 79 zeigt den Hydraulikplan des PT 2.

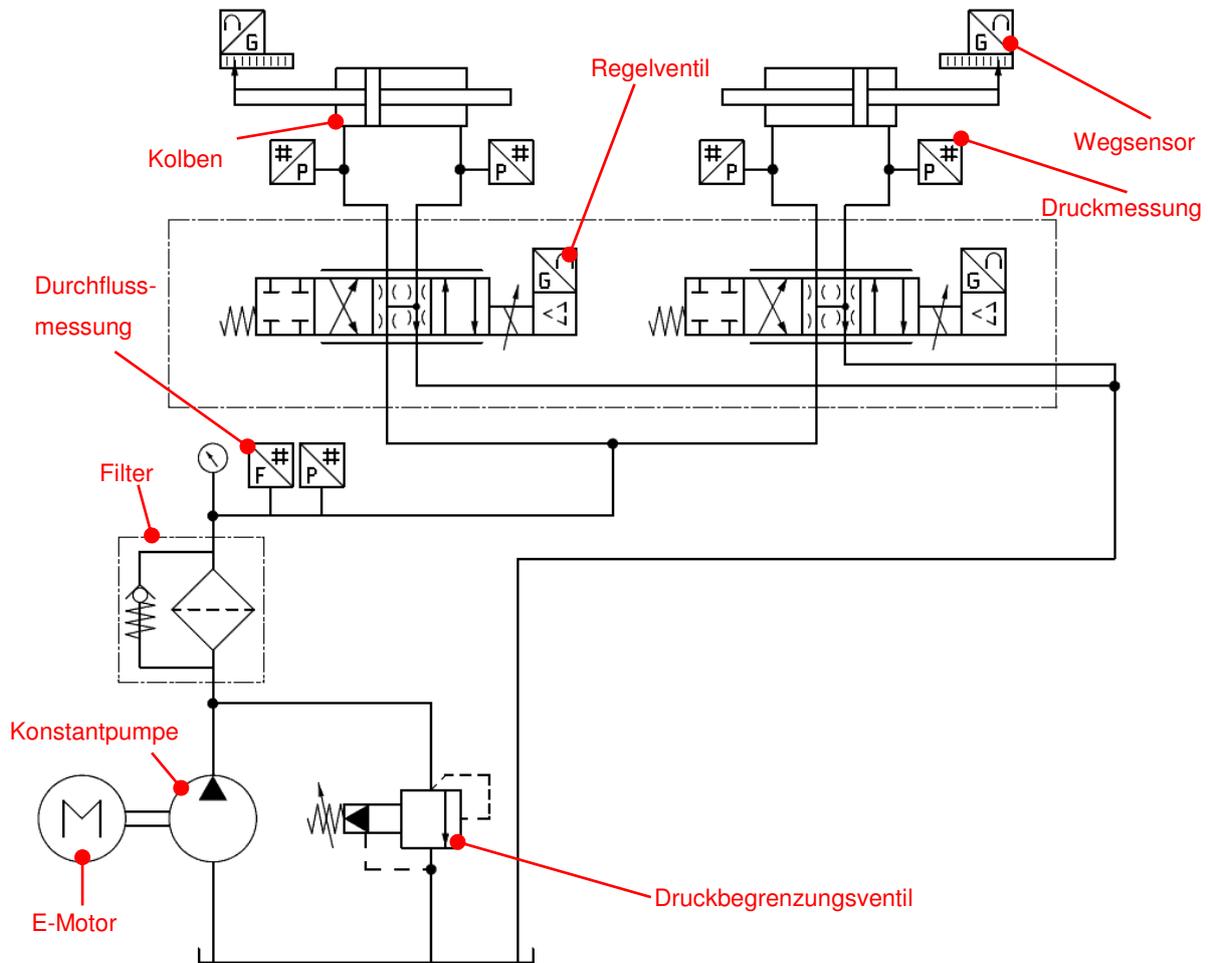


Abbildung 79: Hydraulikplan PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

Das direktgesteuerte Regel-Wegeventil der Firma Bosch Rexroth wird über ein Stromsignal im Bereich von 4- 20 mA angesteuert. Die Mittelstellung entspricht 12 mA. Wird kein Signal übermittelt bzw. das Signal unter 4 mA liegt, so schaltet das Ventil in die Fail-Safe-Stellung. Dadurch sind alle Ölpfade gesperrt. Durch die integrierte Elektronik wird der vorgegebene Sollwert mit dem aktuellen Istwert des Steuerkolbens verglichen und im Falle einer Abweichung durch den Magneten nachgeregelt. Bei konstanter Ventildruckdifferenz steigt der Volumenstrom linear mit zunehmender Auslenkung des Steuerkolbens an.

Tabelle 21: Auszug Datenblatt Regelventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2014).

Bezeichnung	Bosch Rexroth 4WRPEH	
max. Betriebsdruck [bar]	350	
Nennvolumenstrom [l/min]	40	
Betätigung	Proportionalmagnet mit Lageregelung	
Ausführung	4/3-Wege + Fail-Safe-Stellung	
Überdeckungsverhältnis	Nullüberdeckung	
Versorgungsspannung [V]	24	
Signalbereich [mA]	4 - 20	
Gewicht [kg]	2,9	

Erfolgt die Ansteuerung des Ventils mit einem sprungförmigen Eingangssignal, so benötigt der Steuerkolben für eine 100% Öffnung ungefähr 10 ms. Dieses schnelle Reaktionsverhalten wird bei hydraulischen Regelungen benötigt. In der folgenden Abbildung ist der Volumenstrom über den Ventildruckabfall bei voll geöffnetem Ventilschieber eingezeichnet. Am Prüfstand wurde ein Ventil des Typs „C4.40“ verwendet.

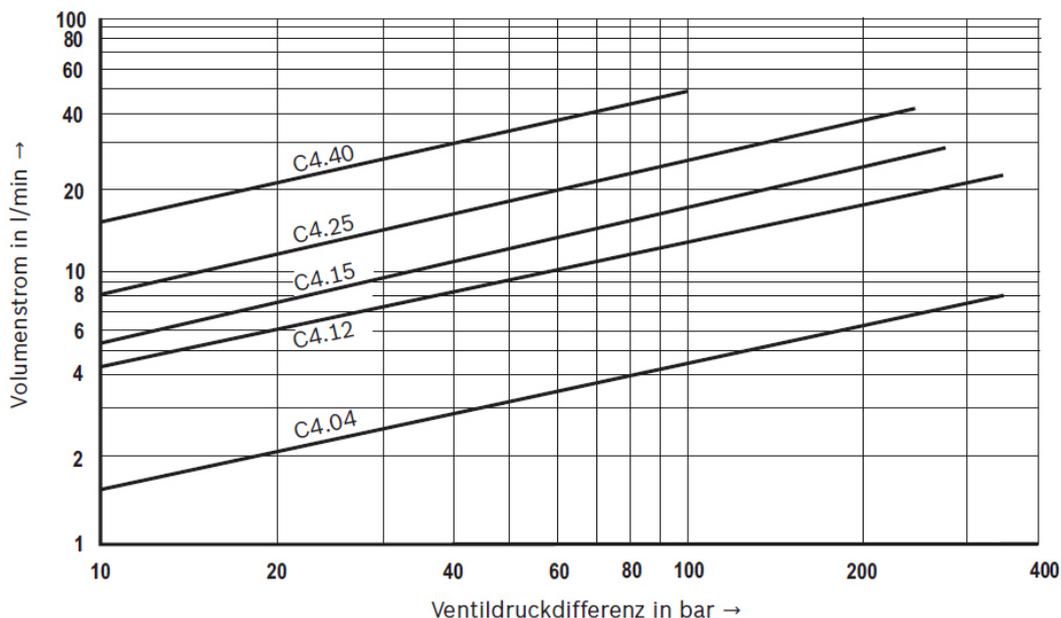


Abbildung 80: Volumenstrom in Abhängigkeit des Ventildruckabfalls Regelventil, Quelle: Bosch Rexroth AG (2014).

4.1.3. Sensorik

Um eine Regelung realisieren zu können, muss zu jeder Zeit die genaue Position beider Kolben bekannt sein. Dafür werden induktive Wegsensoren verwendet – einer pro Kolben.

Diese arbeiten nach dem Prinzip des Differentialtransformators (LVDT - Linear Variable Differential Transformer).

Tabelle 22: Auszug Datenblatt induktiver Wegaufnehmer, Quelle: Inelta Sensorsysteme GmbH & Co. KG (2009), Onlinequelle [28.03.2016].

Bezeichnung	Inelta IGDT	
Messweg [mm]	20	
Betätigung	Tasterfeder	
Ausgangssignal [mA]	4 - 20	
Gehäuseaußengewinde	M18	
Linearitätstoleranz [%]	±0,5	
Speisespannung [VDC]	24	

Um die Bewegung der Kolben aus dem Gehäuse zu führen, werden die Sensoren in eine Vorrichtung im Mittelgehäuse eingeschraubt. Die Gehäuse der Sensoren absolvieren somit die gleiche Bewegung wie der Kolben selbst. Über ein kleines Kugellager wird an der Stirnfläche der Kolben die Position abgetastet. Über eine Feder ist die Achse auf der das Kugellager montiert ist vorgespannt. So wird garantiert, dass die Achse und somit auch die Vorrichtung in der die Sensoren eingeschraubt sind, ständig gegen die Kolben gedrückt werden und deren Bewegung folgen.

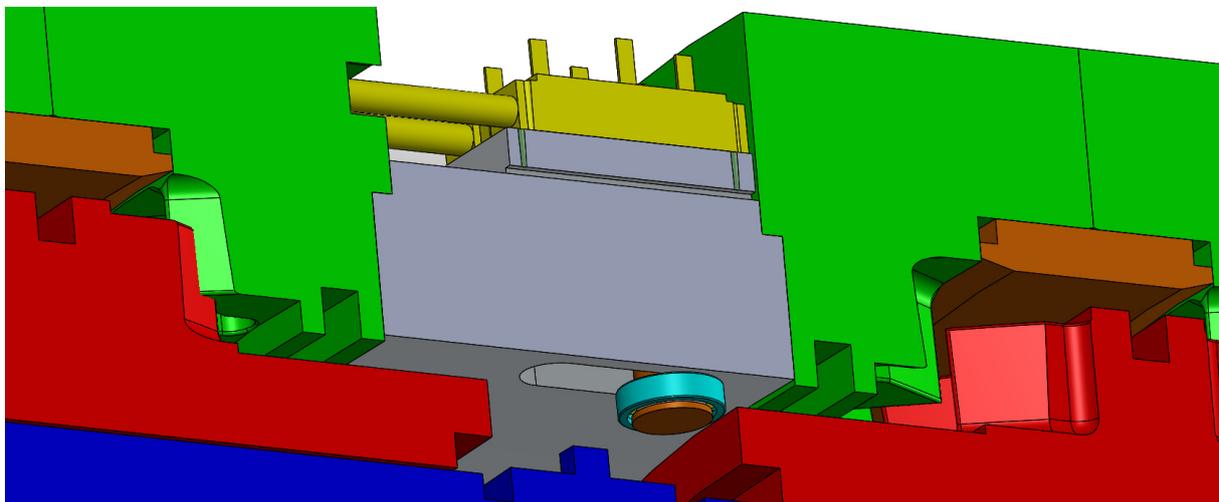


Abbildung 81: Schnittbildarstellung Sensorabtastung, Quelle: eigene Darstellung.

4.1.4. Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Der wesentliche Aufbau der Steuerungseinheit wurde bereits in Kapitel 3.1.4. erklärt. Lediglich das analoge Input-Modul wird zusätzlich benötigt um das Stromsignal der Wegmesssensoren erfassen zu können.

Tabelle 23: Auszug Datenblatt AI-Modul, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2001).

