



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Sebastian Göpel

Optimierung und Projektierung der Antriebsspindelverstellung einer Warmwalze im Aluminiumwerk

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Sebastian Göpel

**Optimierung und Projektierung der
Antriebsspindelverstellung einer Warmwalze
im Aluminiumwerk**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Speira GmbH
Technische Abteilung - Engineering
Aluminiumstraße
21129 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr. Ulf Teschke
Zweitprüfer/in: M. Eng. Andre Jalas

Abgabedatum: 23.05.2022

Zusammenfassung

Sebastian Göpel

Thema der Bachelorthesis

Optimierung und Projektierung der Antriebsspindelverstellung einer Warmwalze im Aluminiumwerk.

Stichworte

Hydraulik, Fluidtechnik, Walzwerk, Warmwalze, Antriebsstrang

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Optimierung eines hydraulischen Systems, welches Funktionen im Antriebsstrang der Warmwalze des Hamburger Aluminiumwerks ausübt. Dabei wird zunächst die Ausgangssituation analysiert, anschließend Lösungsvarianten aufgestellt, ein optimiertes Konzept erarbeitet und die Umsetzung vorbereitet.

Sebastian Göpel

Title of the paper

Optimisation and project planning of the drive spindle adjustment of a hot rolling mill in an aluminium plant.

Keywords

hydraulics, fluid system, rolling mill, hot mill, drive train

Abstract

This report contains the optimization of a hydraulic system that performs functions inside the drivetrain of the hot rolling mill at the aluminium plant in Hamburg. First, the initial situation is analysed, then solution variants are drawn up, an optimised concept is developed and the implementation is prepared.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis	IV
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	V
1 Einleitung.....	1
2 Anlagenübersicht und Bestandsaufnahme	2
2.1 Warmwalze	2
2.2 Aufbau des Antriebsstrangs	2
2.3 Funktionsbeschreibung der Spindelverstellung	4
2.4 Beschreibung des Walzprozesses anhand der Betriebsdaten.....	6
2.5 (Press-) Wasserhydraulik	8
2.6 Komponenten der vorhandenen Anlage.....	9
2.6.1 Plungerzylinder/ Spindelstuhl	9
2.6.2 Ventilstand	10
2.6.3 Druckspeicher/ Kompressor.....	11
2.6.4 Hydraulikaggregat.....	13
2.7 Instandhaltungskosten.....	13
2.8 Stillstandskosten	14
3 Vorbetrachtungen für die Konzeption.....	15
3.1 Funktionsstruktur	15
3.2 Anforderungsliste.....	17
3.3 Bauraum	18
3.4 Instandhaltung.....	20
3.5 Risikobeurteilung	21
4 Lösungsvarianten	23
4.1 Ansätze für die Ausrichtung des Projekts	23

4.2	Brandsicherheit	24
4.3	Verfahren zur Findung von Lösungsvarianten.....	25
4.4	Hydrospeicher	26
4.5	Berechnung der Volumenströme und des Austauschvolumens	28
5	Bewertung der Varianten	31
5.1	Überprüfen der Anforderungen.....	31
5.2	Bewertung der Varianten	32
5.3	Beschreibung der wertigsten Lösung.....	33
6	Konstruktive Umsetzung.....	34
6.1	Hydraulikplan und Funktionsmatrix	34
6.2	Berechnung des Hydrospeichers.....	37
6.3	Berechnung der Rohrdurchmesser	40
6.4	Berechnung der erforderlichen Motoren- und Pumpenleistung.....	41
6.5	Berechnung der Wärmeentwicklung.....	44
6.6	Erneuerung der Plungerzylinder	45
7	Projektierung.....	46
7.1	Anfragespezifikation.....	46
7.2	Bestellspezifikation.....	46
7.3	Montageplanung	47
8	Fazit und Ausblick.....	48
	Literaturverzeichnis	VI
	Anhang A - Anforderungsliste.....	VII
	Anhang B - Zeichnungen.....	VIII
	Anhang C - Quellen	XII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Antriebseinheiten und Zwischenwelle.....	3
Abbildung 2 - Dispositionszeichnung des Antriebsstrangs ^[12]	4
Abbildung 3 - Druckverlauf im Walzprozess ^[16]	7
Abbildung 4 - Spindelstuhl (links) und vereinfachte Darstellungen der Zylinderarten (mitte, rechts)...	9
Abbildung 5 - Ventilstand.....	11
Abbildung 6 - links: Kompressor, mitte: Aggregat, rechts Hydrospeicher.....	12
Abbildung 7 - Hydraulikaggregat.....	13
Abbildung 8 - Black Box der Spindelverstellung.....	16
Abbildung 9 - Funktionsstruktur der ersten Ebene.....	17
Abbildung 10 - mögliche Position.....	19
Abbildung 11 - Aufstellposition.....	20
Abbildung 12 - Blasenspeicher bei niedrigstem (links) und höchstem Betriebsdruck (rechts) ^[6]	27
Abbildung 13 - Freikörperbild der Spindelverstellung.....	29
Abbildung 14 - Hydraulischer Schaltplan.....	35
Abbildung 15 - Zustandsänderung über fünf Barren.....	39
Abbildung 16 - Viskositäts-Temperatur-Diagramm (UBBELOHDE-Diagramm) ^{WATTER [18], S. 15}	41

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Vor- und Nachteile von wasserhydraulischen Anlagen mit Klarwasser.....	8
Tabelle 2 - Instandhaltungskosten der Hydraulikanlage.....	14
Tabelle 3 - Stillstandskosten verursacht durch die Hydraulik der Spindelverstellung	15
Tabelle 4 - Risikomatrix nach Nohl.....	21
Tabelle 5 - Risiken	22
Tabelle 6 - Bedenken und Befürwortung der Ansätze.....	24
Tabelle 7 - Teillösungen	25
Tabelle 8 - Lösungsvarianten.....	26
Tabelle 9 - Übersicht Volumenströme und Austauschvolumen	30
Tabelle 10 - Tabellarische Überprüfung der Anforderungen.....	31
Tabelle 11 - Gewichtung der Wünsche.....	32
Tabelle 12 - Wertigkeit der Lösungsvarianten.....	33
Tabelle 13 - Funktionsmatrix.....	36
Tabelle 14 - Anhaltswerte für Verlustziffern bei Rohrkrümmern ^{WATTER [18], S. 63}	43

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzung	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	$[m^2]$
A_T	Benetzte Tankoberfläche	$[m^2]$
ATV	Allgemeine Technische Vertragsbedingungen	-
BDE	Betriebsdatenerfassung	-
c	Strömungsgeschwindigkeit	$[m/s]$
ζ	Druckverlustbeiwert	$[-]$
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$[J/kg \cdot K]$
d	Durchmesser	$[m]$
Δp	Betriebsdruckdifferenz	$[bar]$
$\Delta \vartheta$	Temperaturerhöhung	$[K]$
ΔV_A	Austauschvolumen	$[l]$
d_n	Nenndurchmesser	$[mm]$
η	Wirkungsgrad	$[-]$
F_1	Kraft Position 1	$[N]$
F_2	Kraft Position 2	$[N]$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$[W/K \cdot m^2]$
κ	Isentropenexponent	-
l	Länge	$[m]$
λ	Rohrreibungszahl	$[-]$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$[W/K \cdot m]$
m	Masse	$[kg]$
ν	Viskosität	$[mm^2/s]$
OWA	oberer Walzenantrieb	-
p	Druck	$[bar]$
p_0	Speichervorfülldruck	$[bar]$
p_1	niedrigster Betriebsdruck	$[bar]$
p_2	maximaler Betriebsdruck	$[bar]$
$p_3, p_{e,zul}$	maximaler Betriebsüberdruck	$[bar]$
P_{el}	elektrische Leistung	$[W]$
P_{hyd}	hydraulische Leistung	$[W]$
p_v	Druckverlust	$[bar]$
Q	Volumenstrom	$[l/min]$
\dot{Q}	Wärmestrom	$[W]$

$Q_{1,wb}, Q_{1,ww}$	Volumenstrom Zylinder 1 (Walzbetrieb/Walzenwechsel)	[l/min]
$Q_{2,wb}, Q_{2,ww}$	Volumenstrom Zylinder 2 (Walzbetrieb/Walzenwechsel)	[l/min]
R_s	Spezifische Gaskonstante	[J/kg · K]
Re	Reynoldszahl	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
t	Zeit	[min]
T	Temperatur	[K]
t_T	Wandstärke des Tanks	[m]
UWA	unterer Walzantrieb	-
V	Volumen	[m ³]
$v_{1,wb}, v_{1,ww}$	Geschwindigkeit Pos.1	[mm/s]
$v_{2,wb}, v_{2,ww}$	Geschwindigkeit Pos.2	[mm/s]
$v_{3,wb}, v_{3,ww}$	Geschwindigkeit Pos.3	[mm/s]
z	geodätische Lage	[m]

1 Einleitung

Diese Arbeit befasst sich mit der Optimierung und Konzeptionierung der Spindelverstellung an der Warmwalze im Hamburger Aluminiumwerk der Speira GmbH. Das Werk Hamburg, gegründet im Jahr 1972, beschäftigt derzeit etwa 660 Mitarbeitende und produziert bis zu 165.000 Tonnen Aluminiumband im Jahr^[17]. Die Produktion verfügt über eine Walzbarrengießerei, das Walzwerk mit einer Warmwalze und zwei Kaltwalzen, die Adjustage mit zwei Querteil- und drei Längsteilanlagen sowie den Versand und Logistikbereich samt Hochregallager. Die Produkte des Hamburger Standorts kommen vor allem im Automobilsektor, allgemeinem Maschinenbau und dem Bausektor zur Anwendung.

An der Warmwalze werden (Walz-) Barren aus Aluminium durch den Walzprozess zu Bändern umgeformt. Der Barren wird dabei im reversierenden Walzbetrieb in mehreren Stichen, das heißt der schrittweisen Verkleinerung des Walzspaltes, zu einem Aluminiumband gewalzt, welches zu einem sogenannten Coil aufgewickelt wird. Mit der Einstellung des Walzspaltes werden die Antriebsspindeln der Anlage vertikal verfahren. Um im Walzbetrieb eine Krafterleitung in das Walzgerüst zu minimieren und die Arbeitswalzen nach einer Revision wieder mit dem Antriebsstrang verbinden zu können, werden die Antriebsspindeln durch die Spindelverstellung im Walzenwechselbetrieb und im Walzbetrieb vertikal verfahren.

In dieser Arbeit wird die Optimierung der Spindelverstellung behandelt. Die bestehende Anlage wurde in den 70er Jahren, bei der Gründung des Hamburger Werks, errichtet und wird seitdem mit (Press-) Wasser, einer Öl in Wasser Emulsion, betrieben. Da die Ersatzteilversorgung aufwändiger wird und die Wartung der Anlage sowie die Sicherheitsprüfungen der Komponenten hohe Stillstandszeiten der Warmwalze zufolge haben, sollen mit dieser Arbeit Optimierungsvarianten aufgezeigt und eine neue Anlage konzeptioniert und projiziert werden. Es soll eine Montageplanung durchgeführt werden.

2 Anlagenübersicht und Bestandsaufnahme

2.1 Warmwalze

Die Warmwalze ist eine der wichtigsten Anlagen des Aluminiumwerks, da sie sich mitten in der Produktionskette befindet und somit nahezu jedes Produkt diese Anlage passieren muss. Am Anfang der Prozesskette innerhalb des Werkes steht die Gießerei, welche von der Firma TRIMET SE angeliefertes Flüssigaluminium, sowie bei Speira eingeschmolzene Aluminiumschrotte, legiert und zu Barren gießt. Nach dem Guss werden die Barren für den Warmwalzprozess vorbereitet. Dazu werden die Stirnseiten der Barren in der Barrensäge entfernt und an der Ober- und Unterseite mithilfe der Barrenfräse die sogenannte Gushaut entfernt. Optional werden die Barren in der Brazing-Linie mit einem höherwertigen Material plattiert. Warmwalzen bedeutet, dass das Material oberhalb der Rekristallisationstemperatur umgeformt wird, weshalb die Barren, abhängig von der Legierung, in einem Stoßofen auf Temperaturen zwischen 350°C und 550°C aufgewärmt werden. Die erhöhte Temperatur ermöglicht eine hohe Umformbarkeit des Materials bei geringerem Krafteinsatz^[9]. Bei der Warmwalze im Hamburger Aluminiumwerk handelt es sich um ein Quarto-Walzgerüst, welches reversierend betrieben wird. Ein Quarto-Walzgerüst besteht aus zwei Arbeitswalzen, welche im direkten Kontakt zu dem Barren stehen und diesen im Walzprozess umformen, sowie zwei Stützwalzen, die jeweils über der oberen und unter der unteren Arbeitswalze angeordnet sind. Die Stützwalzen werden eingesetzt, um die beim Walzen auftretenden Kräfte aufnehmen zu können und stabilisieren die Arbeitswalzen. Vor und hinter den Walzen befinden sich Dickenmessgeräte, welche die Materialstärke und Materialverteilung aufnehmen. Beim Walzen können durch eine winkelige Anstellung und ein Biegen der Arbeitswalzen, sowie gezieltes Aufbringen von Walzemulsion, die zuvor gemessenen Unebenheiten im Material herausgearbeitet werden. Im reversierenden Walzbetrieb wird in zwei Richtungen gewalzt, das heißt nach jeder Stichabnahme die Walzrichtung gewechselt. Durch das Warmwalzen werden die Barren zu langen Bändern umgeformt, wodurch an den Rändern des Bandes Überlappungen entstehen. Diese Überlappungen werden mit einem Besäumschnitt entfernt und als Schrotte wieder in den Materialkreislauf eingebracht. Nach dem Walzen wird das Aluminiumband auf einer (Wickel-) Hülse zu einem sogenannten Coil aufgewickelt. Die nächsten Schritte der Prozesskette sind das Kaltwalzen und Rekristallisationsglühen, worauf optional ein Richten des Bandes zusammen mit einer Oberflächenanalyse in der Reckanlage folgen. Optional können die Bänder in den Querteilanlagen zu Blechen und in den Längsteilanlagen zu Streifenmaterial zugeschnitten werden.