Bezeichnung	B&R X20AI4632	
analoge Eingänge	4	
Signaleingangsarten	$\pm 10\text{ V} / 0 - 20\text{ mA}$	
Auflösung	16 Bit	
Wandlungszeit [μs]	50	

Das Anschlussbild ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

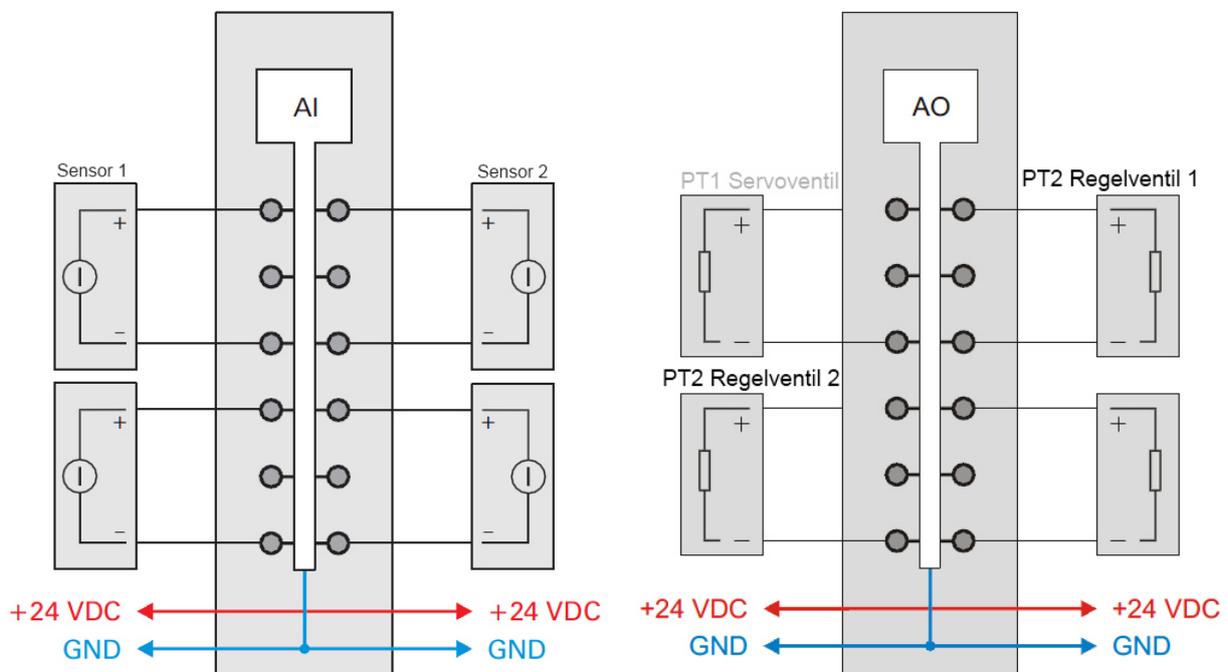


Abbildung 82: Belegung der Anschlussklemmen des AI- und AO-Moduls, Quelle: Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (2001, 2014b).

4.2. Funktionsweise

Die Bewegungsabläufe der Kolben des PT 2 sind mit denen des PT 1 identisch. Dies wurde bereits in Kapitel 3.2 behandelt. Während bei dem PT 1 die Hydraulik die Volumenstromaufteilung übernimmt umso eine gleichmäßige Geschwindigkeit beider Kolben zu erreichen, werden bei der neuen Variante die Wege beider Kolben geregelt. Wie bereits erwähnt, benötigt eine Regelung einen Sollwert und eine Istwert-Rückführung. Dafür müssen zu jedem Zeitpunkt die absoluten Positionen der Kolben gemessen sein. Der Sollwert eines jeden Kolbenweges wird mit Hilfe eines Signalgenerators von der SPS erzeugt. Dieser Wert wird dann mit dem aktuellen Wert des Kolbens verglichen. Die Differenz dieser beiden Werte

wird dann einem Regler übergeben, welcher das Stellglied – in diesem Fall ein Regelventil – dementsprechend ansteuert. Nun werden die Endlagen der Kolben sowie deren Einschalt- und Ausschaltzeitpunkte nicht mehr über Schaltsensoren ermittelt, sondern können über absolute Wegeinheiten bestimmt werden, welche über die SPS definiert werden können. Dadurch lassen sich relativ einfach die optimalen Einstellungen abstimmen. Vereinfacht gesagt ersetzen digitale Werte die 12 Schaltsensoren. Nun ist es auch möglich die Kolbenhübe aufzuzeichnen und so Fehlerquellen besser einzugrenzen. Solch eine Aufzeichnung idealer Kolbenhübe wird in der nächsten Abbildung dargestellt.

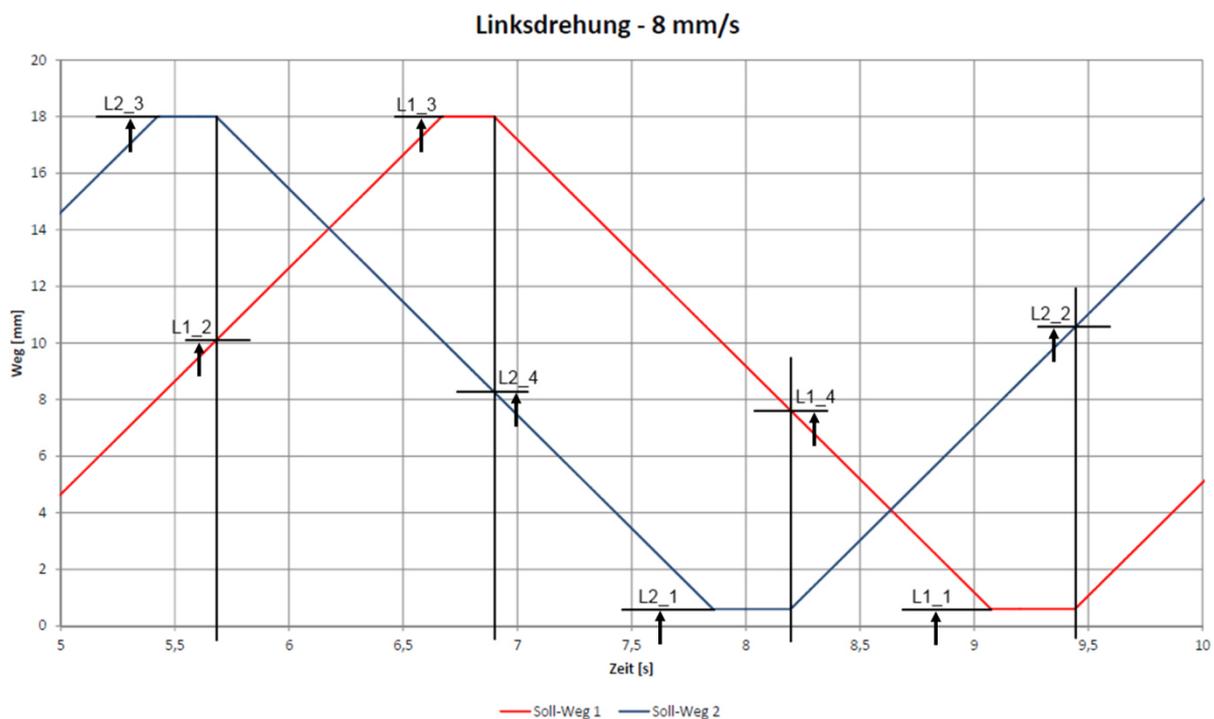


Abbildung 83: Ideale Fahrweg der Kolben des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

Die rote Linie beschreibt den Weg des Kolben 1, die blaue Linie die des Kolben 2. Nullpunkt der Messung ist jeweils der äußere Endanschlag. Somit steigt das Signal mit der Bewegung nach Innen bis der Kolben den inneren Endanschlag erreicht. Es ist gut zu erkennen, dass die Kolbenbewegungen beider Kolben zueinander einen zeitlichen Versatz aufweisen. Ebenfalls sieht man das Abwarten der Kolben in den Endpositionen bis das Flankenspiel überwunden wurde. In diesem Versuch ist der maximal mögliche Kolbenhub von 18,6 mm begrenzt. Dies ist daran zu erkennen, dass die Warteposition jeweils 0,6 mm von den Endanschlägen entfernt ist (untere Warteposition 0,6 mm; obere Warteposition 18 mm). Diese Distanz von den Endanschlägen wird in weitere Folge auch Offset genannt. Er beschreibt das Fernbleiben von den maximalen Endlagen und wird durch die Werte:

- „L1_3“ → entspricht Sensor A3 des PT 1,
- „L1_1“ → entspricht Sensor A4 des PT1,
- „L2_3“ → entspricht Sensor A2 des PT 1,

- „L2_1“ → entspricht Sensor A1 des PT 1

Somit kann der maximale Hub begrenzt werden. Der Buchstabe „L“ in den Bezeichnungen bedeutet, dass diese Werte für die Linksdrehung gelten. Ein „R“ kennzeichnet die Werte für die Rechtsdrehung. Die anderen Werte beschreiben die Einschaltpunkte des jeweils anderen Kolbens. Es gilt:

- „L1_2“ → entspricht Sensor R4 des PT 1
- „L1_4“ → entspricht Sensor R3 des PT 1
- „L2_2“ → entspricht Sensor R1 des PT 1
- „L2_4“ → entspricht Sensor R2 des PT 1

Somit verfügt jeder Kolben über vier Werte pro Drehrichtung, die seinen Hub charakterisieren. Diese Werte können einfach über das Touchpanel manipuliert werden und müssen nicht mehr durch aufwändige Positionierung der Sensoren eingestellt werden. Die nachstehende Tabelle gibt einen Überblick über die Zusammenhänge der Werte des PT 2 mit den Sensoren des PT 1.

Tabelle 24: Gegenüberstellung der Sensoren des PT 1 mit den Werten des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

Linksdrehung		Rechtsdrehung	
A1	L2_1	A1	R2_1
A2	L2_3	A2	R2_3
A3	L1_3	A3	R1_3
A4	L1_1	A4	R1_1
R1	L2_2	R5	R2_2
R2	L2_4	R6	R2_4
R3	L1_4	R7	R1_4
R4	L1_2	R8	R1_2

4.3. Regelungssoftware

Im Gegensatz zu der einfachen Steuerung des PT 1, ist die Regelung des PT 2 mit einem erhöhten Programmieraufwand verbunden. Während beim PT 1 noch mit Kontaktplänen gearbeitet werden konnte, wird die Software des PT 2 rein im strukturierten Text (ST) programmiert. Nach dem allgemeinen Programmierungsprinzip „Teile und Herrsche“, werden die einzelnen Funktionen dieser Regelungssoftware in Softwarepakete aufgeteilt. Diese Softwarepakete werden in der höchsten Zyklusklasse der SPS ausgeführt. Das bedeutet,

dass jedes dieser Programmteile zu jeder Millisekunde durchlaufen wird. Dadurch kann schnell auf Änderungen oder Störungen reagiert werden.

Für den Betrieb des PT 2 wurden folgende Softwarepakete entwickelt:

(1) *UpdateStatus*

In diesem Softwarepaket wird den Kolben - durch deren aktuellen Positionen - vordefinierte Status zugeordnet. Es gibt vier Status pro Kolben und Drehrichtung. Die Lage der einzelnen Status werden durch die in Kapitel 4.2 festgesetzten Werte definiert.

(2) *SignalGenerator*

Dieses Softwarepaket ist für die Erstellung der Soll-Signale der Kolbenwege verantwortlich. Je nachdem in welchen Status sich die Kolben befinden und welche Geschwindigkeit eingestellt wurde, gibt der Signal-Generator den idealen Weg der Kolben vor. Dieses Signal dient dann als Soll-Signal für die Regeleinrichtung.

(3) *ControlLoop*

In diesem Paket sitzt die Regeleinrichtung. Es wird ein vordefinierter PID-Regler verwendet. Dem Regler wird das Soll-Signal des *SignalGenerators*, das Ist-Signal des Wegmessensors und die Charakteristik des Reglers übergeben. Als Ergebnis liefert der Regler ein für die Regelventile geeignetes Signal. Dieses Signal wird am AO-Modul gesetzt.

(4) *ControlManual*

Mit dieser Software lassen sich die Kolben unabhängig voneinander bewegen. Dazu kann man die Positionen der Kolbenschieber in den Regelventilen verändern, um so die Kolben in die gewünschte Richtung fahren zu lassen. Bei dieser Variante der Bedienung wird auf die definierten Endanschläge und Umschaltunkte verzichtet, d.h. die Kolben verfahren so lange bis sie mechanisch anschlagen. Die Bedienung ähnelt dem der manuellen Steuerung des PT 1.

(5) *Calibration*

Um den PT 2 betreiben zu können, benötigt man zwei Wegaufnehmer. Diese liefern je nach gemessener Distanz ein Signal zwischen 4 und 20 mA. Dieses wird im AI-Modul in einen Integer-Wert umgewandelt der bei 0 mA einen Wert von 0 annimmt und bei 20 mA einen Wert von 32767. Dies entspricht einer Auflösung von 15 Bits. Durch Fertigungstoleranzen und -Fehler weisen jedoch alle Sensoren unterschiedliche Charakteristik auf. Das bedeutet, dass die gleiche Distanz bei zwei unterschiedlichen Sensoren auch unterschiedliche Werte annehmen kann. Diese Abweichungen können im Integer-Bereich bei bis zu 100 – 500 Einheiten liegen. Auch die Änderungen der Integer-Werte bei gleicher Distanzänderung können unterschiedlich ausfallen. Deswegen müssen vor jeder ersten Inbetriebnahme eines

Antriebes die Sensoren kalibriert werden. Dieses Softwarepaket ermöglicht eine automatische Kalibrierung der Sensoren. Dazu werden mehrmals die Endlagen der Kolben angefahren und der gemessene Integer-Bereich durch den maximalen Hub geteilt. Dadurch erhält man die Steigung und die minimalen und maximalen Werte eines jeden Sensors.

(6) *Teaching*

Mit diesem Programm lassen sich die idealen Ein- und Ausschaltpunkte der Kolben automatisch oder manuell ermitteln. Eine Kalibrierung der Sensoren ist dafür vorab notwendig. Wie bereits erwähnt verfügt jeder Kolben über zwei Werte pro Drehrichtung die den Einschaltzeitpunkt des anderen Kolbens festlegen und über zwei Werte die den maximalen Hub der Kolben beschränken (maximaler Hub minus Offset-Werte). Im Automatik-Modus werden jeweils vier ganze Hübe in beide Richtungen geregelt gefahren. Gibt es eine höhere Abweichung des Ist-Signals der Sensoren vom Soll-Signal des Signal-Generators als ein durch den Benutzer definierter Wert, so werden die betroffenen Umschaltpunkte dementsprechend verschoben. Im manuellen Betrieb, kann man jeden einzelnen Wert beliebig manipulieren. Nähere Informationen in den folgenden Kapiteln.

(7) *SignalAdjustment*

Am Prüfstand wurden die Antriebe ohne Last betrieben. Dadurch lassen sich einige Phänomene nicht darstellen. So kann es während dem Betrieb unter Last vorkommen, dass die vorgegebene Kolbengeschwindigkeit nicht mehr eingehalten werden kann, da die Last zu hoch ist und der benötigte Druck und/oder Volumenstrom nicht erreicht werden kann. Ist dies der Fall, würden die Kolben nicht mehr den gewünschten Fahrwegen folgen und es kann zu mechanischen Beschädigungen kommen. Um dies zu verhindern, kann eine Art Signalmonitor aktiviert werden. Dieser reagiert auf etwaige Abweichungen vom Ideal-Signal und verringert umgehend die Geschwindigkeit beider Kolben. Dies wird solange vollzogen bis das Soll-Signal der Kolben eingehalten werden kann.

Für den Betrieb werden die Softwarepakete (1), (2) und (3) benötigt. Der Antrieb kann auch ohne Kalibration der Sensoren betrieben werden, jedoch würden die Messungen Abweichungen gegenüber der realen Position aufweisen, welche früher oder später zu Schäden führen würde. Somit benötigt man für die richtigen Einstellungen und für einen gerechten Rundlauf die Softwarepakete (5) und (6). Diese würden vor jeder ersten Inbetriebnahme bei der Montage der Antriebe durchlaufen werden. Das Softwarepaket (4) kann als Notfallsteuerung angesehen werden. Mit ihr ist es möglich, den Antrieb bei Ausfall der Sensoren noch zu betreiben. Um zu verhindern, dass bei zu hohen Lasten eine Kollision

der Verzahnung stattfindet, kann während des gesamten Betriebes das Softwarepaket (7) aktiviert bleiben.

Diese Art der Aufteilung der Funktionen in unterschiedliche Softwarepakete ermöglicht einen modularen Aufbau und somit leichte Erweiterungsmöglichkeiten für zusätzliche Funktionen. In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen Pakete näher erklärt. Dies geschieht in der Reihenfolge wie sie auch bei der Inbetriebnahme eines Antriebes benötigt werden.

In Abbildung 66 wurde bereits die Home-Maske dargestellt. Über den Button „Settings Page“ gelangt man zu den Einstellungen des PT 2. Auf dieser Maske findet man unter anderem die aktuellen Positionen der Kolben in Integer-Werten, in Millimeter sowie als Graph dargestellt. Die Angaben in Millimeter können erst nach einer Kalibrierung der Sensoren berechnet werden. Zusätzlich können die Werte des PID-Reglers (hier nur Proportionalitätsfaktor K_p und Integrationszeit T_i) bestimmt werden. Ebenfalls lässt sich die maximale Geschwindigkeit der Kolben definieren. Man gelangt über diese Maske auch zu der manuellen Steuerung des PT 1 sowie zur manuellen Steuerung des PT 2, der Kalibrierung der Sensoren und zum Teaching-Modus. Hier lässt sich auch die Funktion „SignalAdjustment“ aktivieren und die dafür benötigten Werte definieren.

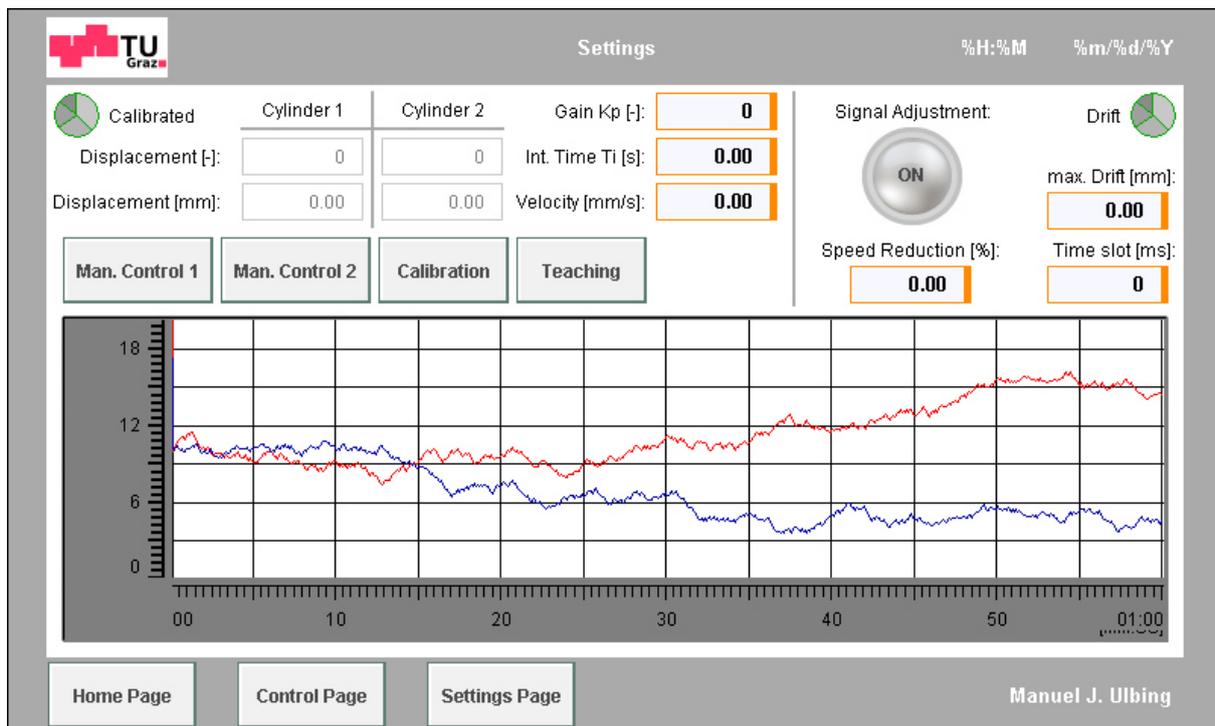


Abbildung 84: Settings Page, Quelle: eigene Darstellung.

4.3.1. ControlManual

Wie bereits erwähnt, lassen sich durch dieses Softwarepaket die Kolben unabhängig voneinander beliebig bewegen. Dadurch kann manuell kontrolliert werden, ob das System hydraulisch dicht ist und ob sich die Kolben bewegen lassen. Über den Button „Man. Control

2“ auf der „Settings Page“ Maske gelangt man auf die Maske für die manuelle Steuerung des PT 2. Wie man in Abbildung 85 sehen kann, gibt es zwei idente Bereiche auf dieser Maske welche jeweils einem Kolben im Antrieb zugeordnet sind. Falls bereits eine Sensorkalibrierung durchgeführt wurde, werden nicht nur die Integer-Werte der Wegmessung, sondern auch die Millimeter-Werte angezeigt. Die Statusanzeigen geben die aktuellen Status der Kolben in der jeweiligen Drehrichtung an. Dadurch wird es dem Benutzer erleichtert welche Befehle er setzen muss, um eine Drehbewegung zu erreichen. Während dem Betrieb werden jeweils die maximalen und minimalen Werte der Wegmesssensoren aufgezeichnet (nur Integer-Werte). Mit dem jeweiligen „Reset“-Button können diese zurückgesetzt werden. Mit den beiden Schieberegler lassen sich die maximale Auslenkung der Kolbenschieber in den Regelventilen einstellen. Über den „Enable“-Button in der Mitte der Maske wird die manuelle Steuerung aktiviert. Über die Buttons mit den Pfeilen können die Ventile in die demensprechende Richtung angesteuert werden. Der „STOP“-Button setzt das Ventil in die Mittelstellung zurück.

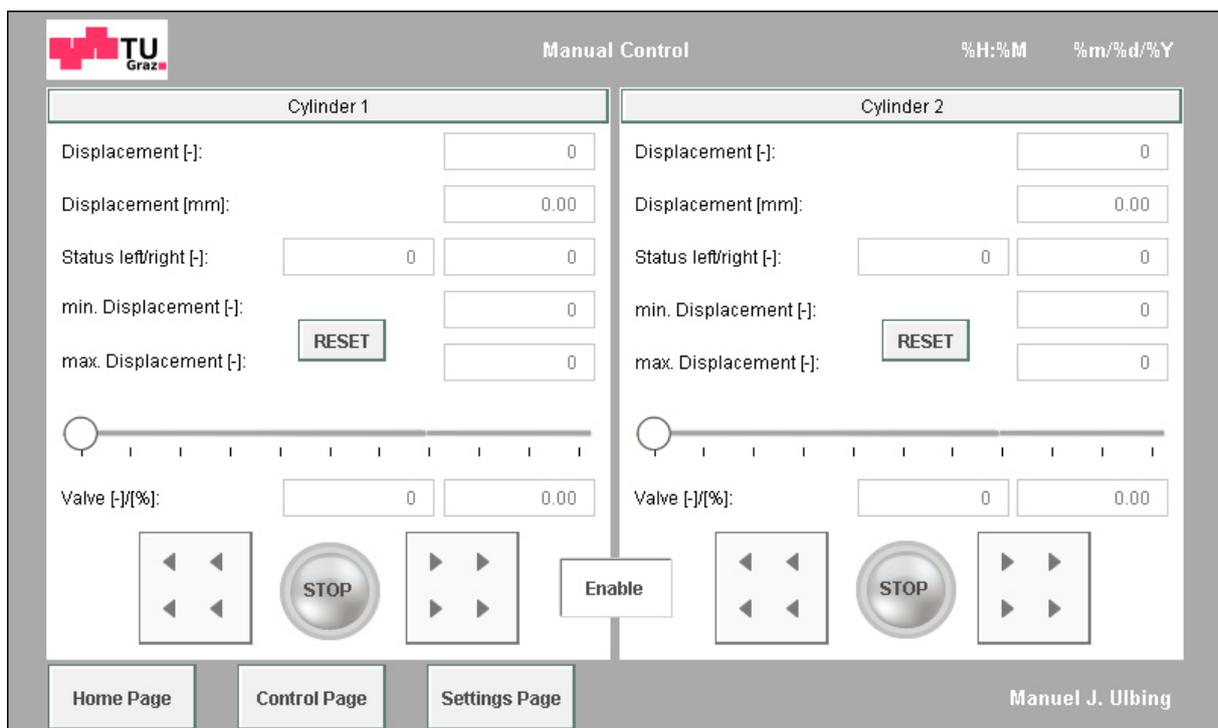


Abbildung 85: Maske der manuellen Steuerung des PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

```

// determine max. values
IF i_Sensor1 > cyl_1_maxSignal THEN
    cyl_1_maxSignal := i_Sensor1;
END_IF
IF i_Sensor2 > cyl_2_maxSignal THEN
    cyl_2_maxSignal := i_Sensor2;
END_IF

// determine min. values
IF i_Sensor1 < cyl_1_minSignal THEN
    cyl_1_minSignal := i_Sensor1;
END_IF
IF i_Sensor2 < cyl_2_minSignal THEN
    cyl_2_minSignal := i_Sensor2;
END_IF

```

Abbildung 86: Auszug aus dem Softwarecode der manuellen Steuerung, Quelle: eigene Darstellung.