2.2 Aufbau des Antriebsstrangs

Angetrieben wird die Warmwalze von zwei Antriebseinheiten. Jeweils eine Antriebseinheit treibt eine Walze an, also der obere Walzenantrieb (OWA) die obere Arbeitswalze und der untere Walzenantrieb (UWA) die untere Arbeitswalze. Der OWA ist aufgrund der Abmaße der Antriebseinheiten 8150mm (Abbildung 1)

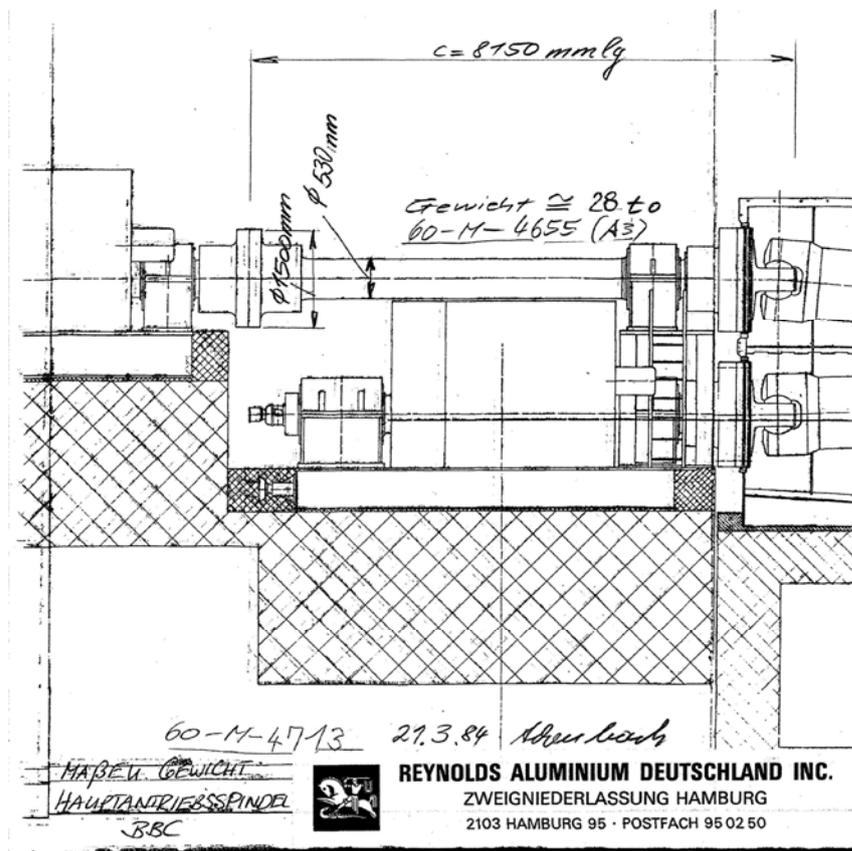


Abbildung 1 - Antriebseinheiten und Zwischenwelle

hinter der UWA platziert und über eine Zwischenwelle mit dem oberen Gelenkkopf in der Gelenkkopfeinkapselung verbunden. Der UWA ist hingegen direkt an der Gelenkkopfeinkapselung angeordnet. Die Gelenkköpfe ermöglichen einen winkligen Achsversatz der Antriebsspindeln zu der Rotationsachse der Zwischenwelle beziehungsweise der unteren Walzantriebseinheit. Die Antriebsspindeln überbrücken eine Länge von 10000mm von der Gelenkkopfeinkapselung auf der Antriebsseite (Abbildung 2, links) zu den Gelenken auf der Walzenseite (Abbildung 2, rechts).

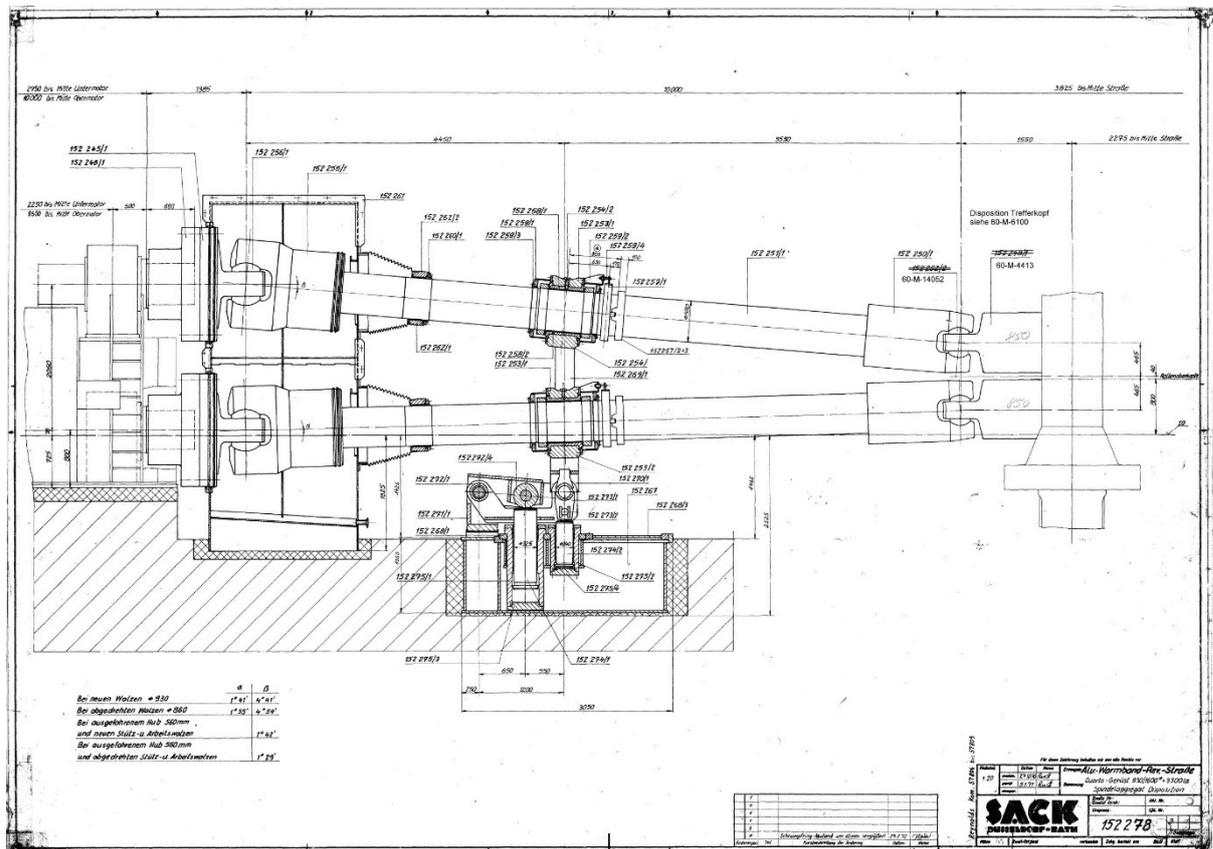


Abbildung 2 - Dispositionszeichnung des Antriebsstrangs^[12]

An der Verbindung von Antriebsspindeln und Trefferköpfen, welche die Verbindung zu den Arbeitswalzen herstellen, kommen ebenfalls Gelenkköpfe zum Einsatz, da die Arbeitswalzen wieder parallel zueinander angeordnet sind. Durch die Verwendung der gelenkig verbundenen Antriebsspindeln, wird die für den Walzprozess maßgebliche Funktion, die Einstellung des Walzspaltes, ermöglicht. Etwa in der Mitte der Antriebsspindeln zwischen Antriebs- und Walzenseite, ist der Spindelstuhl (Abbildung 2, mitte) mit den Spindeln verbunden. Der Spindelstuhl ist Teil der Spindelverstellung über den die Bewegung der Zylinder auf die Spindeln übertragen wird. Im Betrieb der Anlage werden durch den Antriebsstrang nur die Arbeitswalzen angetrieben. Die Stützwalzen werden nur über den Kontakt zu den Arbeitswalzen angetrieben.

2.3 Funktionsbeschreibung der Spindelverstellung

Die Antriebsspindelverstellung wird in zwei Betriebsarten mit unterschiedlichen Funktionen betrieben:

- *Walzbetrieb*: Reduzierung der durch das Eigengewicht der Antriebsspindeln erzeugte Krafteinleitung in das Walzgerüst während des Walzvorgangs
- *Walzenwechselbetrieb*: Verfahren der Antriebsspindeln während des Walzenwechsels oder bei Wartungsarbeiten

Die Anlage befindet sich im *Walzbetrieb*, wenn die Warmwalze produziert und Barren zu Bändern umgeformt werden. In diesem Betriebsmodus ist die Hauptfunktion der Anlage die Antriebsspindeln ‚auszubalancieren‘, wodurch die Krafteinleitung in das Walzgerüst auf ein tolerierbares Minimum

reduziert wird. Dabei werden die Antriebsspindeln mit der aktuellen Anlage nicht aktiv verfahren. In Walzbetriebsstellung sind die Hydraulikzylinder direkt mit dem Hydrospeicher verbunden. Somit handelt es sich um ein geschlossenes System aus dem Hydrospeicher und den Zylindern. Der Druck wird so eingestellt, dass die obere Antriebswelle langsam in die höchste Position begeben würde, wären keine Arbeitswalzen angeschlossen. Im Walzbetrieb wird die untere Arbeitswalze nicht verstellt, wodurch die untere Antriebsspindele und damit der Zylinder ebenfalls nicht verfahren werden. Wird nun der Walzspalt eingestellt und die obere Arbeitswalze nach unten verfahren, senkt sich mit der oberen Arbeitswalze auch die obere Antriebsspindele. Dadurch wird das (Press-) Wasser aus dem Zylinder verdrängt und von der verbauten Druckflasche aufgenommen. In der Druckflasche wird dabei die Luft komprimiert und der Druck im System steigt leicht an. Durch eine Druckdifferenz entsteht an den Gelenksteinen, welche die Antriebswelle mit den Arbeitswalzen verbinden eine Kraft in radialer Richtung. Um diese gering zu halten, ist der Druckanstieg im System ebenfalls gering zu halten. Zur Erreichung einer geringen Druckdifferenz, muss der Hydrospeicherspeicher über ein großes Gasvolumen verfügen, sodass bei Aufnahme von Hydraulikfluid das Gas in der Druckflasche eine nur eine geringe Änderung der Dichte erfährt. Dabei gilt, je größer das Gasvolumen, desto geringer die Kompression und damit die Betriebsdruckdifferenz im System. Beim Öffnen des Walzspaltes werden die Zylinder entlastet, sodass das Gas in der Druckflasche expandiert und dabei das (Press-) Wasser aus dem Speicher in den Zylinder verdrängt.

Für den Antriebsstrang der Warmwalze ist eine ‚*Ausbalancierung*‘ der Antriebsspindeln besonders wichtig, um den Verschleiß an den Gelenksteinen gering zu halten. Würden die Antriebsspindeln nicht ausbalanciert, könnte die mechanisch-hydraulische Walzenverstellung, welche den Walzspalt mechanisch einstellt und die Arbeitswalzen hydraulisch feineinstellt und anstellt, die Krafteinleitung durch das Eigengewicht der Antriebsspindeln ausgleichen. Allerdings könnten durch die Rotation der Komponenten Unwuchten entstehen, welche sich auf die Produktqualität und die Haltbarkeit des Antriebsstrangs auswirken können.

Im *Walzenwechselbetrieb*, welcher für den Walzenwechsel und bei Reparaturen verwendet wird, ist die Hauptfunktion der Anlage die vertikale Positionierung der Antriebsspindeln. Bei dem Walzenwechsel werden die Walzen auf der Bedienerseite der Warmwalze (gegenüber der Antriebsseite) aus dem Walzgerüst gefahren. Die Walzen werden mit einem Kran aus der Grube gehoben, ein neues Walzenpaket hereingesetzt und in das Gerüst gefahren. Bei diesem Vorgang werden Arbeits- und Stützwalzen in verschiedenen Kombinationen getauscht. Die Arbeitswalzen werden beim Walzen unterschiedlich stark beansprucht und müssen abhängig vom Zustand in die Schleiferei, in der die Oberflächen der Arbeitswalzen auf eine geforderte Oberflächenqualität geschliffen werden. Dadurch haben die Arbeitswalzenpaare unterschiedliche Durchmesser, sodass bei einem Wechsel der Arbeitswalzen die Antriebsspindeln für das Verbinden neu positioniert werden müssen. Zum Ausfahren der Arbeitswalzen wird der Walzspalt geschlossen, sodass sich auch die Spindel auf unterer Position befindet. Daher ist das Fluid aus dem Zylinder verdrängt und der Speicher vorgespannt. Würden die

Arbeitswalzen nun aus dem Gerüst gezogen werden, würden die Spindeln ab dem Moment der Trennung des Formschlusses an den Trefferköpfen schnell nach oben verfahren. Im Hydrospeicher würde dabei das Gas expandieren und das Fluid aufgrund des nun fehlenden Gegendrucks in die Zylinder verdrängen. Um das Verfahren der Spindeln zu verhindern, werden die Leitungen zu den Zylindern vor dem Ausfahren der Arbeitswalzen abgesperrt und dadurch das Risiko für die Mitarbeiter an der Anlage reduziert.

Die manuelle Verstellung der Spindeln wird von einem Bedienpult vor Ort vorgenommen. Zum Hochfahren wird Fluid aus dem, durch die vorherige Absperrung bei geschlossenem Walzspalt vorgespannten, Hydrospeicher verwendet. Um die Spindeln herunterzufahren, wird hingegen Fluid aus den Zylindern in den Tank abgelassen. Nach dem Einsetzen neuer Arbeitswalzen wird wieder eine offene Verbindung zwischen Hydrospeicher und den Zylindern hergestellt und der Hydrospeicher bei Bedarf über das Hydraulikaggregat wieder aufgefüllt.

Bei den zum Verfahren der Antriebsspindeln eingesetzten Zylindern handelt es sich um einfachwirkende Plungerzylinder (Tauchkolbenzylinder). Durch das Eigengewicht der Antriebsspindeln sind die Zylinder mit einer generativen Last beaufschlagt, weswegen im Zylinder immer ein Druck vorherrscht. Bei einem zu starken Druckabfall, beispielsweise beim Öffnen des Ventils zwischen Zylinder und Tank, würde die Last das Wasser aus den Zylindern schnell verdrängen und sich somit die Spindeln schnell nach unten bewegen. Um dies zu verhindern und die Spindeln kontrolliert herabfahren zu können, darf der Druck beim Herabfahren nicht zu stark sinken, weshalb im Rücklauf Drosselventile zum Einsatz kommen. Dadurch fällt der Druck erst hinter der Drossel komplett ab, sodass im Zylinder ein ausreichend hoher Druck für ein kontrolliertes Einfahren der Zylinder vorhanden ist. Während Wartungsarbeiten muss eine hohe Sicherheit gegen Verfahren der Spindeln und gegen einen schnellen Druckabfall im Speicher gegeben sein. Dies wird bei der vorhandenen Anlage durch komplettes Schließen der Drosselventile erreicht.

2.4 Beschreibung des Walzprozesses anhand der Betriebsdaten

Um die Funktionsweise der Anlage während des Walzbetriebs zu verdeutlichen, können aus dem Walzbetrieb aufgenommene Daten herangezogen werden. Die folgende Abbildung (Abbildung 3) zeigt einen Ausschnitt aus der Betriebsdaten Erfassung (BDE) des Hamburger Werks. Im BDE werden betriebliche Daten wie die aktuellen Positionen der Aluminiumerzeugnisse im Werk oder auch Mess- und Zustandsdaten der Anlagen erfasst. In der Abbildung sind von oben nach unten dargestellt, der zeitliche Verlauf des Anlagendrucks, die Anzahl der Stiche, die Größe des Walzspalts, die Kräfte im Walzgerüst und der Druckverlauf der Soll- und Ist-Drücke der Stützwalzenbalancierung. Die Stützwalzenbalancierung ist für die Funktionsbeschreibung der Spindelverstellung nicht von großer Bedeutung, weswegen auf den Druckverlauf dieser nicht weiter eingegangen wird.

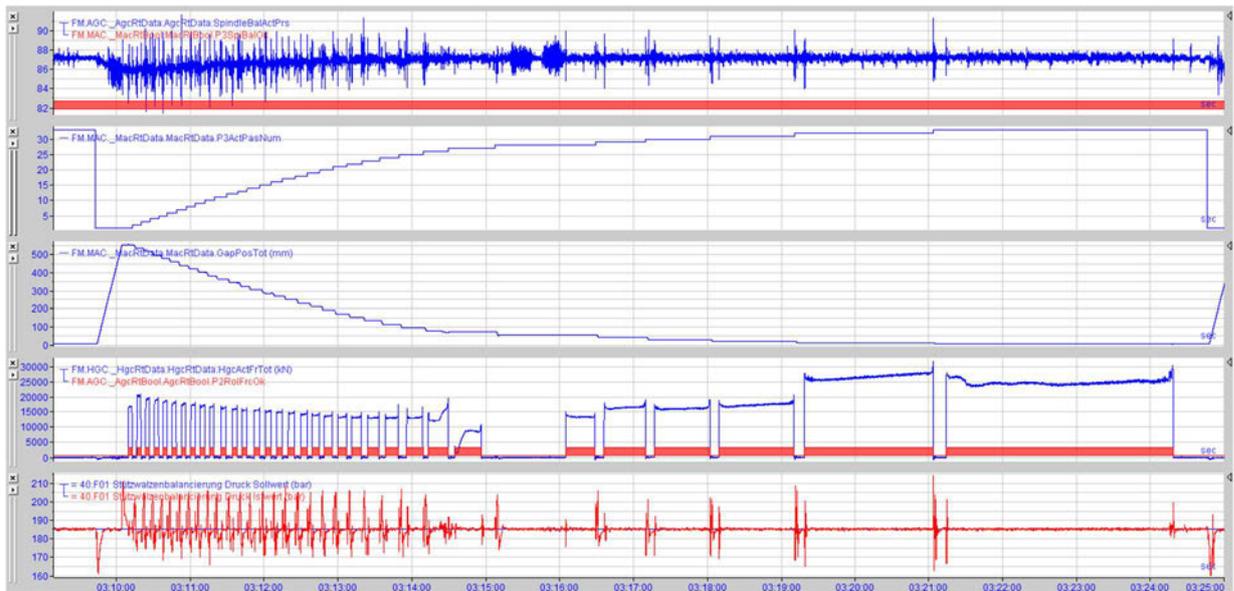


Abbildung 3 - Druckverlauf im Walzprozess^[16]

Der Walzprozess beginnt mit dem Öffnen des Walzspaltes. Dies ist an der Positionierung der oberen Arbeitswalze (drittes Diagramm) und dem Zurücksetzen der Zählung der Stiche (zweites Diagramm) zu erkennen. Dem ersten Diagramm ist ein Druckabfall in der Spindelverstellung bei Öffnung des Walzspaltes zu entnehmen. Dabei fällt der Druck im System von etwa 87bar bei geschlossenem Walzspalt auf 86bar bei vollständig geöffnetem Walzspalt. Mit zunehmender Anzahl an Stichen und dem damit verbundenen Schließen des Walzspaltes nähert sich der Druck im System wieder 87bar an. Zudem sind im Druckverlauf kurzzeitige Druckschwankungen erkennbar. Diese treten bei Verstellung des Walzspaltes und bei Ein- und Aussetzen der Walzkraft, im vierten Diagramm zu sehen, auf. Die Druckschwankungen prägen sich dabei sowohl in Form von Druckspitzen als auch in Form von Drucksinken aus. Die maximalen Ausprägungen betragen dabei ca. 91,5bar und ca. 81,5bar.

Der Druckabfall zu Beginn des Walzprozesses ist auf die, im vorherigen Abschnitt beschriebene, Bauweise der Anlage zurückzuführen. Bei der Spindelverstellung handelt es sich um ein hybrides Hydrauliksystem, welches sehr energieeffizient betrieben werden kann. Das System ist hybrid, da es mit Speicher und Aggregat über zwei Druckquellen verfügt, wobei die Pumpen des Hydraulikaggregates nur während des Einsetzens neuer Arbeitswalzen laufen. Der Hydrospeicher kann im Walzbetrieb einen Teil der potenziellen Energie der Antriebsspindel beim Herunterfahren in Form von Druck speichern. Im Walzbetrieb handelt es sich dabei um ein geschlossenes System, bei dem die Plungerzylinder nur mit dem Hydrospeicher verbunden sind. Beim Öffnen des Walzspaltes fließt das Fluid vom Speicher in den Zylinder, wodurch das Gas in der Druckflasche expandiert und der Druck im System fällt. Wird die Spindel mit dem Schließen des Walzspaltes schrittweise heruntergefahren, fließt das Fluid wieder vom Zylinder in den Speicher. Das Gas im Speicher wird dabei komprimiert und der Systemdruck steigt wieder an. Anhand der Messung ist das Funktionsprinzip der Anlage während des Walzbetriebs ersichtlich. Der Hydrospeicher funktioniert metaphorisch ausgedrückt wie eine einstellbare Rückstellfeder, welche die Antriebsspindeln nach dem Herunterdrücken wieder nach oben verfährt und

über den Gasdruck im Speicher verstellt werden kann. Bei den Abläufen ist jedoch auf eine Berücksichtigung thermodynamischer Effekte durch die Zustandsänderungen des Gases in der Druckflasche zu achten.

2.5 (Press-) Wasserhydraulik

Bei der aktuell verwendeten Anlage handelt es sich um eine (Press-) Wasserhydraulik. Somit kommt als Hydraulikmedium nicht, wie heutzutage weit verbreitet, ein auf Öl basierendes Medium zum Einsatz, sondern eine Emulsion auf Wasserbasis. Ursprünglich wurde die Anlage für eine Verwendung von einer Öl in Wasser-Emulsion (OW-Emulsion) ausgelegt, welche in diesem Fall aus etwa 97% Wasser und 3% Öl zusammengesetzt ist. Durch den geringen Austausch von Fluid im Betrieb haben sich aber mit der Zeit Verklumpungen im Fluid gebildet, welche teilweise zu Verstopfungen der Ventile führen.

Wasser ist die historisch älteste Druckflüssigkeit ^[4] und somit sind wasserhydraulische Anlagen Vorgänger von ölhydraulischen Anlagen. Der Einsatz von Wasserbasierten Hydraulikflüssigkeiten geht mit einigen Vor- und Nachteilen gegenüber Öl-basierten Hydraulikflüssigkeiten einher (Tabelle 1). Bei Verwendung von Klarwasser als Hydraulikmedium ist eine gute Umweltverträglichkeit gegeben. Zudem ist die Verfügbarkeit von Wasser hoch, da für klarwasserhydraulische Anlagen oft Leitungswasser und in Sonderfällen sogar unbehandeltes oder Prozesswasser verwendet werden kann. Jedoch ist ohne das Treffen weiterer Maßnahmen der Temperatureinsatzbereich gegenüber einer Ölhydraulik eingeschränkter, da im niederen Temperaturbereich Frost- und im oberen Temperaturbereich Verdampfungsfahr besteht, welche zu einer Schädigung der Anlage führen können.

Vorteile Wasserhydraulik	Nachteile Wasserhydraulik
Keine Verschmutzungsgefahr für Umwelt und Produkt	Ohne Maßnahmen begrenzter Temperatureinsatzbereich
Erfüllung von Hygieneanforderungen	Fehlende Schmiereigenschaften
Geringer Entsorgungsaufwand	Korrosionsgefahr
Keine Brand- und Explosionsgefahr	Hohe Kosten für Komponenten
Verfügbarkeit von Wasser	

Tabelle 1 - Vor- und Nachteile von wasserhydraulischen Anlagen mit Klarwasser

Technologisch gesehen sind für wasserhydraulische Anlagen einige Vorkehrungen zu treffen, um eine hohe Betriebssicherheit gewährleisten zu können. Wasser verfügt über einen hohen Kompressionsmodul, welcher sich positiv die Regelbarkeit einer Anlage auswirkt, aber mit erhöhter Steifigkeit und Eigenfrequenz einhergeht. Dadurch können die Druckstöße, die beispielsweise beim Schalten eines Ventils auftreten, zu höheren Belastungen der Komponenten führen. Aufgrund der Korrosionsgefahr und der fehlenden Schmierfähigkeit muss bei der Werkstoffwahl für hydraulische Komponenten auf korrosionsbeständige Stähle, Kunststoffe oder Keramiken gesetzt werden. Die niedrige Viskosität von Wasser führt zu geringeren Durchflusswiderständen, weshalb

Rohrleitungsquerschnitte mit kleineren Nennweiten möglich sind. Allerdings müssen aufgrund der geringen Viskosität bei hydraulischen Komponenten geringere Toleranzen eingehalten werden. Diese erhöhten Anforderungen führen dazu, dass die Anschaffungskosten für wasserhydraulische Komponenten derzeit höher ausfallen als bei ölhydraulischen Komponenten. Wasserhydraulische Anlagen werden vor allem im Lebensmittelbereich, im Bergbau und in der Hütten-, Walzwerks- und Gießereitechnik zum Einsatz. In der Lebensmittelindustrie kann durch den Einsatz von Wasser eine Kontamination der Produkte verhindert werden, während im Bergbau oder der metallherstellenden Industrie der Einsatz von Wasser für die Vermeidung von Bränden im Vordergrund steht.

2.6 Komponenten der vorhandenen Anlage

Die Spindelverstellung kann in vier Baugruppen aufgeteilt werden:

- Zylinder mit Spindelstuhl
- Ventilstand
- Druckspeicher mit Kompressor
- Hydraulikaggregat

2.6.1 Plungerzylinder/ Spindelstuhl

Zum Heben und Senken werden am Spindelstuhl (Abbildung 4, links) sogenannte Plunger- oder Tauchkolbenzylinder verwendet. Ein klassischer zweifach wirkender Hydraulikzylinder verfügt über einen Scheibenkolben, welcher sich, von einer Kolbenstange geführt und durch einen anliegenden Druck bewegt, im Zylinder verfährt.

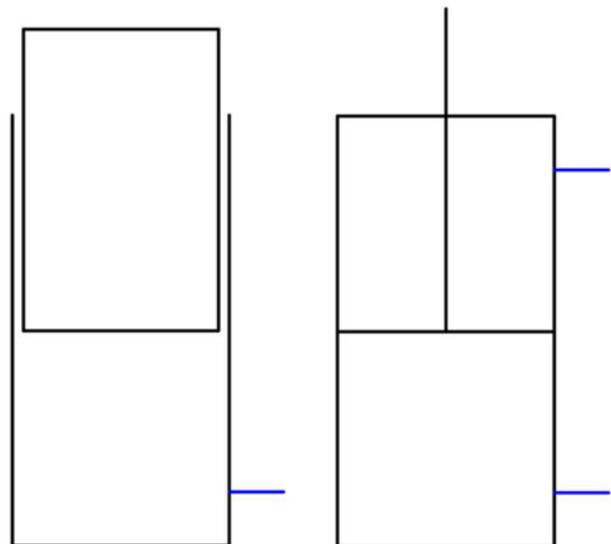


Abbildung 4 - Spindelstuhl (links) und vereinfachte Darstellungen der Zylinderarten (mitte, rechts)

Bei einem Plungerzylinder (Abbildung 4, mitte) entfallen die Komponenten Scheibenkolben und Kolbenstange eines zweifach wirkenden Zylinders (Abbildung 4, rechts). Der Tauchkolben füllt dabei den Zylinder aus und vereint dabei die Funktionen von Scheibenkolben und Kolbenstange in einem Bauteil. Da der Tauchkolben den Zylinder ausfüllt, handelt es sich bei Plungerzylindern um einfachwirkende Zylinder. Das heißt, dass das Fluid nur von einer Seite auf den Kolben wirken kann und der Zylinder Arbeit nur in eine Richtung verrichten kann. Die Rückstellung eines einfachwirkenden Zylinders muss daher über eine Feder oder eine äußere Last erfolgen. Bauartbedingt wird bei einem Plungerzylinder noch eine axiale Führung benötigt, da bei dem Tauchkolben die Führung durch Scheibenkolben und Kolbenstange wie bei einem klassischen Zylinder entfällt. Die Führung der Bewegung wird bei der Spindelverstellung durch den Spindelstuhl gewährleistet. Die Angriffspunkte der Spindelverstellung liegen direkt übereinander, weshalb die untere Spindel direkt vom über den Spindelstuhl geführten Zylinder verfahren wird, während der zweite Zylinder die Bewegung der oberen Spindel über einen Hebel einleitet. Der Einbau der Plungerzylinder ist in Abbildung 1 zu erkennen.

2.6.2 Ventilstand

Der Ventilstand (Abbildung 5) befindet sich hinter der Warmwalze neben dem Spindelstuhl. Am Ventilstand sind für die Steuerung der Bewegung vier 3/3-Wegeventile mit unterschiedlichen Nenndurchmessern verbaut. Je Zylinder gibt es zwei Ventile mit unterschiedlichen Nennweiten, um verschiedene Verfahrgeschwindigkeiten für die beiden Betriebsarten zu ermöglichen. Bei den Ventilen mit der größeren Nennweite handelt es sich um hydraulisch vorgesteuerte Ventile, während die kleineren Ventile direkt angesteuert werden.



Abbildung 5 - Ventilstand

Dabei wird über einen elektrischen Magneten ein Druckventil betätigt, welches dann das Hauptventil betätigt. Die Ventile mit der kleineren Nennweite werden direkt über Elektromagneten angesteuert und mit Federn rückgestellt. Die Steuerung der Ventile kann über die Anlagensteuerung oder über ein Bedienpult neben der Verbindungsstelle von Arbeitswalzen und Spindeln vorgenommen werden.

2.6.3 Druckspeicher/ Kompressor

Bei dem Hydrospeicher (Abbildung 6, rechts) handelt es sich um einen offenen Druckspeicher mit einem Gesamtvolumen von $1,2\text{m}^3$ und einem Nutzvolumen von $0,02\text{m}^3$. Der Druckspeicher besteht aus einer großen Druckflasche, welche an der Oberseite über einen Gasanschluss und an der Unterseite über einen Hydraulikanschluss verfügt. In der Druckflasche befinden sich das Füllgas und das Hydraulikfluid, welche in einem direkten Kontakt zueinanderstehen. Der offene Speicher verfügt im Gegensatz zu Blasen-, Kolben- oder Membranspeichern nicht über ein Trennelement, welches die Arbeitsseite (Fluid) von der Gasseite trennt. Der Speicher wurde für einen maximalen Betriebsüberdruck von 110bar und einem minimalen Betriebsdruck von 100bar ausgelegt. Durch das im Vergleich zum Gesamtvolumen sehr kleine Nutzvolumen wird für eine geringe Betriebsdruckdifferenz bei Aufnahme und Abgabe von Hydraulikfluid erreicht. Da der Speicher vor einem größeren Umbau der Warmwalze im Jahr 2002 zu einer Hydraulikanlage mit mehreren Funktionen gehörte, konnte mit dem Umbau die Betriebsdruckdifferenz verringert werden, da der Speicher nur Fluid für die Spindelverstellung

bereitstellen muss. Mit einem weiteren Umbau der Anlage wurden zur Leistungssteigerung des Antriebsstrangs neue, für ein höheres Drehmoment optimierte, Antriebsspindeln eingesetzt.