In Abbildung 86 ist ein Auszug aus dem Programmcode der manuellen Steuerung für die Ermittlung der maximalen und minimalen Kolbenpositionen. Ist z.B. der aktuelle Sensorwert „*i_Sensor1*“ größer als der bereits gespeicherte Wert „*cyl_1_maxSignal*“, dann wird der aktuelle Wert übernommen. Die Logik für die Steuerung der Ventile ähnelt dem des PT 1 und wird daher hier nicht näher ausgeführt.

4.3.2. Calibration

Der nächste Schritt ist, die Sensoren zu kalibrieren. Dazu muss lediglich auf der „*Calibration*“-Maske eine Geschwindigkeit vorgegeben und der „*START*“-Button gedrückt werden. Angezeigt werden die aktuell gemessenen Wege in Integer-Werten sowie Millimeter-Werten, als auch die maximalen und minimalen Positionen. Die Werte „*Pitch*“ und „*y-Intercept*“ beschreiben die Charakteristik eines Sensors.

Abbildung 87: Maske für die Sensorkalibrierung, Quelle: eigene Darstellung.

Dieses Programm führt dann jeweils vier volle Zyklen für eine Linksdrehung und anschließend vier volle Zyklen für eine Rechtsdrehung durch. Damit lassen sich die maximalen und minimalen Sensorwerte erfassen, um so die Charakteristik der Sensoren zu berechnen. Es wird je nach aktuellem Status der Kolben ein Signal an die Regelventile geschickt, um eine Drehbewegung zu erhalten. Dieser Vorgang geschieht nicht geregelt und es wird auch keine gleichmäßige Drehbewegung erreicht. Um Schäden zu vermeiden, sollte dieser Vorgang bei niedrigen Drücken vollzogen werden.

In Abbildung 88 ist die Logik für die vier Zyklen einer Linksdrehung dargestellt. Da es vier Status gibt und davon jeder dieser Status viermal durchlaufen werden muss, wird dieser Teil des Programms 16-mal ausgeführt. Je nachdem in welchem Status der Kolben sich gerade befindet, wird das Ventil dementsprechend angesteuert. Dafür sind die Variablen „Ventil_minOut“ und „Ventil_maxOut“ mit den entsprechenden Werten definiert. Dieselbe Prozedur wird für den Kolben 2 gemacht – hier aber auskommentiert. Da dieser Code jede Millisekunde ausgeführt wird, darf nur bei einer Statusänderung gezählt werden. Hat die Anzahl der Statusänderung den Wert 16 erreicht, wird dieser Teil des Programms nicht mehr ausgeführt und es wird eine Flag-Variable auf *TRUE* gesetzt.

```
// enables to do 4 full test cycles - left rotation
IF int_cali_loop_L <= 16 THEN

    IF cyl_1L_status = 1 OR cyl_1L_status = 2 THEN
        o_Ventil1 := int_Ventil1_middlePos + (Ventil_minOut / 100 * REAL_TO_INT(ui_caliSpeed));
    ELSIF cyl_1L_status = 3 OR cyl_1L_status = 4 THEN
        o_Ventil1 := int_Ventil1_middlePos + (Ventil_maxOut / 100 * REAL_TO_INT(ui_caliSpeed));
    END_IF

    // Same procedure for cylinder 2

    // count number of status
    IF int_old_status <> cyl_1L_status THEN
        int_cali_loop_L := int_cali_loop_L + 1;
    END_IF
    int_old_status := cyl_1L_status;

// if 4 cycles in the left side are completed
ELSE
    int_finish_left := TRUE;
END_IF
```

Abbildung 88: Auszug aus dem Programmcode für die Sensorkalibrierung, Quelle: eigene Darstellung.

Nach Beendigung der Zyklen für die Linksdrehung, werden die gleichen Befehle für die Zyklen der Rechtsdrehung ausgeführt. Auf eine Abbildung dieses Programmcodes wird verzichtet. Sind alle Zyklen in beide Richtungen abgearbeitet, wird die Charakteristik der Sensoren berechnet. Diese entspricht einer Geradengleichung. Für die Steigung wird die Differenz der maximalen Integer-Werte durch den maximalen Hub in Millimeter (18,6 mm) dividiert. Der Durchstoßpunkt der y-Achse wird danach berechnet.

```

ELSIF int_cali_loop_R > 16 AND int_finish_left = TRUE THEN
  ui_enable_cali := 0;
  int_caliFinished := TRUE;
  int_resetMaxMin := FALSE;

  // calculated sensor characteristics
  int_k1 := (cyl_1_maxSignal - cyl_1_minSignal) / (int_smax - int_smin);
  int_d1 := cyl_1_maxSignal - int_k1 * int_smax;

  int_k2 := (cyl_2_maxSignal - cyl_2_minSignal) / (int_smax - int_smin);
  int_d2 := cyl_2_maxSignal - int_k2 * int_smax;

  int_cali_loop_L := 0;
  int_cali_loop_R := 0;

END_IF

```

Abbildung 89: Berechnung der Sensor-Charakteristik, Quelle: eigene Darstellung.

4.3.3. Teaching

Ist die Kalibrierung abgeschlossen, kann der Antrieb geregelt betrieben werden. Um jedoch eine gleichmäßige Rotation zu erhalten, müssen die Ein- und Ausschaltpunkte optimiert werden. Dafür steht das Softwarepaket „Teaching“ zur Verfügung.

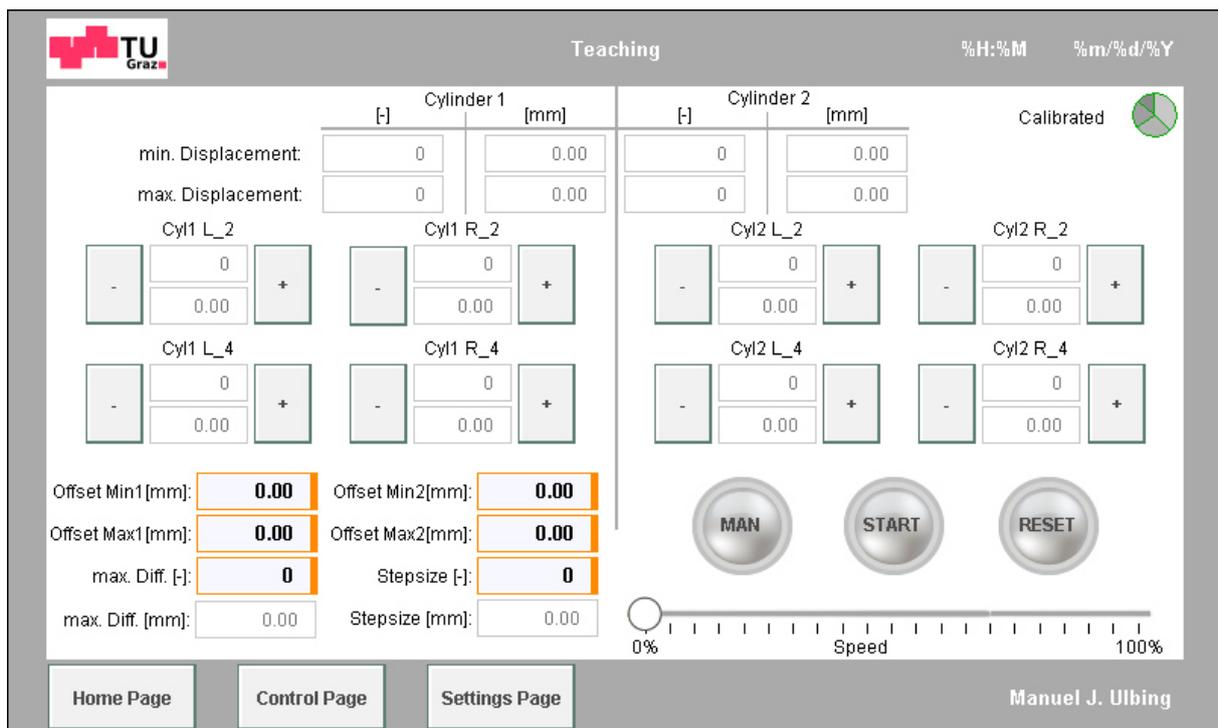


Abbildung 90: Teaching Maske, Quelle: eigene Darstellung.

Auf der abgebildeten Maske werden sämtliche Werte die in Kapitel 4.2 erläutert wurden dargestellt. Über den Button „MAN“ kann die manuelle Verstellung der einzelnen Werte aktiviert werden. Dazu muss im Feld „Stepsize [-]“ die gewünschte Schrittweite eingegeben werden. Über den Plus- und Minus-Tasten können nun die Werte erhöht bzw. verringert werden. Um den Kolbenhub zu begrenzen, können Offset-Werte angegeben werden. Dadurch bleibt der Kolben von den Endanschlägen fern. Ist ein automatisches Anlernen

erwünscht, muss zuerst eine Geschwindigkeit am Regler eingegeben und dann der Button „START“ gedrückt werden. Dadurch wird ein ähnlicher Programmablauf aktiviert, wie es bereits während der Kalibrierung erklärt wurde. Es werden jeweils in beide Richtungen vier Zyklen gefahren. Bei schlecht eingestellten Werten würde die Rotation ruckartig erfolgen. Die Ursache dafür ist meist die zu späte Richtungsumkehr der Kolben. Dadurch wird der Kolben der ca. 50 % seines Hubes ausübt verlangsamt bzw. gestoppt. Es resultiert eine Differenz zwischen idealem Weg und gemessenem Weg bzw. die Geschwindigkeit nimmt ab. Es wird deswegen die Differenz aus dem alten Sensorwert und dem neuen Sensorwert gebildet. Ist diese Differenz kleiner als die auf der Maske definierte Differenz, so gibt es eine Abnahme in der Geschwindigkeit und der entsprechende Wert (Ein- oder Ausschaltpunkt) wird verändert. Dies wird so lange ausgeübt, bis die Abweichung innerhalb der Toleranz ist und eine gleichmäßige Rotation vorherrscht. In Abbildung 91 ist der Programmteil für die Ermittlung der Abweichung dargestellt. Es wird die absolute Differenz des alten und neuen Sensorwertes gebildet und mit der eingegeben Differenz verglichen. Zusätzlich muss gewährleistet werden, dass nur einmal pro Status der Wert verändert wird, sonst würde dies jede Millisekunde geschehen.

```
IF ABS(int_Sensor2_old - i_Sensor2) <= ui_maxDiff AND int_old_status <> cyl_1L_status THEN  
    cyl_2L_2 := cyl_2L_2 - int_calistep;  
END_IF
```

Abbildung 91: Auszug aus dem Softwarepaket Teaching, Quelle: eigene Darstellung.

Die eingestellten Werte werden in der SPS permanent gespeichert und sind somit auch nach dem Ein- und Ausschalten der SPS vorhanden.

4.3.4. UpdateStatus

Wird der Antrieb geregelt betrieben, so muss der Status der Kolben ständig überwacht und aktualisiert werden. In Abbildung 92 sind die vier Status graphisch dargestellt. Die gleiche Aufteilung gilt auch für den Kolben 2. Die Status werden durch die in Abbildung 83 Werte definiert, welche durch das Teaching-Programm verändert werden können. Für die Rechtsdrehung werden ebenfalls diese Status vergeben, jedoch in umgekehrter Reihenfolge. Mit den Werten „L1_1 + OffsetMin1“, „L1_3 – OffsetMax1“ bzw. den Werten „L2_1 + OffsetMin2“, „L2_3 – OffsetMax2“ wird der Hub des Kolbens begrenzt bzw. wird die Bewegung gestoppt. Mit den Werten „L1_2“, „L1_4“, bzw. den Werten „L2_2“, „L2_4“ setzt sich der jeweils andere Kolben wieder in Bewegung.