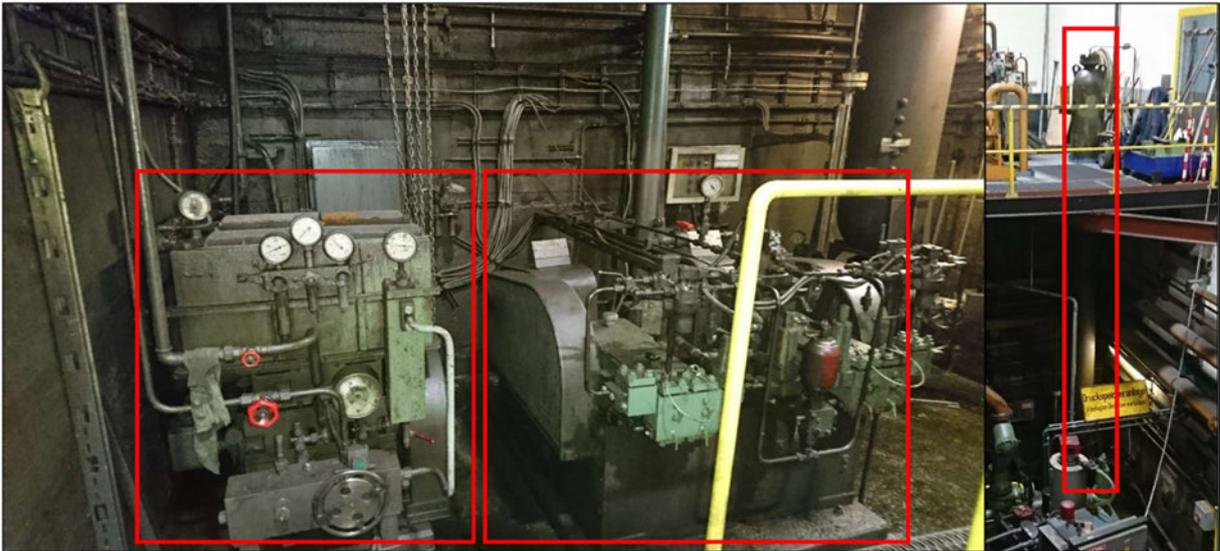


Abbildung 6 - links: Kompressor, mitte: Aggregat, rechts Hydrospeicher

Diese sind aus einem höherwertigen Werkstoff gefertigt, sodass die Dimensionen verkleinert und somit das Eigengewicht reduziert wurde. Durch diese Maßnahme wurde der Betriebsdruck der Anlage auf einen Druck zwischen 90bar und 80bar gesenkt. Die offene Bauweise des Speichers erfordert eine Zustandsüberwachung der Druckflasche, sowie einige Sicherheitsmaßnahmen, um eine hohe Betriebssicherheit gewährleisten zu können. Fällt beispielsweise der Druck im Hydrauliksystem schnell ab oder ist die Druckdifferenz zwischen Speicher und Hydrauliksystem beim Zuschalten des Speichers zu groß, besteht die Gefahr, dass sich die gespeicherte Energie des Speichers im Hydrauliksystem entlädt. Bei einer Druckdifferenz expandiert das Gas im Speicher und verdrängt das Wasser bis in den Tank des Aggregates, welcher nicht vollständig geschlossen ist, sodass das Fluid und das Gas mit hoher Geschwindigkeit aus den Öffnungen des Tanks in den Ölkeller entweichen. Als Gas im Hydrospeicher wird normale Umgebungsluft verwendet, welche mit einem Kompressor verdichtet wird. Der Kompressor (Abbildung 6, links) ist direkt neben Aggregat (Abbildung 6, mitte) und Druckflasche angeordnet und hat eine Nennleistung von $P = 11kW$ und eine Ansaugleistung von $Q = 315l/min$. Nach Boyle-Mariotte gilt

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = konst. \quad (2.1)$$

Um ein Gasvolumen von $V_2 = 1180l$ mit einem totalen Druck von $p_2 = 81bar$ (80bar Überdruck) zu verdichten wird, durch Umstellen des Gesetzes von Boyle-Mariotte (2.1), bei einem Umgebungsdruck von $p_1 = 1bar$ ein Gasvolumen von

$$V_1 = \frac{81bar \cdot 1180l}{1bar} = 95580l$$

benötigt. Dies gilt nur unter der Annahme, dass die Zustandsänderung isotherm ist, sich also die Temperatur während des Befüllens nicht ändert. Mit der Ansaugleistung des Kompressors ergibt sich damit für die Befüllung mit Luft eine Dauer von

$$t = \frac{V_1}{Q} = \frac{95580}{315 \frac{l}{min}} = 303,4min.$$

Hinzu kommt die vorherige Befüllung mit dem Hydraulikfluid sowie weitere vor- und nachbereitende Arbeiten. Die rechnerische Dauer einer Befüllung deckt sich somit mit den Aussagen der Produktionsmitarbeiter, nach denen die Befüllung fast eine Schicht (8h) in Anspruch nimmt.

2.6.4 Hydraulikaggregat

Kernkomponenten des Hydraulikaggregats (Abbildung 7) sind ein Tank und zwei Förderpumpen, welche einen Redundanten Betrieb der Anlage ermöglichen. Der Tank fasst ein Ölvolumen von 1170l und ein Nutzvolumen von 1000l. Die Pumpen stellen nach Typenschild jeweils einen Volumenstrom von 7l/min bei einem Druck von 260bar bereit.



Abbildung 7 - Hydraulikaggregat

Am Tank werden Daten über die Fluidtemperatur und den Füllstand aufgezeichnet, welche in die Anlagensteuerung einfließen, sodass bei einem geringen Füllstand das Nachfüllen von Fluid angezeigt wird oder bei einem sehr geringen Füllstand die Pumpen automatisch angehalten werden. Die Fluidversorgung des Hydrauliksystems geschieht dabei immer über den Hydrospeicher, welcher vom Aggregat bei niedrigem Füllstand wieder befüllt wird.

2.7 Instandhaltungskosten

Aufgrund des Alters der Anlage und des Zustandes der Hydraulikflüssigkeit sind häufige Instandhaltungsmaßnahmen für den Betrieb notwendig, welche mit einer neuen Anlage bei höherer Zuverlässigkeit möglichst geringer ausfallen sollen. Die folgende Tabelle (Tabelle 2) zeigt eine Kalkulation der monatlichen Kosten der Instandhaltungsmaßnahmen an der Hydraulikanlage der Spindelverstellung.

Zeitraum Start	18.03.2012	-
Zeitraum Ende	17.01.2022	-
Anzahl Monate	117	-
Kosten	66956,32	€
Kosten p. Monat	572,28	€
Aufschlag	20	%
Kosten inkl. Aufschlag	80347,58	€
Kosten p. Monat inkl. Aufschlag	686,73	€

Tabelle 2 - Instandhaltungskosten der Hydraulikanlage

Im Zeitraum zwischen März 2012 und Januar 2022 sind für Instandhaltungskosten 66.956,32€^[15] angefallen. Diese Kosten beinhalten nur die Kosten für Instandhaltungsmaßnahmen, also die Ersatzteile und die Kosten für die Mitarbeiter, welche die Maßnahme durchführen. Die Kosten, welche durch den Produktionsausfall entstehen, werden dabei nicht berücksichtigt. Zudem wurden bei der Summierung der Kosten nur die Kosten eingerechnet, welche auf der Kostenstelle der Presswasseranlage gebucht wurden. Einige Arbeiten wurden nicht aufgeschrieben oder auf andere Kostenstellen gebucht, sodass die wahren Instandhaltungskosten die, der Anlage zugeordneten Kosten, übersteigen. In einem solchen Fall wird im Werk mit einem Aufschlag von 10% bis 20% gerechnet^[7], wobei eine Einschätzung des Fachbereichs zu Rate gezogen wird. Dabei werden finanziell aufwändige Maßnahmen, welche aus der üblich verbuchten Kostenhöhe herausstechen nicht berücksichtigt, da der Aufschlag nur die kostengünstigeren falsch verbuchten Maßnahmen ausgleichen soll und größere Maßnahmen in den meisten Fällen der richtigen Anlage zugeordnet werden. In Absprache mit der Instandhaltung im Walzwerk wurde ein Kostenaufschlag von 20% angenommen, sodass für die Instandhaltungsmaßnahmen an der Hydraulikanlage durchschnittlich 686,73€ an monatlichen Kosten anfallen.

2.8 Stillstandskosten

Die Spindelverstellung ist eine Anlage im Antriebsstrang der Warmwalze, sodass bei einem Ausfall dieser auch die Warmwalze ausfällt. Gründe für Stillstände können dabei geplante oder ungeplante Instandhaltungsmaßnahmen oder gesetzlich vorgeschriebene Überprüfungen der Druckgeräte sein. Auch geplante Stillstände, hervorgerufen durch die Prüfung des Hydrospeichers, sorgen für einen langen Produktionsausfall, da das Befüllen des Speichers mit Druckluft, inklusive aller vor- und nachbereitenden Arbeiten, zeitaufwändig ist. Werksseitig wird für die Warmwalze pro Stunde Stillstand mit Kosten in Höhe von 14.460€^[19] durch den Produktionsausfall gerechnet. Aus den Stillstandszeiten geht hervor, dass das Befüllen des Speichers durchschnittlich 402min in Anspruch nimmt, sodass für den Stillstand bei Befüllung des Hydrospeichers durchschnittlich Kosten von 96.822€ anfallen.

Zeitraum Start	15.01.2012	-
Zeitraum Ende	24.01.2022	-
Anzahl Monate	120	-
Stillstandszeit	2558	min
Kosten pro Stunde	14460	€
Kosten gesamt	616478,00	€
Kosten p. Monat	5137,32	€

Tabelle 3 - Stillstandskosten verursacht durch die Hydraulik der Spindelverstellung

In den letzten 10 Jahren wurden 2558min^[3] Stillstand aufgrund der Hydraulik der Spindelverstellung verzeichnet. Die monatlichen Stillstandskosten (Tabelle 3) belaufen sich damit auf 5137,32€.

3 Vorbetrachtungen für die Konzeption

Um die Konzeption unvoreingenommen durchzuführen, wird das technische System Spindelverstellung mithilfe der Black Box und der Funktionsstruktur abstrahiert. Zudem werden die Anforderungen in der Anforderungsliste festgehalten und im Werk nach möglichen Standorten für die Anlage gesucht.

3.1 Funktionsstruktur

Ein technisches System erfüllt geforderte Funktionen. Um aus der Gesamtfunktion eines technischen Systems einzelne Teilfunktionen ableiten zu können, können Funktionen in einer Black Box und in Funktionsstrukturen dargestellt werden. An deren Systemgrenzen findet ein Austausch von Stoff-, Signal- und Energieflüssen statt. Bei der Black Box wird die Systemgrenze um das gesamte betrachtete technische System gelegt und jeder Stoff-, Signal- und Energiefluss an der Systemgrenze als Ein- oder Ausgangsgröße angetragen. Anhand dieser Darstellung lässt sich erkennen, welche Wechselwirkungen das technische System mit seiner Umgebung eingeht. In Funktionsstrukturen wird das technische System in einzelne Untersysteme oder Teilfunktionen unterteilt. An der äußeren Grenze der Funktionsstruktur der ersten Ebene sind die Ein- und Ausgangsgrößen der Black Box angetragen. Innerhalb der Funktionsstruktur der ersten Ebene befinden sich die Teilfunktionen des technischen Systems, sowie die Stoff-, Signal- und Energieflüsse. Dadurch ist ersichtlich, wie beispielsweise ein Energiefluss im System auf die Teilsysteme aufgeteilt wird. Je nach Komplexität eines technischen Systems kann es Funktionsstrukturen mehrerer Ebenen geben. Die Black Box der Spindelverstellung kann auch als Teilsystem verstanden werden, wenn man beispielsweise den Antriebsstrang der Warmwalze oder die Walze selbst als Gesamtsystem betrachtet. Ziel der Black Box und der Funktionsstrukturen ist eine Abstraktion des technischen Systems auf einzelne Funktionen mit der Intention, die Lösungsfindung für die Teilfunktionen durch eine gezielte Betrachtung zu vereinfachen.

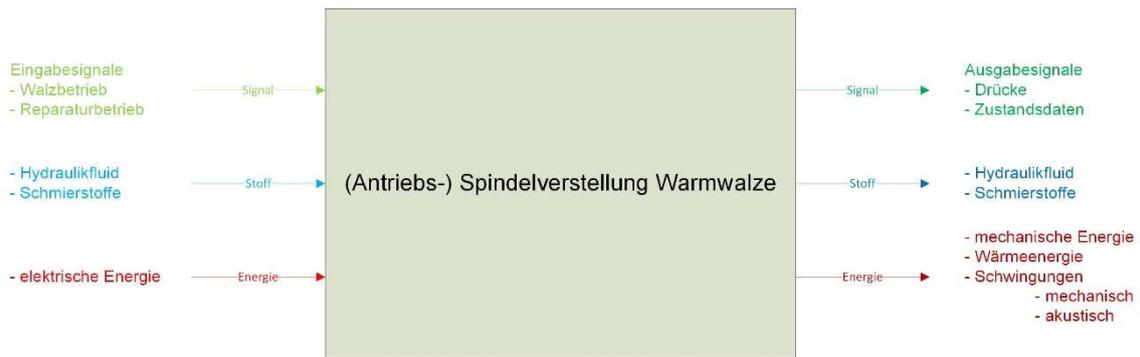


Abbildung 8 - Black Box der Spindelverstellung

Abbildung 8 zeigt die Black Box des technischen Systems *Spindelverstellung Warmwalze*. Als Eingangsgrößen des Signalflusses sind Eingabesignale für den Walz- und den Reparaturbetrieb angetragen. Diese kommen von der Anlagensteuerung der Warmwalze und beinhalten Informationen über den Walzspalt oder Signale von dem Bedienpult im Reparaturbetrieb. Informationen über anliegende Drücke oder Zustandsdaten einzelner Bauteile verlassen als Signalfluss das technische System. Als Stofffluss sind Hydraulikfluid und Schmierstoffe angetragen, welche dem System bei der Erstbefüllung oder bei Wartung zugeführt werden und in Form von Leckage oder bei Austausch/Erneuerung des Hydraulikfluides das System verlassen. Dem System wird elektrische Energie zugeführt, welche im System umgewandelt wird und zu einem großen Teil als mechanische Energie, durch das Heben und Senken der Antriebsspindeln wieder abgegeben. Zusätzlich verlassen Energien in Form von Abwärme und Schwingungen das System.