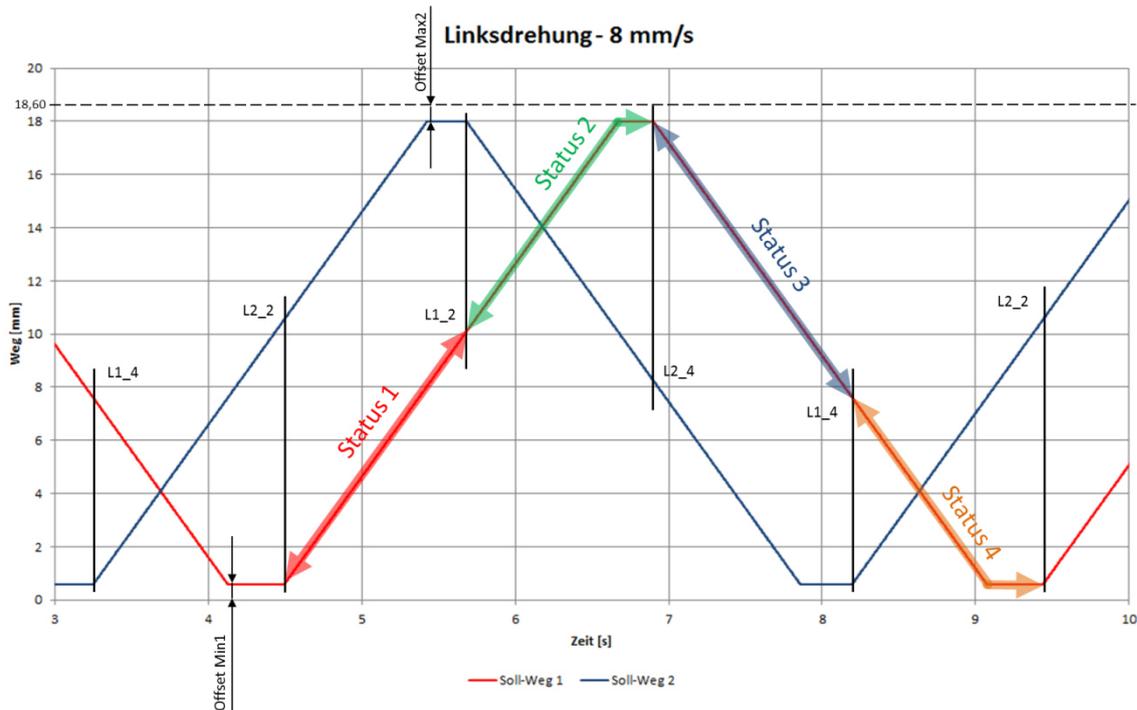


Abbildung 92: Einteilung der Hubbewegung in vier Status, Quelle: eigene Darstellung.

Die nächste Abbildung zeigt einen Ausschnitt aus diesem Softwarepaket. Dabei werden immer beide Sensorwerte untersucht und dementsprechend die Status vergeben. Für die Rechtsdrehung werden ebenfalls eigene Status ermittelt.

```

IF i_sensor1 <= (int_L1_2 + int_offsetMax2) AND i_sensor2 > (int_L2_2 + int_offsetMin1) THEN
    cyl_1L_status := 1;
    cyl_2L_status := 2;
ELSIF i_sensor1 > (int_L1_2 + int_offsetMax2) AND i_sensor2 > (int_L2_4 - int_offsetMax1) THEN
    cyl_1L_status := 2;
    cyl_2L_status := 3;
ELSIF i_sensor1 > (int_L1_4 - int_offsetMin2) AND i_sensor2 <= (int_L2_4 - int_offsetMax1) THEN
    cyl_1L_status := 3;
    cyl_2L_status := 4;
ELSIF i_sensor1 <= (int_L1_4 - int_offsetMin2) AND i_sensor2 <= (int_L2_2 + int_offsetMin1) THEN
    cyl_1L_status := 4;
    cyl_2L_status := 1;
END_IF

```

Abbildung 93: Auszug aus dem Programm „UpdateStatus“, Quelle: eigene Darstellung.

4.3.5. SignalGenerator

In diesem Programm wird das Soll-Signal anhand der aktuellen Status aus dem Programm „StatusUpdate“ und der vorgegebenen Geschwindigkeit generiert. In diesem Teil der Software ist vor allem die eingeben Geschwindigkeit wichtig. Wie in der nächsten Abbildung dargestellt ist, wird diese am Anfang der Prozedur ausgerechnet, wobei „int_vmax“ die maximal mögliche Geschwindigkeit und „ui_speed_percent“ die durch den Benutzer gewählte Geschwindigkeit ist. Hier wird exemplarisch die Situation gewählt, bei der sich der Kolben 2 entweder im Status 3 oder Status 4 befindet. Befindet sich der Kolben 2 noch im Status 3, so muss der Kolben 1 noch in der Warteposition – d.h. bei maximalen Hub

– verharren. Sobald der Kolben 2 den Status 4 erreicht, ändert sich das Wegsignal des Kolben 1 mit der gewünschten Geschwindigkeit Richtung minimalen Hub.

```

speed := int_vmax / 100 * ABS(ui_speed_percent);

// if cylinder1 is above end position --> waiting for cylinder2
IF (int_signalGen1 >= (int_max1 - int_offsetMax1)) AND cyl_2L_status = 3 THEN

    int_signalGen1 := int_max1 - int_offsetMax1;
    first_loop1 := FALSE;
    first_loop2 := FALSE;

// if cylinder1 is between high position and low position --> decrease position
ELSIF cyl_1L_status = 3 OR cyl_1L_status = 4 THEN
    first_loop1 := FALSE;
    IF first_loop2 = FALSE THEN
        // for counting something
        first_loop2 := TRUE;
    ELSE
        value_max1 := int_signalGen1;
        int_signalGen1 := value_max1 - speed / 1000;
    END_IF
END_IF

```

Abbildung 94: Auszug aus dem Programm "SignalGenerator", Quelle: eigene Darstellung.

Durch die „*first_loop*“ Variablen lassen sich Zählerfunktionen ermöglichen, welche hier aber noch nicht benötigt werden. Dieser Programmcode ist jeweils zweimal für einen Kolben pro Drehrichtung vorhanden – insgesamt achtmal.

4.3.6. ControlLoop

Dieses Softwarepaket ist relativ einfach aufgebaut. Hier werden nur noch Ist- und Soll-Wert übergeben und die Regelparameter definiert. Der eingesetzte Regler ist ein vordefinierter Funktionsbaustein namens „*MTBasicsPID*“ aus der Standardbibliothek „*MTBasics*“. Das Regelventilsignal setzt sich dem Wert der Mittelstellung des Regelventils (hier „*int_valveMiddlePos = 19660*“) und dem Output des Reglers zusammen. Da das Regelventil 2 gespiegelt verbaut ist, wird hier der Output des Reglers nicht subtrahiert sondern addiert.

```

pid_1.PIDParameters.Gain := ui_gain;
pid_2.PIDParameters.Gain := ui_gain;
pid_1.PIDParameters.IntegrationTime := ui_intTime;
pid_2.PIDParameters.IntegrationTime := ui_intTime;

pid_1.Enable := 1;
pid_1.SetValue := int_signalGen1;
pid_1.ActValue := int_sensor1_mm;
pid_2.Enable := 1;
pid_2.SetValue := int_signalGen2;
pid_2.ActValue := int_sensor2_mm;

pid_1();
pid_2();
o_Ventil1 := int_valveMiddlePos - REAL_TO_INT(pid_1.Out);
o_Ventil2 := int_valveMiddlePos + REAL_TO_INT(pid_2.Out);

```

Abbildung 95: Auszug aus dem Softwarepaket "ControlLoop", Quelle: eigene Darstellung.

Die nächste Abbildung zeigt die Bediener-Maske des PT 2. Der ausgegraute Bereich dient für die Steuerung des PT 1 und wurde bereits erläutert. Mit dem Button „ON“ wird der Regler aktiviert. Somit ist gewährleistet, dass auch Lastschwankungen die Kolben im Antrieb nicht verschieben können, da die Regeleinrichtung dagegen wirkt. Durch Aktivierung des „START“-Buttons und dem Einstellen der gewünschten Geschwindigkeit an dem Schieberegler, ist es nun möglich den Antrieb geregelt zu betreiben.

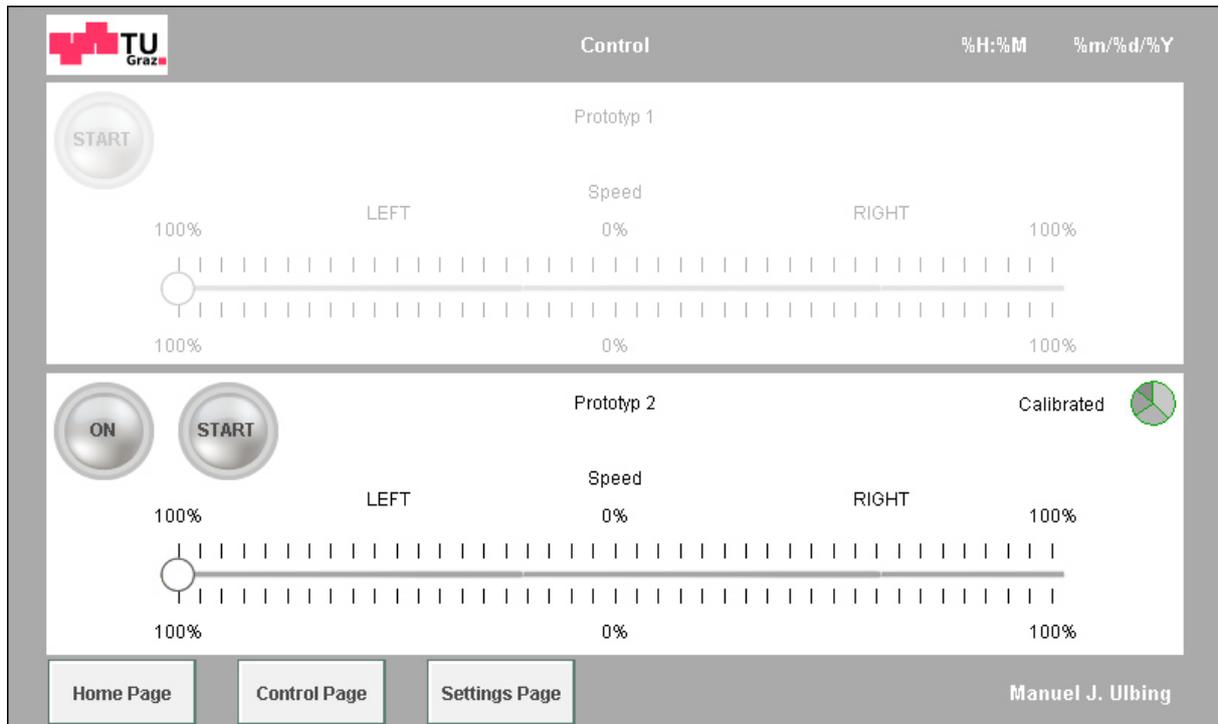


Abbildung 96: Control-Maske für den PT 2, Quelle: eigene Darstellung.

4.3.7. SignalAdjustment

Dieses Programm dient zur Erhaltung der Betriebssicherheit und verhindert auch Beschädigungen welche durch hohe Abweichungen der Kolbenwege vom Idealweg verursacht werden. Im rechten oberen Bereich der Abbildung 84 sind die Parameter dieser Funktion einzugeben. Dabei entspricht „max. Drift“ die maximale Abweichung in Millimeter vom Soll-Signal die vorkommen darf. Der Wert „Time slot“ definiert dabei die Zeitspanne in Millisekunden in der die Abweichung gemittelt wird. Ist die gemittelte Abweichung größer als die angegebene maximale Abweichung so wird die maximale Geschwindigkeit „int_vmax“ um den eingegebenen Prozentsatz „Speed Reduction“ reduziert.

```
IF count <= (ui_SignAdjTimeSlot - 1) THEN
    mean1 := (mean1_old + ABS(int_signalGen1 - int_sensor1_mm)) / 2;
    mean2 := (mean2_old + ABS(int_signalGen2 - int_sensor2_mm)) / 2;

    mean1_old := mean1;
    mean2_old := mean2;
    count := count + 1;
```

Abbildung 97: Auszug aus dem Softwarepaket "SignalAdjustment", Quelle: eigene Darstellung.