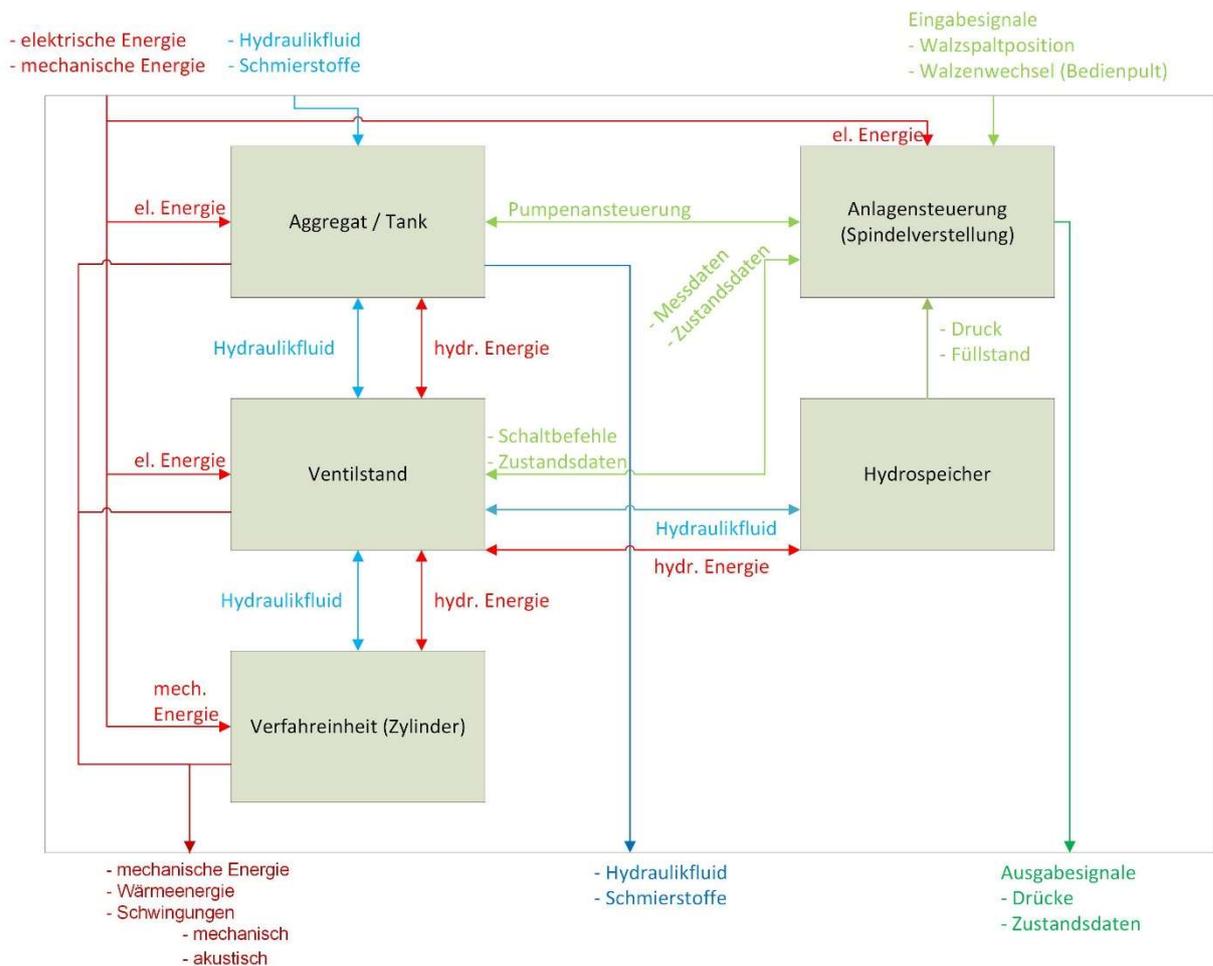


Abbildung 9 - Funktionsstruktur der ersten Ebene

Wie sich die Signal-, Stoff- und Energieflüsse innerhalb des technischen Systems Spindelverstellung Warmwalze aufteilen ist in der Funktionsstruktur der ersten Ebene erkennbar, welche in Abbildung 9 dargestellt ist. In der Funktionsstruktur wird die Spindelverstellung in fünf Teilsysteme unterteilt: ein Hydraulikaggregat mit Tank, ein Ventilstand, die Anlagensteuerung, ein Hydrospeicher und die Verfahrenheit also den Zylindern mit der Anbindung an die Antriebsspindeln. Die Aufteilung der Teilsysteme folgt dabei auch den Teilfunktionen des Systems. Dabei stellen Aggregat und der Hydrospeicher hydraulische Energie zur Verfügung, bzw. nehmen sie auf und am Ventilstand wird diese gesteuert und geschaltet. Die Verfahrenheit wandelt hydraulische Energie in mechanische Energie um und ermöglicht somit das Verfahren der Antriebsspindeln. Die Anlagensteuerung der Spindelverstellung stellt hierbei die fünfte Teilfunktion dar, welche die anderen Teilfunktionen mit Eingangsbefehlen versorgt und Ausgabesignale empfängt und verarbeitet.

3.2 Anforderungsliste

Für die Entwicklung eines Produktes oder einer Anlage ist ein geordnetes Festhalten von Anforderungen und Wünschen nötig. Dies geschieht in einer Anforderungsliste, welche die Anforderungen an ein Produkt nach Kategorien und Wichtigkeit geordnet aufführt. Als Kategorien kommen dabei beispielsweise Sicherheit, Kinematik, Kinetik oder auch Ergonomie zum Einsatz, wobei nicht für jedes

Produkt Anforderungen aller Kategorien vorhanden sind. In einer Anforderungsliste wird zudem zwischen Forderungen und Wünschen unterschieden. Forderungen müssen dabei, anders als die Wünsche, vom Produkt zwingend erfüllt werden. Wenn bei der Lösungsbewertung eine Variante auf die Erfüllung der Anforderungen überprüft wird und dabei eine Forderung nicht erfüllt werden kann, wird die Variante verworfen. Wünsche können zudem für eine spätere Lösungsbewertung unterschiedlich gewichtet werden. In der Anforderungsliste für die Spindelverstellung werden die Wünsche wie folgt eingestuft:

- W4: sehr wichtig
- W3: wichtig
- W2: mittel
- W1: gering

Die Sortierung nach Kategorien und die Gewichtung der Wünsche sind bei einer Anforderungsliste nicht zwingend notwendig, aber hilfreich. Von hoher Bedeutung ist eine klare Formulierung der Anforderungen die, wenn möglich mit Zahlenwerten oder einem Hinweis auf die Herkunft der Angabe ist. Die klare Formulierung soll dabei den Interpretationsspielraum verkleinern, damit Missverständnisse bei allen am Projekt mitwirkenden Personen und Abteilungen zu vermeiden.

Nachfolgend sind die wichtigsten Anforderungen an die Spindelverstellung aufgeführt, die vollständige Anforderungsliste ist dem Anhang zu entnehmen:

- *F* Beibehaltung der vorhandenen Geometrie der Plungerzylinder
- *F* Redundante Druckversorgung
- *F* Systemdruck (mindestens) 75bar
- *F* Betriebsdruckdifferenz im Hydrospeicher (maximal) 10bar
- *F* Hubgeschwindigkeit oSp Walzbetrieb (Wellenende, maximal) 33,6mm/s
- *F* Hub Zylinder oSp (Betrieb) 150mm
- *F* Hub Zylinder uSp (Betrieb) 15mm
- *W4* Geringere Instandhaltungskosten ggü. aktueller Anlage
- *W4* Geringere Stillstandskosten ggü. aktueller Anlage
- *W4* Erhöhung der Betriebssicherheit ggü. aktueller Anlage

Funktionelle Erweiterungen sind für diese Anlage nicht geplant, da die Anlage aus produktionstechnischer Sicht funktioniert und der Anstoß für eine Optimierung aus der Instandhaltungsabteilung kommt. Daher bleiben die Anforderungen an die Kinematik und Kinetik der Anlage weitestgehend identisch.

3.3 Bauraum

Die neue Anlage soll nach Möglichkeit parallel zum Betrieb der vorhandenen Anlage aufgebaut werden, um einen längeren Stillstand, beispielsweise hervorgerufen durch Probleme bei der Inbetriebnahme, zu

vermeiden, indem die vorhandene Anlage wieder angeschlossen werden kann. Kompressor, Aggregat und Hydrospeicher der vorhandenen Anlage befinden sich in einem Keller neben der Warmwalze und sind über eine etwa 50m lange Leitung mit dem Ventilstand verbunden. Für einen Aufbau bei laufendem Betrieb bietet der Keller keine ausreichend großen Aufstellflächen, sodass eine neue Position für die Aufstellung der neuen Anlage gesucht wird. Die Position sollte dabei so nah wie möglich am Spindelstuhl sein, darf dabei aber keine Flucht- und Rettungswege blockieren, Gefahren wie Verletzungen durch Stoßen hervorrufen oder zu unergonomischen Körperhaltungen in den Arbeitsabläufen der Mitarbeiter führen. Zudem sollte die Anlage an einem leicht zugänglichen Standort aufgestellt werden, da der neue Hydrospeicher mit Stickstoff befüllt werden soll und die Stickstoffflaschen für das Befüllen nah an die Anlage gebracht werden müssen.

Für die Aufstellung bieten sich zwei Positionen im Umfeld des Spindelstuhls an. Die erste Position (Abbildung 10) befindet sich gegenüber des vorhandenen Ventilstandes auf der anderen Seite der Antriebsspindeln in der Grube der Warmwalze und bietet eine Aufstellfläche von etwa 2m².

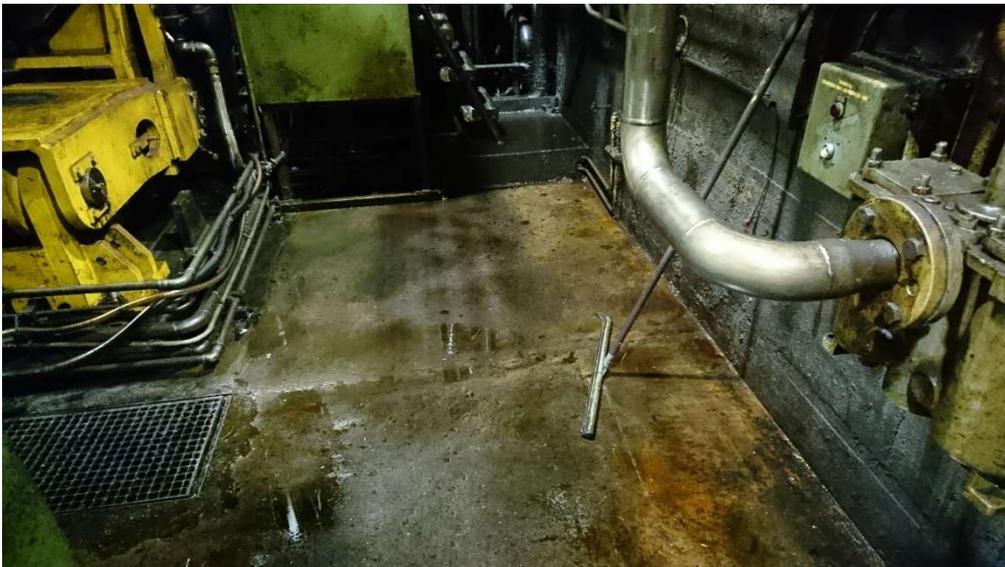


Abbildung 10 - mögliche Position

Die Grube ist 1m tief und über eine Treppe erreichbar. Der Boden ist allerdings durch die an der Warmwalze eingesetzte Walzemulsion mit Öl verunreinigt, was zu Gefährdungen bei Arbeiten an der Anlage führen kann. Zudem müssen die Bolzen des Spindelstuhls auf dieser Seite zugänglich sein, um diese bei einer Demontage des Spindelstuhls herausziehen zu können. Die zweite Position befindet sich außerhalb der Grube und ist verglichen mit der ersten Position etwas weiter vom Spindelstuhl entfernt. Die Aufstellfläche dieser Position ist mit einer maximalen Breite von 0,76m recht schmal, dafür befindet sie sich an einer Wand, welche die Wandmontage einzelner Komponenten, wie einen Druckspeicher, ermöglicht. Die Breite der Position ist durch den danebenliegenden Weg begrenzt, durch diesen ist aber eine gute Zugänglichkeit gegeben. Dadurch können Sichtkontrollen an den Komponenten auch während des laufenden Walzbetriebs durchgeführt werden.

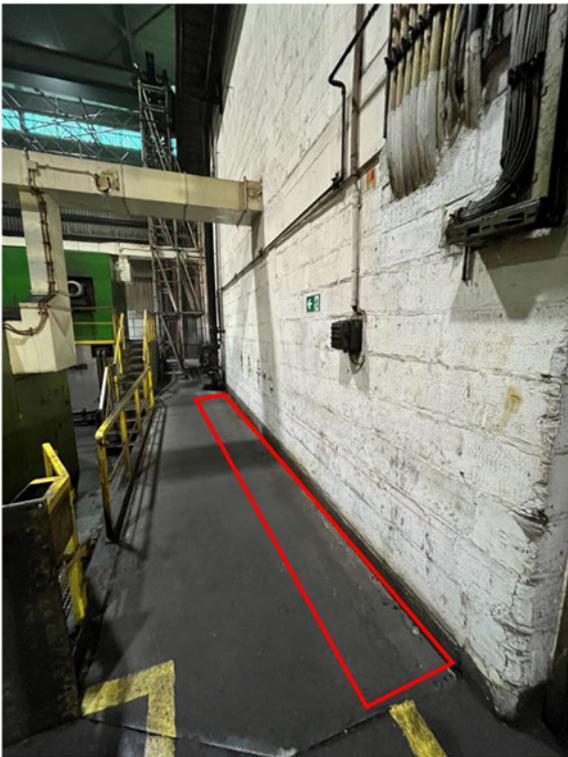


Abbildung 11 - Aufstellposition

Aufgrund der besseren Zugänglichkeit und der höheren Sicherheit bei Instandhaltungsarbeiten soll die Anlage außerhalb der Grube (Abbildung 11) positioniert werden.

3.4 Instandhaltung

Mit der zunehmenden Automatisierung von technischen Anlagen, wird ein ungeplanter Stillstand für ein Unternehmen hohe Kosten verursachen. Dabei ist nicht nur mit den Kosten für Ersatzteile und Personal oder die durch den Produktionsausfall entstehenden Stillstandskosten zu rechnen, da ein ungeplanter Stillstand einer wichtigen Anlage das Unternehmen als Ganzes treffen kann^[10]. Bei einem unerwarteten Einbruch der Produktionskapazität, beispielsweise durch einen Defekt an der Warmwalze, kann es zu Lieferproblemen kommen, welche die Kundenbeziehungen belasten und zu Vertragsstrafen oder sogar zum Verlust eines Kunden führen können. Diese Kosten überragen die Ersatzteil- und Personalkosten erheblich.

Wie in der Einleitung erwähnt, ist die Warmwalze im Hamburger Aluminiumwerk eine der wichtigsten Anlagen, da die in der Gießerei produzierten (Walz-) Barren diese Anlage passieren müssen, bevor eine Weiterverarbeitung an den Kaltwalzanlagen und in der Adjustage stattfinden kann. Da im Werk nur eine Warmwalze vorhanden ist, ist ein störungsfreier Betrieb unerlässlich, was eine gute Instandhaltung der Spindelverstellung erfordert. Um die Betriebssicherheit der Anlage auf ein hohes Niveau zu bringen, müssen bei der Konzeption einige Vorkehrungen getroffen werden. Die Komplexität des Hydrauliksystems sollte so gering wie möglich sein, um die Anzahl der potenziellen Störquellen in der Anlage zu reduzieren. Daher ist jedes vermeidbare Bauteil, welches bei einem defekt die zu einem Anlagenstillstand führen würde, zu vermeiden. Nach der Simplifizierung des Konzeptes sollte darauf

geachtet werden, dass die benötigten Komponenten auf eine möglichst hohe Zuverlässigkeit optimiert sind. Zuletzt ist eine auf eine gute Verfügbarkeit der verwendeten Komponenten zu achten, sodass diese im Falle eines Defektes, sofern nicht im Magazin vorrätig, schnell bestellt werden können.

Um einem Ausfall vorzubeugen, kann zudem auf Sensorik gesetzt werden, welche Temperaturen und Schwingungen einzelner Anlagenkomponenten aufzeichnet. Über Software werden die aktuellen Werte mit den üblicherweise auftretenden Werten verglichen und bei einer Abweichung ein Signal gesendet. Dadurch kann eine Instandhaltungsmaßnahme während des Betriebs vorbereitet werden und die Komponente in einem geplanten Stillstand ausgetauscht oder repariert werden. Diese Technik bietet sich bei hydraulischen Systemen für Pumpen und Antriebe, sowie Ventile an.