Die obige Abbildung zeigt die Mittelung der Differenz von Soll- und Ist-Wert. Dies wird so oft wiederholt, bis die gewünschte Zeit erreicht wird. Ist die Zeit erreicht, so wird überprüft ob die Mittelwerte größer sind als die maximal vorgegebene Abweichung. Ist dies der Fall so wird die Geschwindigkeit um den eingegebenen Prozentwert verringert. Den Code zu dieser Funktion wird in der nächsten Abbildung dargestellt.

```

ELSE
  IF mean1 >= ui_maxSignAdj THEN
    int_drift1 := TRUE;
  ELSE
    int_drift1 := FALSE;
  END_IF
  IF mean2 >= ui_maxSignAdj THEN
    int_drift2 := TRUE;
  ELSE
    int_drift2 := FALSE;
  END_IF

  IF (int_drift1 = TRUE OR int_drift2 = TRUE) AND ui_SignAdj > 0 THEN
    int_vmax := int_vmax * (1 - (ui_SignAdjSpeedRed / 100));
  END_IF

  count := 0;
END_IF

```

Abbildung 98: Auszug aus dem Softwarepaket "SignalAdjustment", Quelle: eigene Darstellung.

4.4. Prüfläufe und Ergebnisse

Erstmals können die Bewegungen der Kolben aufgezeichnet und analysiert werden. Dadurch lassen sich einfacher Fehlerquellen bzw. falsche Fahrwege erkennen. Sämtliche Tests wurden bei ungefähr 200 bar betrieben. Vor den Prüfläufen mussten die Sensoren kalibriert werden. Dabei gilt für die Sensorcharakteristik folgende Geradengleichung:

$$y = k \cdot x + d \quad (51)$$

Wobei y [-] der vom AI-Modul generierte Integer-Wert ist, k [-/mm] die Steigung der Geraden ist, x [mm] die gemessene Distanz repräsentiert und d [-] der Durchstoßpunkt der y -Achse ist. Für die zwei Sensoren wurden dabei folgende Werte berechnet:

Tabelle 25: Sensorcharakteristik, Quelle: eigene Darstellung.

	k	d
theoretisch	1.310,7	6553
Sensor 1	1.323,25	6.320
Sensor 2	1.348,35	6.430

Die Abbildung 99 zeigt die lineare Charakteristik in Abhängigkeit der gemessenen Länge. Dabei ist erst im Detail ein signifikanter Unterschied zu erkennen. Während sich der Sensor 1 mit der theoretischen Charakteristik gut deckt, gibt es bei dem Sensor 2 eine von dem Weg abhängige Abweichung von bis zu 4/10 Millimeter. Dieser Wert ist mir ungefähr 2 % vom maximalen Hub relativ klein, jedoch geschehen die Einstellungen der Ein- und Ausschaltpunkte in dieser Größenordnung. Somit kann durch die Kalibrierung der Sensoren der Einfluss eines Fehlers verringert werden.

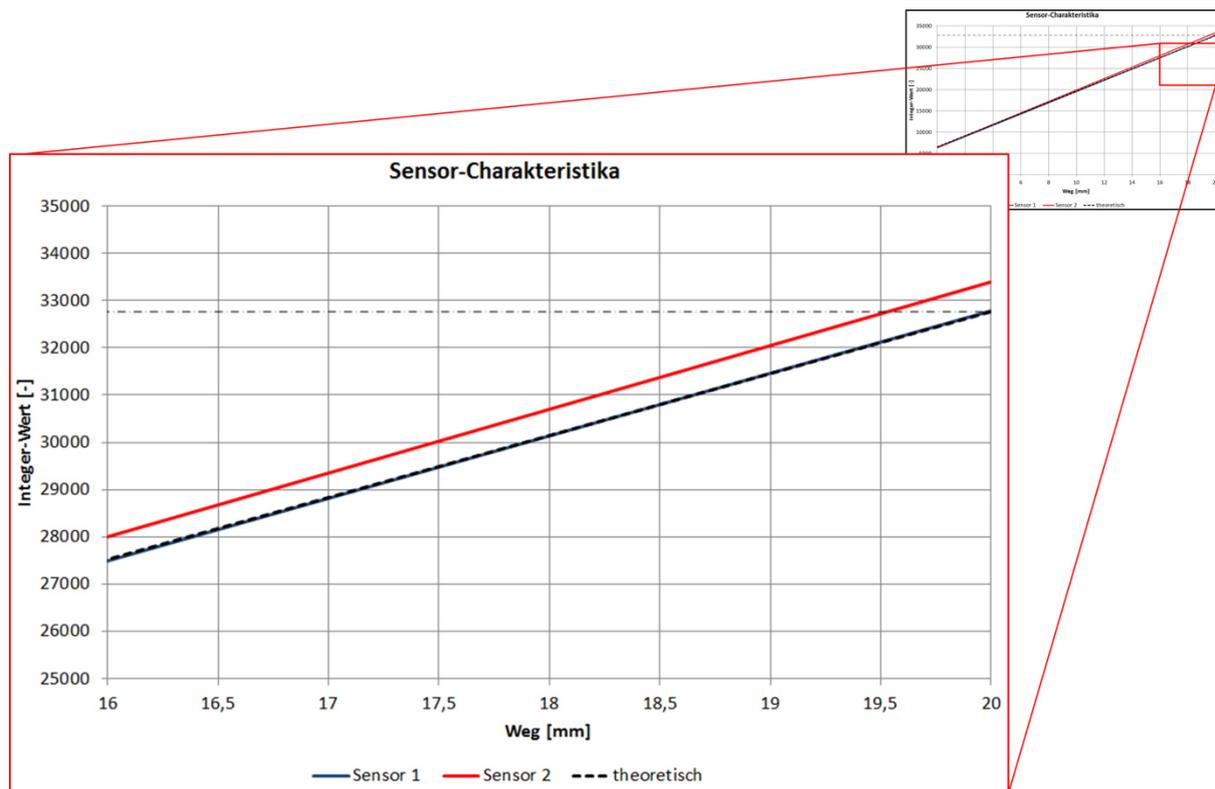


Abbildung 99: Unterschiedliche Charakteristik der Sensoren, Quelle: eigene Darstellung.

Nach Inbetriebnahme fand das Einlernen der idealen Umschaltpunkte statt. Während es vor dem ersten Durchgang des Teaching-Vorgangs noch eine un stetige Drehbewegung gab, konnte man mit jedem weiteren Einlerne-Zyklus eine Verbesserung der Drehbewegung feststellen. Dieser Vorgang wurde noch ohne Offset-Werte durchgeführt, deswegen erstrecken sich die Aufzeichnungen in Abbildung 100 über den gesamten Hub. In den Diagrammen sind jeweils die gemessenen Zustände dargestellt, auf die Soll-Werte wurde verzichtet. Die Gleichmäßigkeit ist nach dem Teaching unter anderem in den Wegdiagrammen zu sehen. Gut zu erkennen ist, dass sich die Einschaltpunkte nach vorne verlagert haben und somit die Stillstandszeit in den Endlagen verkürzt wurde. Bei der Geschwindigkeitsaufzeichnung ist ebenfalls ein gleichmäßigerer Verlauf ersichtlich. Einige Sprünge und Unstetigkeiten bleiben jedoch nach wie vor vorhanden. Ein Grund dafür kann der Betrieb über die maximale Hublänge sein.

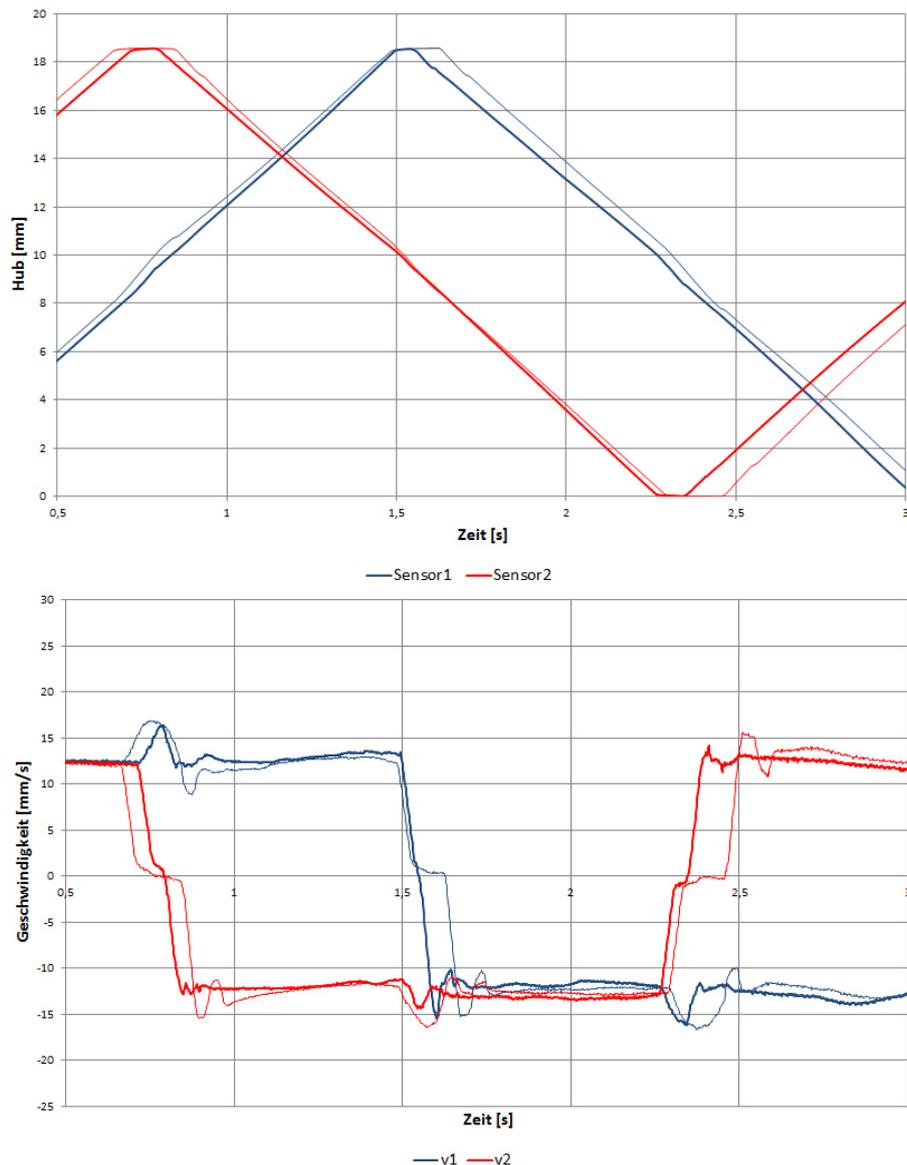


Abbildung 100: Weg- und Geschwindigkeitsdiagramm vor (dünne Linien) bzw. nach viermaligem (dicke Linien) Teaching-Durchgang, Quelle: eigene Darstellung.

Nach erfolgreichem Anlernen wurden Prüfläufe mit unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten durchgeführt. Neben den Kolbenwegen wurden unter anderem die Drücke in den vier Kammern, die Drücke in der Versorgungs- sowie der Tankleitung, der Durchfluss in der Versorgungsleitung und die Signale der Regelventile gemessen. Interessant ist ein Vergleich der Messwerte bei den Kolbengeschwindigkeiten 5, 8 bzw. 11 mm/s.

Die folgende Abbildung 101 zeigt die Kolbenbewegung bei drei unterschiedlichen Geschwindigkeiten (5, 8 und 11 mm/s). Zu erkennen ist, dass das Ist-Signal (punktierte Linie) dem Soll-Signal (feine durchgezogene Linie) während der Hubbewegung etwas hinterher hängt. Dies ist bedingt durch den verwendeten P-Regler, der nur bei Regelabweichungen eingreift und dadurch ein zeitlicher Versatz entsteht. Wie zu sehen ist, vergrößert sich die Abweichung mit steigender Geschwindigkeit.