3.5 Risikobeurteilung

Die Arbeitssicherheit hat in der Schwerindustrie aufgrund der großen Lasten und der Gefahren einen hohen Stellenwert, weswegen vor der Konstruktion eine Risikobeurteilung vorgenommen werden sollte, die zudem für einen Hersteller verpflichtend ist. Die Risikobeurteilung soll dabei aus einem iterativen Verfahren zur Risikobeurteilung und Risikominderung bestehen. Inwieweit dieses Verfahren umgesetzt werden soll, ist dabei nicht weiter definiert und dem Hersteller überlassen. Zwar ist das Aluminiumwerk nicht selbst Hersteller der Anlagen, eine Risikobeurteilung erleichtert aber während der Konzeptionsphase die Kommunikation der Risiken mit Lieferanten und hilft diese bereits während der Konzeptionsphase zu erkennen und die Planungen anzupassen. Hierfür bietet sich eine Risikomatrix nach Nohl an (Tabelle 4), in welcher die Risiken nach Wahrscheinlichkeit des Auftretens und der Schwere der Folgen für die Mitarbeiter aufgeführt werden. Diese Risikomatrix findet häufig Verwendung in Prozessen zur Steigerung der Arbeitssicherheit.

Schadensschwere \ Wahrscheinlichkeit	1 leichte Verletzung oder Erkrankung	2 mittelschwere Verletzung oder Erkrankung	3 schwere Verletzung oder Erkrankung	4 möglicher Tod; Katastrophe
1 sehr gering	1	2	3	4
2 gering	2	3	4	5
3 mittel	3	4	5	6
4 hoch	4	5	6	7

Tabelle 4 - Risikomatrix nach Nohl

Je nachdem, wie hoch die Eintrittswahrscheinlichkeit eines Risikos und die Schadensschwere ausfällt, ergibt sich ein Score, welcher über das weitere Vorgehen im iterativen Verfahren entscheidet. Ein Score von 1 bis 2 steht für ein geringes Risiko, welches keine weitere Risikoreduzierung erfordert. Bei einem Score von 3 bis 4 liegt ein signifikantes Risiko vor und bei einem Score von 5 bis 7 liegt ein hohes Risiko vor. Für diese Risiken ist eine Risikoreduzierung nötig, bzw. bei einem Score von 5 bis 7 dringend nötig. Um Risiken mit einem hohen Score zu reduzieren, werden risikomindernde Maßnahmen aufgestellt und eine weitere Risikobeurteilung in der Risikomatrix vorgenommen.

Für die Spindelverstellung sind folgende Risiken zu beachten:

Nr.	Risiko	Wahrscheinlichkeit	Schadens- schwere	Score
1	Herunterfallen der Spindeln	3	4	6
2	Verletzung bei händischem Verfahren der Spindeln	1	2	2
3	Hautkontakt mit Hydraulikfluid	1	1	1
4	Hoher Druckunterschied beim Zuschalten des Speichers (Druckstoß)	3	2	4
5	Entzündung von Hydraulikfluid	1	3	3

Tabelle 5 - Risiken

Das Herunterfallen der Spindeln stellt ein hohes Risiko dar, weswegen risikomindernde Maßnahmen bei der Lösungsfindung und Konstruktion erforderlich sind. Dieses Risiko kann bei einem Versagen der Rohrleitungen, der Drosselventile oder der Proportionalventile am Ventilstand auftreten, wenn dadurch die Rohrleitung zum Tank geöffnet wird und die Spindeln mangels ausreichenden Gegendrucks herunterfallen. Um dieses Risiko zu reduzieren kann daher bei einstellbaren Ventilen auf stromlos geschlossene Varianten zurückgegriffen werden. Diese verhindern bei Ausfall das Fließen von Fluid und somit den Betrieb der Anlage, sorgen aber damit für eine hohe Sicherheit der Mitarbeiter und verhindern auch Schäden am Antriebsstrang. Ein Zuschalten des Hydrospeichers bei einem zu hohen Druckunterschied zwischen Speicher und Zylindern oder Aggregat stellt ein Risiko dar, da hierbei beim Schalten einer Verbindung zu den Zylindern ein Druckstoß durch die Anlage gehen würde, welcher die Spindeln ruckartig bewegen könnte. Um dies zu verhindern, kann der Druck auf beiden Seiten des Ventils gemessen werden und die Schaltung bei einer zu großen Differenz von der Steuerung verhindert werden.

4 Lösungsvarianten

Um eine technisch ausgereifte Lösung zu finden, werden vielfältige Lösungsvarianten benötigt. Das Ziel dabei ist das Denken in Lösungen zu vermeiden und unvoreingenommen Teillösungen zu finden, welche zu einer gesamten Lösung zusammengetragen werden. Da der Handlungsrahmen im Fall der Spindelverstellung recht eng definiert ist, wird vor der Aufstellung der Lösungsvarianten die grundsätzliche Ausrichtung des Projektes mit den beteiligten Abteilungen abgesprochen.

4.1 Ansätze für die Ausrichtung des Projekts

Vor der Erarbeitung von Lösungsvarianten für eine neue Spindelverstellung werden verschiedene Ansätze für die Ausrichtung des Projekts in Zusammenarbeit mit der Produktion und der Instandhaltung diskutiert. Dabei handelt es sich um Ansätze oder Ideen für eine Verbesserung der Anlage, welche zusammen mit verschiedenen Mitarbeitern aus verschiedenen Abteilungen aufgestellt werden. Grundsätzlich ist seitens der Produktion und der Instandhaltung für eine optimierte Spindelverstellung aufgrund der guten Erfahrungen in der Anwendung des bestehenden Systems wieder eine hydraulische Anlage gewünscht.

Ansatz 1 - Erneuerung mit Wasserhydraulik

Der erste Ansatz sieht die Beibehaltung eines wasserhydraulischen Systems vor, welches mit modernen Komponenten aufgebaut werden soll. Dabei werden auch funktionelle Erweiterungen, wie beispielsweise eine aktive Regelung im Walzbetrieb in Erwägung gezogen. Kerngedanke dieses Ansatzes ist die Arbeits- und Anlagensicherheit, da im bisher verwendeten System das additivierete Wasser aus Gründen der Brandsicherheit eingesetzt wurde.

Ansatz 2 - Erneuerung mit Ölhydraulik

Der zweite Ansatz sieht die Verwendung eines ölhydraulischen Systems vor, wobei die Anlage mindestens den gleichen Funktionsumfang der bisher verwendeten Anlage erfüllen soll. Hintergedanke dieses Ansatzes ist der, sowohl auf der Werks- als auch Lieferantenseite, hohe Erfahrungsstand mit ölhydraulischen Systemen. Dieser bietet insbesondere aus instandhaltungstechnischer Sicht und in Hinblick auf die Betriebssicherheit der Anlage einen Vorteil, da der Markt über mehrere Hersteller und Serviceunternehmen mit einem hohen Erfahrungsstand, sowie eine gute Ersatzteilversorgung verfügt.

Ansatz 3 - Einbindung in die Mitteldruckhydraulik

Der dritte Ansatz sieht eine Einbindung der Spindelverstellung als weitere Funktion in die Mitteldruckhydraulik der Warmwalze vor. Diese Idee geht auf eine frühere Anlagenkonstellation an der Warmwalze zurück, bei der Spindelverstellung, Walzenanstellung und andere Funktionen über die Presswasseranlage versorgt wurden. Die heutige Presswasserhydraulik der Spindelverstellung ist eine Teilfunktion dieses Vorgängersystems, welches abgesehen von der Spindelverstellung bei einem Umbau im Jahr 2002 durch die Mitteldruckhydraulik ersetzt wurde.

	Bedenken	Befürwortung
Ansatz 1	<ol style="list-style-type: none"> 1. Wenig Erfahrungen im Werk und bei Lieferanten 2. Technische Herausforderungen 3. Kappes Angebot am Markt 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Hohe Sicherheit gegen Brände 2. Nachhaltiges Medium 3. Hoher Wirkungsgrad
Ansatz 2	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ggf. technische Herausforderungen bei der Brandsicherheit 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Erfahrungen im Werk und bei Lieferanten 2. Verfügbarkeit von Ersatzteilen
Ansatz 3	<ol style="list-style-type: none"> 1. Eingriff in funktionierende Anlage 2. Geringer Wirkungsgrad bei Beibehaltung der Zylindergeometrie 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Anlage vorhanden 2. Anlage besitzt genug Reserven für weitere Funktionen

Tabelle 6 - Bedenken und Befürwortung der Ansätze

In Absprache mit den Abteilungen werden die Ansätze diskutiert und die Bedenken und Befürwortungen festgehalten (Tabelle 6) und ein Ansatz für den weiteren Projektverlauf ausgewählt. Gegenüber einem neuen wasserhydraulischen System gibt es Bedenken hinsichtlich des kleinen Marktes und den geringen Erfahrungswerten im Werk und bei den Lieferanten. Zudem gibt es bei wasserhydraulischen Systemen einige technische Herausforderungen, welchen man sich werksseitig aufgrund der betrieblichen Wichtigkeit der Warmwalze nicht stellen möchte. Für eine Ölhydraulik dagegen sprechen hohe Erfahrungswerte und die bereits vorhandenen Geschäftsbeziehungen zu Herstellern und Service-Betrieben. Eine Einbindung in die bestehende Mitteldruckhydraulikanlage an der Warmwalze ist technisch möglich, da die Anlage über genügend Reserven für eine weitere Funktion verfügt, bedeutet aber einen Eingriff in eine komplexe Anlage. Die Betriebssicherheit der Mitteldruckhydraulik ist für die Produktion an der Warmwalze von außerordentlicher Bedeutung, da ohne die Walzenanstellung nicht produziert werden kann. Ein weiterer Kritikpunkt ist der Druckunterschied zwischen Mitteldruckhydraulik und (Press-) Wasseranlage, welcher bei Verwendung derselben Zylindergeometrie, eine Druckminderung für die Funktion der Spindelverstellung erfordert und diese Funktion somit einen hohen Energiebedarf hätte, was den Wirkungsgrad der gesamten Anlage verringert. Die Bedenken gegenüber den Ansätzen eines wasserhydraulischen Systems und einer Einbindung in die Mitteldruckhydraulik, führen zur Verfolgung des zweiten Ansatzes. Mit der Festlegung auf die Planung einer ölhydraulischen Anlage zur Spindelverstellung, kann ein Verfahren zur Findung von Lösungsvarianten mit anschließender Bewertung gestartet werden.

4.2 Brandsicherheit

Vor dem Hintergrund, dass wasserhydraulische Anlagen oft in der Gießerei- und Walzwerktechnik zum Einsatz kommen, muss überprüft werden, weshalb man sich bei der Gründung des Werkes für eine Wasserhydraulik entschieden hat. Der Einsatz von Wasserhydraulik in Gießereien und Walzwerken geht

auf die hohe Sicherheit gegen Brände zurück, da in beiden Bereichen teils hohe Temperaturen herrschen und austretendes Hydrauliköl durch den Kontakt zu heißen Anlagenteilen oder Produkten zu Bränden führen kann. Die Verwendung von additiviertem Wasser in der Hydraulikanlage der Spindelverstellung hängt dabei mit der Anlagenkonfiguration bei Errichtung des Werkes zusammen. Wie zuvor erwähnt, stellte die heutige Anlage nur eine Teilfunktion einer größeren Anlage dar, welche Funktionen im Walzgerüst hatte. Da viele Komponenten im Walzgerüst durch den Kontakt zum heißen Barren/Band hohe Temperaturen aufweisen, ist innerhalb des Walzgerüsts auf eine Sicherheit gegen Brände zu achten. Der Spindelstuhl und die Hydraulikzylinder sind außerhalb des Walzgerüsts positioniert und die Leitungen verlaufen ebenfalls abseits des Walzgerüsts zum im Öl Keller positionierten Speicher und Hydraulikaggregat. Somit befindet sich der heute verbliebene Anlagenteil außerhalb des Brandgefährlichen Bereichs, weswegen auch eine Ölhydraulik für eine Optimierung infrage kommt.

4.3 Verfahren zur Findung von Lösungsvarianten

Um Lösungsvarianten zu entwickeln, stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung, wie das häufig verwendete Verfahren zur Findung von technischen Lösungen, die Erstellung eines morphologischen Kastens (Tabelle 7). Hier werden nicht Lösungen für ein gesamtes System gesucht, sondern nur Lösungen für einzelne Teilfunktionen des Systems. Die Teilfunktionen können dabei aus der in Abschnitt 3.1 erstellten Funktionsstruktur entnommen werden. Ziel des morphologischen Kastens ist es den Fokus bei der Lösungsfindung, weg von der gesamten Anlage, auf eine Teilfunktion zu legen. Für die Lösungsfindung können dabei verschiedene kreative Verfahren angewendet werden, wobei eine Sinnhaftigkeit eines Lösungsvorschlages nicht gegeben sein muss, da man sich im ersten Teil des Verfahrens nur mit dem Sammeln von Lösungsideen befasst.

		Lösungsidee 1	Lösungsidee 2	Lösungsidee 3	Lösungsidee 4
Aggregat/ Tank	Druck- versorgung	konstant	drehzahl- variabel	verstellbar	-
	Redundanz	ja	nein	-	-
Hydro- speicher	Art	Blasenspeicher	Kolbenspeicher	Membran- speicher	Metallbalg- speicher
	Schaltung	einzeln	Speicher- station	Speicher, Gasstation	-
Ventil- stand	Ventilart	3/3 Wegeventil	Sitzventil	3/3 Wegeventil, proportional	Sitzventil, proportional
Verfahr- einheit	Zylinder	Plungerzylinder überarbeiten	Plungerzylinder neu angefertigt	Doppeltwirken der Zylinder	-

Tabelle 7 - Teillösungen

Die Teilfunktionen oder Teilbereiche des technischen Systems ‚Spindelverstellung‘ sind die Baugruppen der Hydraulikanlage. Es werden verschiedene Lösungen für die Fluidversorgung, die Druckspeicherung, die Steuerung des Fluids, die Umwandlung in mechanische Energie und die

Anlagensteuerung gesucht. Aus der Funktionsstruktur sind die Wechselwirkungen mit anderen Teilbereichen bekannt und damit die Rahmenbedingungen für die Lösungsideen. So kommen für die Speicherung des Fluids verschiedene Bauarten von Hydrospeichern infrage oder für die Fluidversorgung beim Walzenwechsel unterschiedliche Motor-Pumpen Einheiten infrage.

		Lösungs- variante 1	Lösungs- variante 2	Lösungs- variante 3	Lösungs- variante 4
Aggregat/ Tank	Druck- versorgung	drehzahlvariabel	konstant	verstellbar	verstellbar
	Redundanz	ja	ja	nein	ja
Hydro- speicher	Art	Blasenspeicher	Kolbenspeicher	Membranspeicher	Blasenspeicher
	Schaltung	Speicherstation	Speicher, Gasstation	Speicher, Gasstation	Speicher, Gasstation
Ventilstand	Ventilart	Sitzventil	Sitzventil	3/3 Wegeventil	Sitzventil
Verfahr- einheit	Zylinder	Plungerzylinder neu angefertigt	Plungerzylinder neu angefertigt	Plungerzylinder revidiert	Plungerzylinder neu angefertigt

Tabelle 8 - Lösungsvarianten

Im zweiten Schritt des Verfahrens werden, unter Berücksichtigung der aus der Funktionsstruktur bekannten Wechselwirkungen der Teilfunktionen, Lösungsvorschläge zusammengestellt (Tabelle 8). Auch hierbei ist eine Sinnhaftigkeit der Lösungskombinationen oder -vorschläge nicht erforderlich, allerdings sollte die Teillösungen des Lösungsvorschlags kombinierbar sein. Die Lösungsvorschläge selbst werden später auf die Erfüllung der Anforderungen und Wünsche bewertet und somit ein Lösungsvorschlag für die weitere Konzeption ausgewählt.

4.4 Hydrospeicher

Um die Energiebilanz eines hydraulischen Systems zu erhöhen, können Hydrospeicher eingesetzt werden. Diese ermöglichen in einem hybriden Hydrauliksystem die Energierückgewinnung, indem potenzielle oder kinetische Energie in Form von Druck gespeichert wird. Hebt beispielsweise ein senkrecht eingebauter Zylinder eine Last an, kann die potenzielle Energie zurückgewonnen werden, wenn das Hydraulikfluid beim Herablassen der Last, anstatt über ein Drosselventil zum Tank, in den Hydrospeicher verdrängt wird. Weiterhin können Hydrospeicher die Laufgüte, also die Gleichförmigkeit der Bewegung eines Zylinders, einer Anlage verbessern, indem sie als dämpfendes Element Pulsationen im Volumenstrom oder Druckschwankungen ausgleichen. Je nach Anwendungsfall und Anforderungen, kommen dabei verschiedene Arten von Hydrospeichern infrage.

Hydrospeicher funktionieren durch das Aufbringen einer Vorspannkraft auf ein hydraulisches System. Um diese Vorspannkraft zu erreichen, wird in einem Druckbehälter das Hydraulikfluid über eine Trennvorrichtung mit Federn, Gewicht oder Gasdruck vorgespannt. In der Industrie sind dabei die mit

Gasdruck vorgespannten Hydrospeicher von größerer Bedeutung als durch Federn oder Gewichte vorgespannte Speicher. Anders als bei dem bisher verbauten offenen Speicherkonzept verfügen moderne, mit Gasdruck vorgespannte, Speicher über eine Trennvorrichtung, welche im Hydrospeicher Gas- und Fluidseite separiert. Je nach Bauart der Trennvorrichtung spricht man von Blasen-, Kolben-, Membran- oder Metallbalgspeichern.

In einem Blasenpeicher (Abbildung 12) befindet sich in der Druckflasche eine Blase aus einem elastischen Werkstoff. Je nach Anforderungen für die Beständigkeit gegen das Hydraulikfluid werden die Blasen auf Basis verschiedener Kautschuksorten gefertigt. Diese Blase ist oben in dem Druckbehälter platziert und wird über ein Gasventil mit Gas befüllt. Unten am Druckbehälter befindet sich ein federbelastetes Rückschlagventil, über welches der Hydrospeicher mit dem Hydrauliksystem verbunden wird. Steigt der Druck im Hydrauliksystem an, fließt das Fluid in den Hydrospeicher und das Gas in der Blase wird komprimiert. Bei einem Druckabfall kann das Gas in der Blase wieder expandieren und das Hydraulikfluid wird aus dem Speicher zurück in das Hydrauliksystem verdrängt. Blasenpeicher sind aufgrund der Nutzung der Blase zur Trennung zwischen Gas- und Fluidseite nahezu leakagefrei und können somit eine hohe Nutzungsdauer erreichen.

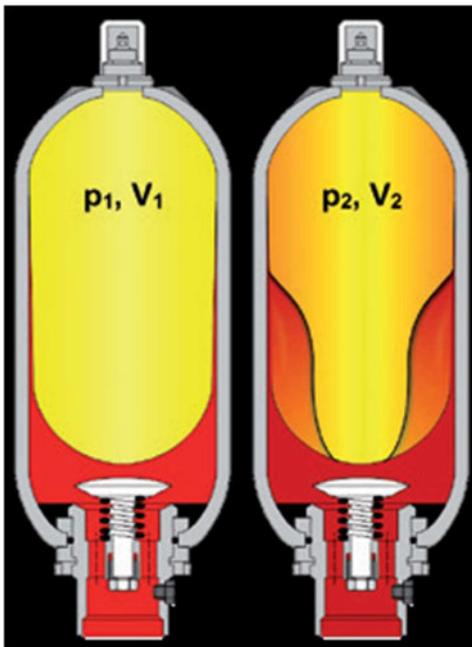


Abbildung 12 - Blasenpeicher bei niedrigstem (links) und höchstem Betriebsdruck (rechts)^[6]

Die anderen Speicherbauarten funktionieren nach dem gleichen Prinzip, sind jedoch durch ihren Aufbau für andere Einsatzzwecke optimiert. Bei einem Kolbenspeicher bildet ein freibeweglicher Kolben mit Dichtringen das Trennelement zwischen Gas und Fluidseite. Bei Druckänderungen wird der Kolben verschoben. Da der Kolben über fast die gesamte Speicherhöhe verschiebbar ist, können mit Kolbenspeichern hohe Nutzvolumen- und Betriebsdruckverhältnisse erreicht werden, weswegen sie sich vor allem für Anwendungen mit großen Austauschvolumen eignen. Beim Verfahren des Kolbens treten durch die Dichtungen zwischen Kolben und Zylinderwand Reibungsverluste auf, welche zu einer Druckdifferenz zwischen Fluid und Gas Seite führen. Zudem kommt es bedingt durch die Bauweise zu

Leckage, wobei entweder Fluid in die Gas Seite oder Gas in die Fluid Seite eindringt. Bei sehr großen Kolbenspeichern ist aufgrund der Masse des Kolbens die, durch die Massenträgheit des bewegten Kolbens hervorgerufene, Trägheit des gesamten Hydrospeichers zu beachten.

Bei einem Membranspeicher besteht der Druckbehälter aus zwei Bauteilen, zwischen die beim Montieren eine Membran fest eingebaut wird. Der obere Teil wird, wie beim Blasenspeicher mit Gas befüllt und der untere mit Hydraulikfluid. Die Membran stellt dabei das Trennelement zwischen den beiden Seiten dar. Die Membran besteht dabei wie beim Blasenspeicher aus einem gummielastischen Werkstoff. Das Nutzvolumen bei Membranspeichern ist verglichen mit den anderen Bauweisen klein, die Speicher allerdings durch das geringe Gewicht und die leichte Verformbarkeit der Membran reaktionsschnell. Daher werden Membranspeicher meist als Pulsationsdämpfer zum Ausgleichen von Druck- oder Volumenstromschwankungen eingesetzt.

Werden für ein Hydrauliksystem große Nutzvolumen für große Austauschvolumen oder große Gasvolumen für kleine Betriebsdruckdifferenzen benötigt, besteht die Möglichkeit mehrere Hydrospeicher in einer Speicherstation zusammenzuschalten. Dabei werden, anstatt eines größeren Speichers, mehrere kleinere Speicher parallel verschaltet. Benötigt man kleine Nutzvolumen aber große Gasvolumen, kann einem Hydrospeicher eine Stickstoffflasche oder eine Stickstoffstation mit mehreren Flaschen nachgeschaltet werden. Dies eignet sich für Anwendungen, bei denen nur eine kleine Betriebsdruckdifferenz zulässig ist, sodass man für einen besseren Volumennutzungsgrad des Speichers ein großes Gasvolumen benötigt.

4.5 Berechnung der Volumenströme und des Austauschvolumens

Um sich bei der später folgenden Auswahl der Lösungsvariante auf ein passendes Konzept für den Hydrospeicher und das Hydraulikaggregat festlegen zu können, werden aus den Anforderungen die benötigten Volumenströme und das benötigte Austauschvolumen berechnet. Um diese Parameter zu berechnen, werden die Kolbengeschwindigkeiten in den beiden Betriebsarten, sowie die Abmaße der Plungerzylinder benötigt. Aus der Dispositionszeichnung der Lager der Arbeitswalzenanstellung ^[11] geht hervor, dass die maximale Verfahrgeschwindigkeit der oberen Arbeitswalze bei $v_{3,WB} = 33,6 \frac{mm}{s}$ liegt. Da sich die Antriebsspindeln analog zu den Arbeitswalzen bewegen, gilt diese Verfahrgeschwindigkeit auch für die Anschlussseite der oberen Antriebsspindel während des Walzbetriebs.

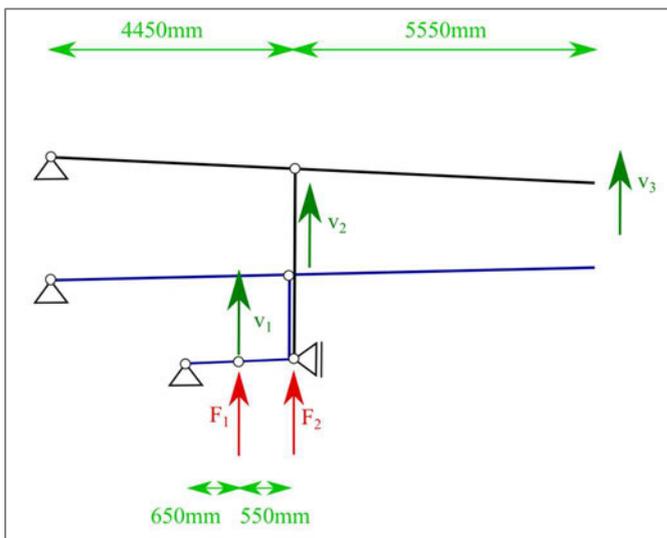


Abbildung 13 - Freikörperbild der Spindelverstellung

Der Spindelstuhl befindet sich etwa in der Mitte der Antriebsspindeln (Abbildung 13). Der Abstand zwischen den Gelenksteinen auf der Antriebsseite und dem Spindelstuhl beträgt 4450mm und der Abstand zwischen Spindelstuhl und den Gelenksteinen auf der Walzenseite 5550mm.

Am Spindelstuhl ergibt sich mit

$$v_{2,WB} = \frac{4450\text{mm}}{10000\text{mm}} \cdot 33,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

für die Hubeinrichtung eine Geschwindigkeit im Walzbetrieb von $v_{2,WB} = 14,953 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$.

Der Zylinder 1 für die Bewegung der oberen Spindel hebt und senkt die Spindel über einen Hebel. Der Zylinder befindet sich dabei 650mm, und die Hubvorrichtung 1000mm vom Gelenk entfernt. Damit ergibt sich mit

$$v_{1,WB} = \frac{650\text{mm}}{1000\text{mm}} \cdot 14,953 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

für Zylinder 1 eine Kolbengeschwindigkeit von $v_{1,WB} = 8,099 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$.

Zylinder 2 für die Bewegung der unteren Spindel befindet sich direkt an der Hubvorrichtung, weshalb die Kolbengeschwindigkeit gleich der Geschwindigkeit v_2 der Hubvorrichtung des Spindelstuhls ist. Aus den Kolbengeschwindigkeiten und den Kolbenflächen lassen sich mithilfe der Kontinuitätsgleichung die Volumenströme

$$Q_1 = A_1 \cdot v_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot v_1 \quad \text{bzw.} \quad Q_2 = A_2 \cdot v_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot v_2$$

berechnen.

Mit einem Durchmesser von $d_1 = 325\text{mm}$ ergibt sich für den Volumenstrom bei $v_{3,WB} = 33,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$

Verfahrgeschwindigkeit im Walzbetrieb für Zylinder 1 ein Wert von $Q_{1,WB} = 40,31 \frac{\text{l}}{\text{min}}$.

Das Austauschvolumen des Zylinders lässt sich mit dem, im Betrieb ausgeführten, Kolbenhub berechnen. Der Kolbenhub für Zylinder 1 beträgt im Betrieb $h_1 = 150\text{mm}$. Damit ergibt sich mit

$$\Delta V_A = A_1 \cdot h_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot h_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (325\text{mm})^2 \cdot 150\text{mm}$$

ein Austauschvolumen von $V_1 = 12443652,15\text{mm}^3 = 12,44\text{l}$.

Im Walzenwechselbetrieb sollen die Spindeln an den Trefferköpfen mit Geschwindigkeiten von $v_{3,WW} = 15 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ verfahren. Dadurch ergibt sich am Spindelstahl eine Verfahrgeschwindigkeit von $v_{2,WW} = 6,675 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ und somit für Zylinder 2 bei einem Durchmesser von $d_2 = 240\text{mm}$ mit

$$Q_{2,WW} = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot v_{2,WW}$$

ein Volumenstrom von $Q_{2,WW} = 18,12 \frac{\text{l}}{\text{min}}$. Die Kolbengeschwindigkeit von Zylinder 1 beträgt im Walzenwechselbetrieb $v_{1,WW} = 4,339 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ und der Volumenstrom $Q_{1,WW} = 21,6 \frac{\text{l}}{\text{min}}$.

In der folgenden Tabelle (Tabelle 9) sind alle relevanten Ergebnisse dargestellt.

Walzbetrieb	
Volumenstrom Zylinder 1	$Q_{1,WB} = 40,31 \text{ l/min}$
Austauschvolumen Zylinder 1	$\Delta V_A = 12,44 \text{ l}$
Walzenwechsel	
Volumenstrom Zylinder 1	$Q_{1,WW} = 18,12 \text{ l/min}$
Volumenstrom Zylinder 2	$Q_{2,WW} = 21,60 \text{ l/min}$

Tabelle 9 - Übersicht Volumenströme und Austauschvolumen

5 Bewertung der Varianten

Nach der Aufstellung verschiedener Lösungsvarianten, muss die für die Funktionen der Spindelverstellung am besten geeignete Lösungsvariante ermittelt werden. Dafür werden die Lösungsvarianten zunächst auf die Erfüllung der Forderungen aus der Anforderungsliste überprüft. Anschließend werden die verbleibenden Lösungsvarianten einer technischen Bewertung unterzogen und die technisch wertigste Lösung weiterverfolgt.

5.1 Überprüfen der Anforderungen

Da die Forderungen, welche in der Anforderungsliste zu Beginn des Projektes festgehalten werden, von dem Produkt, der Maschine oder Anlage erfüllt werden müssen, wird überprüft, ob die Lösungsvarianten die Anforderungen erfüllen. Dafür bietet sich eine Überprüfung in tabellarischer Form an, wobei in den Zeilen die Forderungen und in den Spalten die Lösungsvarianten angetragen sind.