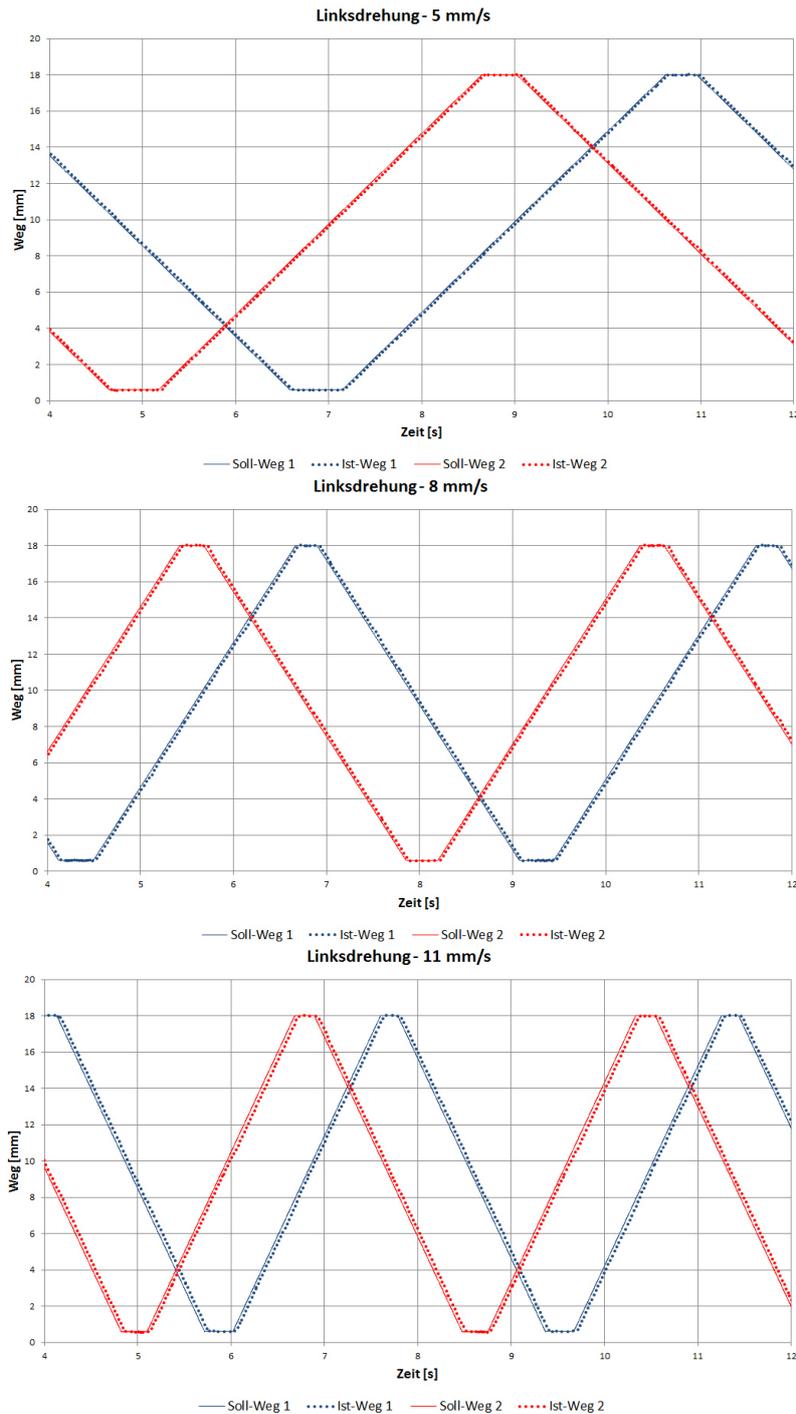


Abbildung 101: Soll- und Ist- Signal der Kolbenwege bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Quelle: eigene Darstellung.

In der nachstehenden Abbildung sind die Verläufe der Ventilsignale sowie die absoluten Differenzen von Soll- und Ist-Signal. Ausgehend von der Nulllage bei dem Integer-Wert 19.660, kann das Ventil jeweils in einem Signalbereich von 13.106 Integer-Werten angesteuert werden. In diesem Beispiel erreicht die durchschnittliche Ventilansteuerung ca. 2.000 Integer-Werte. Es ist zu erkennen, dass die beiden Kurven qualitativ ähnlich sind. Befindet sich ein Kolben in der Endlage, gelingt es der Regeleinrichtung annähernd das Soll-Signal zu erreichen.

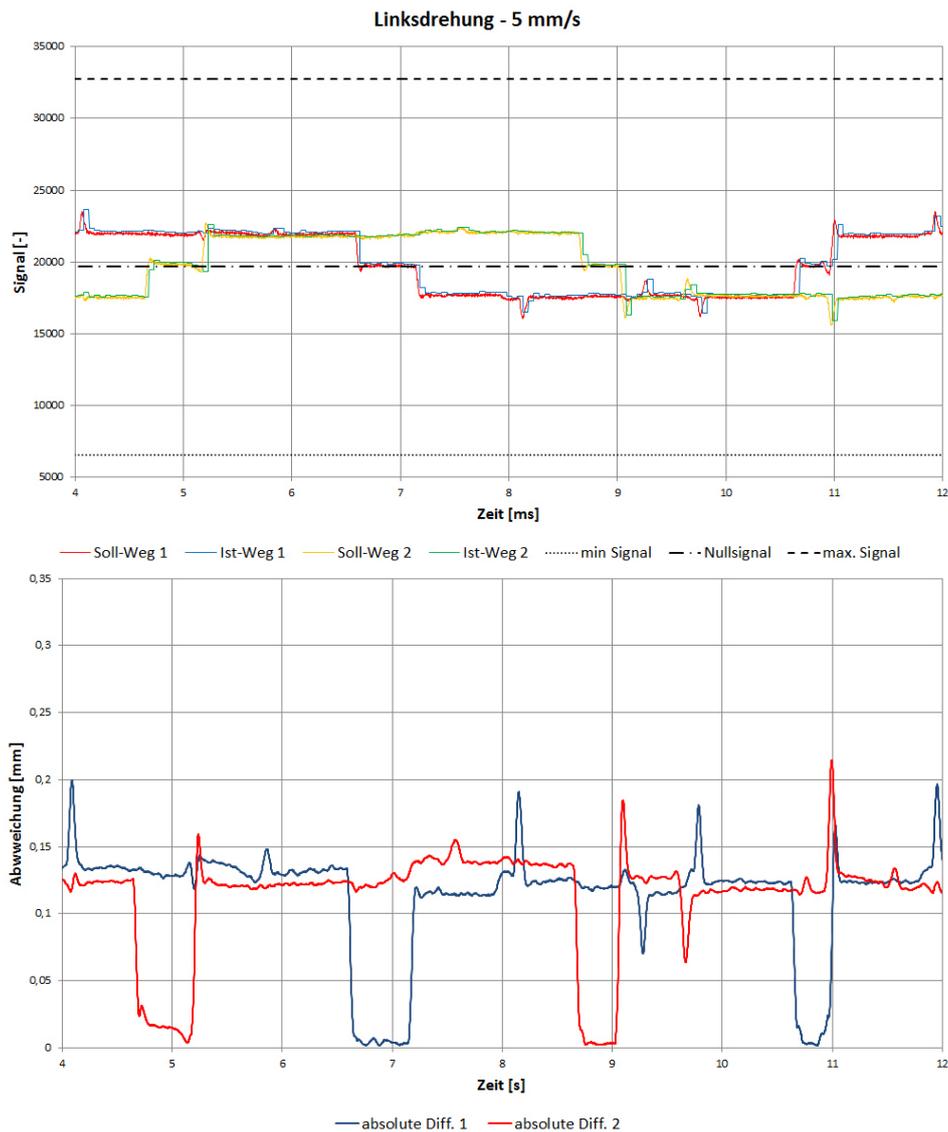


Abbildung 102: Soll- und Ist-Signale der Ventile sowie die absolute Differenz der Kolbenwege, Quelle: eigen Darstellung.

Mit steigender Geschwindigkeit steigen die Abweichungen und dadurch auch die Ventilansteuerung. Dies ist in der nächsten Abbildung dargestellt. Es ist eine quantitative Ähnlichkeit beider Verläufe zu erkennen. Um die Abweichung unabhängig von der Kolben-Geschwindigkeit zu machen, müssen die Regler-Parameter in Abhängigkeit von der Kolben-Geschwindigkeit modifiziert werden.

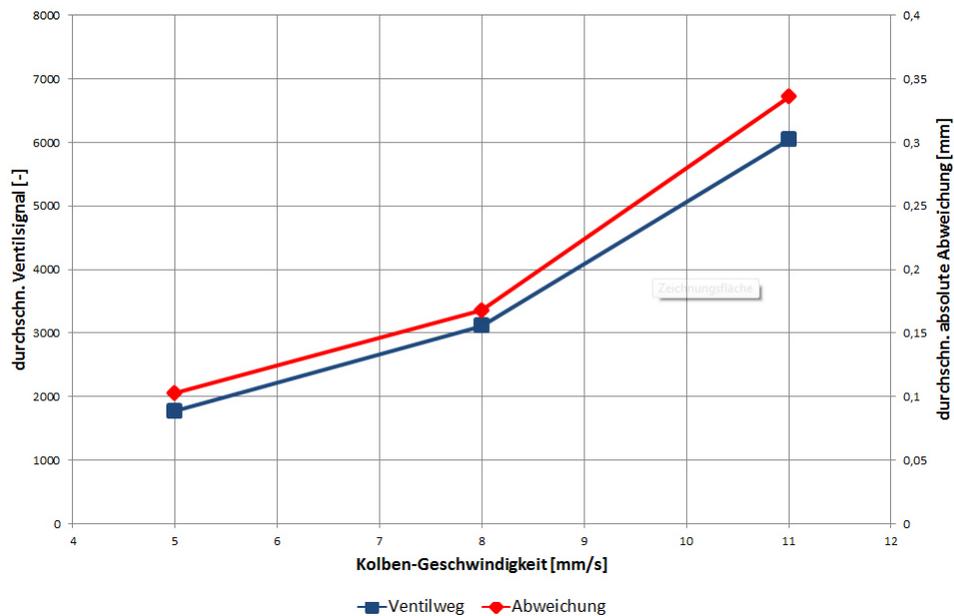


Abbildung 103: Ventilsignal und Abweichung in Abhängigkeit der Kolben-Geschwindigkeit, Quelle: eigen Darstellung.

4.5. Fazit

Nach erfolgreicher Inbetriebnahme, wurde schnell erkannt, dass die Variante des PT 2 sehr viel mehr Potential und Optimierungsmöglichkeiten hat als die Variante des PT 1. Abgesehen von dem hohen Programmieraufwand, ist die Bedienung und Einstellung dieses Antriebes im Vergleich zum PT 1 sehr einfach. Da die Software wiederverwendet werden kann, relativiert sich der Aufwand bereits bei der Inbetriebnahme und Einstellung des zweiten Antriebes. Im Gegensatz dazu müssen die induktiven Sensoren des PT 1 bei jedem neu in-betrieb-genommenen Antrieb mühsam eingestellt werden. Durch diese Voraussetzungen konnte der Antrieb des PT 2 relativ rasch in eine gleichmäßige Rotation versetzt werden. Jedoch wurde noch eine leichte Verspannung bzw. Verdrehung der Gehäuseteile zu einander beobachtet. Durch das Kürzen des maximalen Hubes durch die Offset-Werte konnte dieser Umstand zur Gänze beseitigt werden. Optimierungsmöglichkeiten gibt es bei der Wahl des eingesetzten Reglers. Wie bereits erwähnt, wird über den Kolbenweg geregelt. Eine kaskadierende Regelung bestehend aus der bereits verwendeten Wegregelung in Kombination mit einer Geschwindigkeitsregelung kann das Verhalten verbessern. Ein weiteres Problem war der relativ große Ölaustritt aus den Gehäusen. Eine Ursache dafür konnte ein unpassender oder verletzter O-Ring zwischen Laufbuchse und Gehäuse sein. Nachteilig ist ebenfalls die Empfindlichkeit der Wegmesssensoren zu nennen. Bereits durch leichtes Aufbringen eines Biegemoments auf den Taster, konnte eine Verformung festgestellt werden und der Sensor blockierte in bestimmten Stellungen. Wie bereits beim PT 1 festgestellt wurde, gibt es auch beim PT 2 unterschiedliche Reibungskräfte der Kolben. Dies konnte die Auswertung der Drücke in den

Kammern verdeutlichen. Ursache dafür können Fertigungsfehler bzw. Vorschädigungen der Oberflächen sein.

Aussagen über einen Betrieb unter Last können leider nicht abgeleitet werden, da am Prüfstand ohne Belastung getestet wurde. Aus späteren Versuchen unter realen Bedingungen wurde gezeigt, dass auch minimale Unstetigkeiten in der Drehbewegung durch den langen Hebelarm des Kranauslegers verstärkt werden und es so zu einer ruckartigen Bewegung des Auslegers kommt. Optimierungsvorgänge sollten demnach auch unter Last erfolgen. Da die Prüfläufe unter realen Bedingungen nicht mehr zum Gegenstand dieser Arbeit gehören, werden sie im nächsten Kapitel behandelt.

5. Weiterführung des Projektes und Ausblick

Nach erfolgreicher Inbetriebnahme beider Prototypen am Institut für Fertigungstechnik an der TU Graz, wurden wie bereits erwähnt beide Antriebe in einer Autobetonpumpe am Gelände der Firma Schwing in St. Stefan zum Einsatz gebracht. Der PT 1 wurde in Gelenk D und der PT 2 in Gelenk C montiert. Neben den bereits besprochenen ruckartigen Bewegungen welche durch das Teaching-Programm verbessert werden konnte, zeigte sich ein weiteres Problem. Durch die Belastung der montierten Arme und durch etwaige Fehlstellung der Kolben, kam es zu sehr hohem Abrieb in der Verzahnung. Dies führte dazu, dass durch die produzierten Späne, die mit dem Öl aus den Kammern und durch die Regelventile strömen, die Regelventile blockierten und schädigten. Es mussten mehrmals die Ventile abgebaut und die Kolbenschieber eingeschliffen werden. Diese Probleme führten zu der Entwicklung eines modifizierten Hydrauliklayouts, welches in weiterer Folge mit dem neuen Prototyp 2.2 getestet wurde (PT 2.2). Wegen den zusätzlichen Hydraulikbauteilen (Rückschlagventile und Filter), wird der Hydraulikblock mit den Ventilen nun separat am Arm montiert. Dieser Prototyp unterscheidet sich nur konstruktiv von den anderen Antrieben. Auch die Abtastung der Kolbenwege wurde verbessert. Nun wird die Position über einen Hebel aus dem Gehäuse geführt und auf einem gelagerten Schlitten übertragen. An diesen Schlitten tastet nun der Wegaufnehmer ab.

Neben der geänderten Hydraulik und der mechanischen Konstruktion, wird auch eine verbesserte Software verwendet. So wird zum Beispiel die Kalibrierung genauer durchgeführt. Vor dem Einbau werden zwei Messpunkte aufgenommen. Der erste Messpunkt ist bei ungefähr 1 bis 2 mm des Hubes zu machen. Danach wird ein Endmaß mit einer definierten Länge (hier 20 mm) eingebracht und der zweite Messpunkt wird aufgenommen. Die Differenz der Integer-Werte geteilt durch die Länge des Endmaßes ergibt die Steigung k der charakterisierenden Geraden. Danach werden die Sensoren in ihre endgültige Position eingebaut und ein automatisiertes Programm lässt die Kolben mehrmals in die Endlagen fahren. Somit erhält man die maximalen und minimalen Positionen der Kolben. Der minimalste Wert repräsentiert den Wert d der charakterisierenden Geraden.

Zusätzlich wurde das Teaching-Programm verbessert. Während bei der vorigen Version auch für den ersten Betrieb die Umschaltunkte annähernd fix einprogrammiert waren und dann optimiert wurden, werden diese Umschaltunkte bei der neuen Version komplett autonom gefunden und optimiert. Dies ermöglicht unterschiedliche Größen der Antriebe mit der gleichen Software zu bedienen. Generell verfügt die Software über eine komplett andere Struktur. Sie ähnelt einer objekt-orientierten Programmierung, bei der jeder Antrieb eine Instanz des Objektes bildet. Dieses Objekt besitzt unter anderem die Methoden der

Kalibrierung, des Einlernens sowie der Generierung der Soll-Signale und Regelung. Die Attribute repräsentieren demnach die permanent gespeicherten Werte wie maximalen und minimalen Hub, Umschaltpunkte und Regler-Parameter aber auch die flüchtigen Werte wie z.B. Status und Geschwindigkeit.

Um die Antriebe auch über die vorhandene Maststeuerung von Schwing bedienen zu können, kann das Signal der Fernbedienung für die Steuerung interpretiert werden. Dazu wird das PWM-Signal der Fernbedienung als Geschwindigkeitsvorgabe herangezogen. Diese Geschwindigkeitsvorgabe kann, wie bereits erwähnt, als Soll-Signal einer kaskadierenden Weg-Geschwindigkeits-Regelung herangezogen werden. Um etwaige Beschädigungen am Ventil feststellen zu können, wird die aktuelle Position der Kolbenschieber mit der vorgegebenen Position der Regelung verglichen. Gibt es diesbezüglich Abweichungen, kann auf eine Beschädigung bzw. Blockierung des Kolbenschiebers zurückgeführt werden. Dadurch können Ausfälle bereits im Vorhinein erkannt werden.

Es bieten sich durch den Einsatz einer SPS viele Möglichkeiten, diesen Antrieb zu optimieren. So muss der Vorgabeparameter nicht die Kolben-Geschwindigkeit sein sondern z.B. die Drehzahl und der Drehwinkel. Dadurch kann der Antrieb auch autonom betrieben werden. Es können Bewegungsabläufe abgespeichert und diese dann Schritt-für-Schritt abgearbeitet werden. Um den aufwändigen Aufbau der Sensorik zu vermeiden, kann eine andere Messmethode verwendet werden. Hierfür wird – ähnlich wie bei einer digitalen Schiebelehre – ein codierter Magnetstreifen in den Kolben eingearbeitet. Über einen Lesekopf in der Welle wird die Position interpretiert. Probleme hierbei gibt es bei der Signalverarbeitung und der Kabelführung. Eine weitere Variante wäre ein Potentiometer, welches in die Welle eingeschoben wird und direkt den Weg des Kolbens über eine Nut abtastet. Der große Vorteil ist der billige Anschaffungspreis sowie die Einfachheit des Signals. Probleme gibt es aber wiederum bei der Kabelführung.

Neben dem Einsatz in Autobetonpumpe, hat dieser Antrieb großes Potential die vorhandenen Antriebseinheiten in anderen Einsatzbereichen zu ersetzen. Das hohe Drehmoment bei gleichzeitig niedrigem Gewicht wird von den vorhandenen hydraulischen Schwenk- oder Drehantrieben nicht erreicht. Hinzu kommt der relativ einfache Aufbau mit nur zwei beweglichen Teilen. Ein großer Nachteil ist die niedrige Drehzahl die mit diesem Antrieb zurzeit erreicht werden kann. Hierfür muss noch Entwicklungsarbeit geleistet werden.

Literaturverzeichnis

Balluff GmbH. (27.01.2016): *Induktiver Sensor BES00H3*

http://www.balluff.com/balluff/MAT/de/produkte/product_detail.jsp#/227545 [Stand 17.03.2016]

Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H. (Hrsg) (21.05.2014b): *Datenblatt X20AO4632 (V3.00)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

— (Hrsg) (11.04.2001): *Datenblatt X20AI4632 (V2.10)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

— (Hrsg) (18.09.2014c): *Datenblatt X20DO8332 (V3.10)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

— (Hrsg) (05.12.2014a): *Datenblatt X20DI9371 (V3.01)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

— (Hrsg) (23.01.2013): *Datenblatt OPS1200.1 (V2.01)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

— (Hrsg) (23.10.2014d): *Anwenderhandbuch Power Panel C-Series (V1.00)*, ohne Verlagsangaben, Eggelsberg

Bosch Rexroth AG (Hrsg) (24.06.2009): *Datenblatt 4/3-, 4/2- und 3/2-Wegeventil mit in Öl schaltenden Gleichspannungsmagneten (RD 23178/04.09)*, ohne Verlagsangaben, Lohr am Main

— (Hrsg) (2001): *Hydraulik in mobilen Arbeitsmaschinen*, ohne Verlagsangaben, Lohr am Main

— (Hrsg) (2011): *Hydraulik. Grundlagen und Komponenten Bd IV*, ohne Verlagsangaben, Würzburg

— (Hrsg) (06.02.2014): *Datenblatt 4/4-Regel-Wegeventile, direktgesteuert, mit elektrischer Wegrückführung und integrierter Elektronik (OBE) (RD 29121)*, ohne Verlagsangaben, Lohr am Main

— (Hrsg) (31.07.2012): *Axialkolben-Konstantpumpe A2FO (RD 91401/06.2012)*, ohne Verlagsangaben, Elchingen

Bucher Hydraulics Inc. (Hrsg) (07.05.2015): *Logic and Compensator Elements (Reference: 520-P-070610-EN-00/09.2015)*, ohne Verlagsangaben, Elgin

Eckart GmbH. (08.2007): *Schwenkmotor SM4 – 250 bar*,

http://eckart-gmbh.de/downloads/files/eckart_schwenkmotor_sm4_de.pdf [Stand 10.12.2015]

Föllinger, Otto, Frank Dörrscheidt, und Manfred Klittich (1985): *Regelungstechnik - Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, Bd. V, Dr. Alfred Hüthig Verlag GmbH, Karlsruhe

- Hägglands Drives AB** (Hrsg) (22.03.2011): *Compact CA Product Manual (EN396-10h 2011)*, ohne Verlagsangaben, Mellansel
- Hochleitner, Heinrich** (2010a): *Fluidtechnik I*, TU Graz, ohne Verlagsangaben, Graz
- (2010b): *Proportional- und Servotechnik*, TU Graz, ohne Verlagsangaben, Graz
- Hydac International GmbH**. (Hrsg) (01.02.2016): *Druckfilter HFM bis 140 l/min, bis 400 bar (D 7.566.2/02.16)*, ohne Verlagsangaben, Sulzbach/Saar
- Inelta Sensorsysteme GmbH & Co. KG**. (2009): *Produkte: Wegsensoren mit Außengewinde*, <http://www.inelta.de/produkte/wegsensoren/wegsensoren-mit-aussengewinde/> [Stand 28.03.2016]
- Institut für Fertigungstechnik – TU Graz** (Hrsg) (2015): *20150424 Besprechung Hydraulikplan*, ohne Verlagsangaben, Graz
- Moog Inc.** (Hrsg) (14.04.2009): *Servoventile – direktgesteuerte Servoventile D633/D634 (Rev. 2, 04/2009)*, ohne Verlagsangaben
- Morolz, Karlheinz** (09.03.2015): *Schwenkantrieb PTI&PTII mit Armpaket*, ohne Verlagsangaben, St. Stefan/Kärnten
- Murrenhoff, Hubertus** (2012a): *Gundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik*, Shaker Verlag GmbH, Aachen
- (2012b): *Servohydraulik - Geregelte hydraulische Antriebe*, Shaker Verlag GmbH, Aachen
- Schwing GmbH** (2011b): *Produkte: Autobetonpumpe: S36X*, ohne Verlagsangaben, Herne, http://www.schwing.de/wp-content/uploads/2010/09/S_36_X_900x600.jpg [Stand 01.12.2015]
- (2011d): *Produkte: Autobetonpumpe: S36X*, ohne Verlagsangaben, Herne, <http://www.schwing.de/wp-content/uploads/2010/09/SCHWING-S-36-X-Arbeitsbereich1.jpg> [Stand 10.12.2015]
- (2011a): *Technik: Pumpenaggregate*, ohne Verlagsangaben, Herne, http://schwing.de/wp-content/uploads/2011/12/Zeichnung_Rock1.jpg [Stand 01.12.2015]
- (2001c): *Technik: Verteilermastkonzepte*, ohne Verlagsangaben, Herne, <http://www.schwing.de/wp-content/uploads/2011/12/RZ-297x300.jpg> [Stand 01.12.2015]

Sun Hydraulics Corporation (2016): *Druckbegrenzungsventil, vorgesteuert, druckausgeglichener Schieber*, ohne Verlagsangaben,
<http://www.sunhydraulics.com/de/model/RPEC/LCN> [Stand 17.03.2016]

Svend Hoyer GmbH (2010): *Hoyer 4P B5 25,6kW 3*440V Marine IE 2 14 HMC2 180L 60Hz IP55 45 grd (IE2%50Hz)*, ohne Verlagsangaben, München,
http://www.hoyermotors.de/?id=39404&show_product=1&action=detail&pid=3241801201# [Stand 07.03.2016]

Will, Dieter, und Norbert Gebhardt (2011): *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Herausgeber: Norbert Gebhardt, Bd. V, Dresden