	LV1	LV2	LV3	LV4
Beibehaltung der vorhandenen Geometrie der Plungerzylinder	ja	ja	ja	ja
Redundante Druckversorgung	ja	ja	ja	ja
Systemdruck (mindestens) 75bar	ja	ja	ja	ja
Betriebsdruckdifferenz im Hydrospeicher (maximal) 10bar	ja	ja	nein	ja
Hubgeschwindigkeit oSp Walzbetrieb (Wellenende) 33,6mm/s	ja	ja	-	ja
Hub Zylinder oSp (Betrieb) 150mm	ja	ja	-	ja
Hub Zylinder uSp (Betrieb) 15mm	ja	ja	-	ja

Tabelle 10 - Tabellarische Überprüfung der Anforderungen

Zur besseren Übersichtlichkeit sind in der tabellarischen Überprüfung (Tabelle 10) nur die wichtigsten Forderungen aus Abschnitt 3.2 aufgeführt. Für jeden Lösungsvarianten wird nun die Erfüllung der Forderungen von oben nach unten überprüft. Sobald eine Forderung nicht erfüllt werden kann, werden die weiteren Anforderungen nicht mehr überprüft und die Lösungsvariante verworfen. Mit den Lösungsvarianten 1, 2 und 4 ließen sich alle aufgeführten und auch alle nicht aufgeführten Forderungen erfüllen. Da in Lösungsvariante 3 ein Membranspeicher vorgesehen ist, lässt sich die Forderung nach einer Betriebsdruckdifferenz, welche geringer als 10bar sein soll, nicht technisch sinnvoll erfüllen. Membranspeicher werden, wie in Abschnitt 4.4 erwähnt, in Hydraulikanlagen hauptsächlich zur Pulsationsdämpfung eingesetzt, da diese Speicher für kleine Austauschvolumen bei kleiner Reaktionsdauer optimiert sind. Der Speicher für die Spindelverstellung soll hingegen die Funktion der Energiespeicherung erfüllen, was ein größeres Austauschvolumen von 12,44l und ein großes Nennvolumen des Speichers, für eine geringe Betriebsdruckdifferenz erfordert. Um dies mit Membranspeichern zu erreichen, müsste, aufgrund der kleinen Nennvolumen von Membranspeichern eine sehr große Anzahl an Speichern verbaut werden. Damit wird diese Lösungsvariante aus dem

Verfahren genommen und verworfen, während die verbleibenden Varianten in der Lösungsbewertung gewichtet werden.

5.2 Bewertung der Varianten

Um aus den drei verbleibenden Lösungsvarianten die technisch wertigste Variante herauszufinden, werden diese technisch bewertet und die wertigste Lösung für den weiteren Projektverlauf ausgewählt. Für die Bewertung der Varianten werden im ersten Schritt die Wünsche gewichtet. Dabei gilt, dass Wünsche, welche in der Anforderungsliste mit höherer Priorität eingetragen wurden, auch höher gewichtet werden und diese in der Gewichtungsmatrix mit einem + gegenüber den Wünschen mit niedrigerer Priorität gewertet werden. Aus der Gewichtung der Wünsche wird dann ein Gewichtungsfaktor abgeleitet, welcher im zweiten Schritt des Bewertungsverfahrens benötigt wird.

Rangfolge - Gewichtung									
Lfd	W	Bewertungskriterien	Gewichtungs- matrix					Summe	Gewichtungs- faktor
			1	2	3	4	5		
1,9	W3	variable Verfahrgeschwindigkeit bei Walzenwechselbetrieb		+	-	-	-	1	0,1
4,2	W3	Hydraulikfluid HLP 68	-		-	-	-	0	0
7,1	W4	geringere Instandhaltungskosten ggü. aktuell	+	+		-	-	2	0,2
7,2	W4	geringere Stillstandskosten (Zeit) ggü. aktuell	+	+	+		-	3	0,3
7,3	W4	erhöhte Betriebssicherheit	+	+	+	+		4	0,4
Summe								10	1

Tabelle 11 - Gewichtung der Wünsche

Im zweiten Schritt wird bewertet, inwieweit eine Erfüllung der Wünsche mit einer Lösungsvariante machbar ist. Dabei werden bis zu vier Punkte vergeben und diese mit dem Gewichtungsfaktor multipliziert. Die Punkte können dabei von

- 4 – Sehr gute Machbarkeit
- 3 – gute Machbarkeit
- 2 – mittlere Machbarkeit
- 1 – machbar
- 0 – nicht machbar

vergeben werden. Die Auswahl, dass beispielsweise Lösungsvorschlag 1 für das Kriterium „erhöhte Betriebssicherheit“ mit vier Punkten eine sehr gute Machbarkeit aufweist wird dabei, ebenso wie die Rangfolge der Wünsche im ersten Schritt, nach persönlicher Einschätzung vorgenommen. Daher ist es bei Projekten mit höherer Komplexität sinnvoll das Gewichtungsverfahren gemeinsam in Diskussion

mit mehreren Mitarbeitern durchzuführen, um den Einfluss persönlicher Präferenzen zu schmälern und die technisch wertigste Lösung zu erhalten.

W	Bewertungskriterien	Gewichtungsfaktor	LV1		LV2		LV4	
W3	variable Verfahrgeschwindigkeit bei Walzenwechselbetrieb	0,1	4	0,4	2	0,2	3	0,3
W3	Hydraulikfluid HLP 68	0	4	0	4	0	4	0
W4	geringere Instandhaltungskosten ggü. aktuell	0,2	3	0,6	4	0,8	4	0,8
W4	geringere Stillstandskosten (Zeit) ggü. aktuell	0,3	4	1,2	4	1,2	4	1,2
W4	erhöhte Betriebssicherheit	0,4	4	1,6	2	0,8	2	0,8
	Summe		3,8		3		3,1	
	Rangfolge		1		3		2	
	Wertigkeit		0,95		0,75		0,775	

Tabelle 12 - Wertigkeit der Lösungsvarianten

Ein Wunsch seitens der Produktion ist eine variable Verfahrgeschwindigkeit im Walzenwechselbetrieb. Die Lösungsvorschläge eins und vier ermöglichen diese Funktion durch den Einsatz von drehzahlvariablen, beziehungsweise verstellbaren Pumpen, wobei eine variable Drehzahl durch die Erfahrungen im Werk einfacher umzusetzen ist. Lösungsvariante zwei hingegen sieht eine konstante Druckversorgung vor, sodass eine variierbare Verfahrgeschwindigkeit nur über den Einsatz von einstellbaren Drosselventilen umzusetzen wäre, was zu einer schlechteren Energiebilanz führt. Somit werden die Lösungsvarianten eins und vier höher gewertet als Lösungsvariante zwei. Im wichtigsten Bewertungskriterium, der Erhöhung der Betriebssicherheit, wird Lösungsvariante eins ebenfalls höher bewertet, da diese Variante die Verwendung einer Speicherstation aus Blasenspeichern vorsieht, während die Varianten zwei und vier Hydrospeicher mit nachgeschalteter Gasstation vorsehen. Eine nachgeschaltete Gasstation ermöglicht eine Anlagenkonfiguration mit einem kleinen Fluid- und einem großen Gasvolumen, welche für die Antriebsspindelverstellung benötigt wird, fällt aber mit einem defekt am Hydrospeicher aus. Die Verwendung einer Speicherstation hingegen ermöglicht den Betrieb auch bei einem defekten Hydrospeicher, da dieser mit Ventilen vom Hydrauliksystem getrennt werden kann, die Funktion der Anlage dabei aber durch die verbleibenden Hydrospeicher gegeben bleibt. Im Gewichtsungsverfahren (Tabelle 12) geht daher Lösungsvariante 1 als wertigste Lösung hervor, mit einer Wertigkeit von 95%.

5.3 Beschreibung der wertigsten Lösung

Im vorherigen Bewertungsverfahren stellte sich Lösungsvariante eins als die wertigste Lösung dar. Lösungsvariante eins sieht ein Hydraulikaggregat in redundanter Ausführung mit drehzahlvariablen Motor-Pumpen Einheiten vor. Daher sollen zwei Motor-Pumpen Einheiten verbaut werden, sodass beispielweise bei einem Ausfall einer Antriebseinheit der Walzenwechsel, mit nur einer Antriebseinheit und damit reduzierter Leistung, dennoch durchgeführt werden kann. Für die Speicherung des Fluids im Walzbetrieb ist eine Speicherstation vorgesehen, welche sich aus mehreren, sowohl auf der Fluidseite, als auch auf der Gasseite verbundenen Blasenspeichern zusammensetzt. Zum Schalten des Fluids

werden Sitzventile als 2/2-Wegeventile verwendet, welche sich durch eine hohe Zuverlässigkeit auszeichnen. Um den Anlagenstillstand bei Umbau so kurz wie möglich zu gestalten, werden neue Plungerzylinder mit den gleichen Maßen und Anschlüssen der aktuellen Zylinder verbaut, sodass die derzeitig verwendeten Zylinder revidiert und als Ersatzteil gelagert werden können.

6 Konstruktive Umsetzung

Zu Beginn der konstruktiven Umsetzung steht die Erstellung eines hydraulischen Schaltplans und einer dazugehörigen Funktionsmatrix. Darauf folgen die Berechnungen für die Auswahl der Hydrospeicher, der Motor-Pumpe-Einheiten, der Rohrleitungen sowie eine Berechnung des Wärmehaushaltes der Hydraulikanlage zur Auswahl von Heiz- oder Kühlelementen.

6.1 Hydraulikplan und Funktionsmatrix

Im Hydraulikplan (Abbildung 14) sind die Komponenten der Hydraulikanlage, sowie deren Verschaltung in vereinfachter Form dargestellt. Die dazugehörige Funktionsmatrix beschreibt, welche Komponenten für die verschiedenen Anlagenfunktionen benötigt werden. Die neue Hydraulik zur Verstellung der Antriebsspindeln ist in den Grundfunktionen der vorhandenen Anlage ähnlich, unterscheidet sich aber in einigen Details. Während bei der vorhandenen Anlage das Fluid vom Aggregat immer über den Hydrospeicher zum Ventilstand gefördert wird, ist bei der neuen Anlage eine direkte Verbindung vom Aggregat zum Ventilstand vorgesehen. Dadurch und durch die Verwendung von Blasenspeichern kann ein ‚Ausblasen‘ des Hydrospeichers beim Zuschalten verhindert werden. Für den Walzenwechsel sind je Zylinder zwei 2/2-Wegeventile (V5, V6, V9, V10) in stromlos-geschlossener Bauweise vorgesehen, wobei sich in den Rücklaufleitungen jeweils ein einstellbares Stromregelventil (V12, V13) befindet, um bei dem Herabfahren der Spindeln die Geschwindigkeit einstellen zu können. Die Plungerzylinder und die Pumpenleitungen sind mit Druckbegrenzungsventilen (V1, V2, V14, V17) ausgestattet, welche bei einem Überdruck auslösen und somit Beschädigungen an der Anlage vermeiden. Um eine hohe Sicherheit bei Wartungsarbeiten im oder hinter dem Walzgerüst zu erreichen, können die Zylinder mit Absperrhähnen (V15, V16) einzeln abgesperrt werden und damit eine ungewollte Bewegung der Spindeln verhindert werden. Die 2/2-Wegeventile sind jeweils mit federbelasteten Rückschlagventilen abgesichert.

Für den Walzbetrieb sind ebenfalls 2/2-Wegeventile vorgesehen, welche im Walzbetrieb vollständig geöffnet werden, um ein geschlossenes System zwischen Zylindern und Speicherstation herzustellen.

Die Blasenspeicher (Z5, Z6, Z7, Z8) sind in einer Speicherstation parallel verschaltet und gasseitig verbunden. Die gasseitige Verbindung führt zu einer gleichmäßigen Belastung der Blasen in den Speichern, sodass sich über die Lebensdauer auch ein gleichmäßiger Verschleiß einstellt. An jedem Speicher befinden sich fluid- und gasseitig Absperrventile, sodass bei einem Defekt einzelne Speicher abgesperrt werden können. Gassicherheitsventile sind an den Speichern nicht vorgesehen, da die Speicher auf einen maximalen Druck von 330bar ausgelegt sind und die Drücke im Betrieb unter 100bar liegen. Zudem ist fluidseitig an den Blasenspeichern jeweils ein Speicherabsperrblock (Z1, Z2, Z3, Z4) in stromlos geschlossener Ausführung angeschlossen, sodass bei einem Überdruck im Speicher das Fluid zum Druckabbau kontrolliert in den Tank abgelassen wird. Die Speicherstation wird im Walzenwechselbetrieb zudem mit einem weiteren 2/2-Wegeventil (V4) abgesperrt.

Am Hydraulikaggregat sorgen zwei Motor-Pumpe Einheiten (A1, A2, P1, P2) für die Fluidversorgung während des Walzenwechsels oder zur Befüllung der Blasenspeicher. Die Rücklaufleitung in den Tank ist mit einem Filter (F1) und einem parallel geschalteten federbelasteten Rückschlagventil ausgestattet. Bei einer Erstbefüllung oder dem Nachfüllen von Hydrauliköl wird dieses, zur Vermeidung von Beschädigungen durch eingetragene Partikel, ebenfalls gefiltert (F2). Das Hydraulikaggregat soll nach ATV nach DIN 24399 gefertigt sein und ein Nennvolumen von 250l vorweisen, da der Wert des Tankvolumens in Litern mindestens den fünffachen Wert des Volumenstroms in Litern pro Minute haben soll.

	Komponente	Aktion
Walzenwechsel starten	V3	schließen
	V4	schließen
	A1, A2	einschalten
obere Spindel rauf	V6	schließen
	V5	öffnen
obere Spindel runter	V5	schließen
	V12	Durchfluss einstellen
	V6	öffnen
untere Spindel rauf	V10	schließen
	V9	öffnen
untere Spindel runter	V9	schließen
	V13	Durchfluss einstellen
	V10	öffnen
Walzenwechsel beenden	V3, V5, V6, V9, V10	schließen
	A1, A2	abschalten
Walzbetrieb starten	V3	schließen
	V5, V6, V9, V10	schließen
	V4	öffnen
	V8, V11	öffnen
	V7	öffnen
Walzbetrieb beenden	V7	schließen
	V8, V11	schließen
	V4	schließen

Tabelle 13 - Funktionsmatrix

In der Funktionsmatrix (Tabelle 13) sind die Abläufe für die Betriebsarten festgehalten. Um eine Beschädigung einzelner Anlagenkomponenten durch falsches Schalten der Ventile zu vermeiden, muss eine Reihenfolge eingehalten werden. Soll beispielsweise der Walzbetrieb eingeleitet werden, muss zunächst sichergestellt sein, dass alle Ventile in den Verbindungssträngen zwischen Zylindern und Aggregat geschlossen sind, bevor eine Verbindung zwischen den Zylindern und den Blasen Speichern hergestellt werden kann. Auch beim Zuschalten der Blasen Speicher.

6.2 Berechnung des Hydrospeichers

Auslegung des Hydrospeichers nach Findeisen D.; Helduser S.: Ölhydraulik ^[2]

Im Lösungsfindungsprozess fiel die Wahl der Druckbereitstellung während des Walzbetriebs auf eine Speicherstation aus mehreren Blasen Speichern. Mithilfe der folgenden Berechnungen kann ein passender Speicher bei einem Hersteller ausgesucht werden.

Zunächst muss der Speichervorfülldruck p_0 mithilfe des niedrigsten Betriebsdrucks p_1 berechnet werden. Der Speichervorfülldruck soll für eine optimale Volumenausnutzung des Speichers 90% des minimalen Betriebsdruckes betragen. Bei dem niedrigsten Betriebsdruck von $p_1 = 77bar$ ergibt sich mit Formel 6.1

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1 = 0,9 \cdot 77bar \quad (6.1)$$

für den Vorfülldruck ein Wert von $p_0 = 69,3bar$. Der maximale Betriebsdruck p_2 soll zur Erhöhung der Lebensdauer der Blase nicht den vierfachen Wert des Speichervorfülldrucks überschreiten. Für die Anwendung bei der Spindelverstellung darf der maximale Betriebsdruck einen Wert von $87bar$ nicht überschreiten. Damit ist die Bedingung

$$p_2 \leq 4p_0, \quad (6.2)$$

$$87bar \leq 277,2bar$$

aus Formel 6.2 erfüllt.

Der maximale Betriebsdruck darf zur Sicherheit nicht größer als 90% des für den Hydrospeicher zugelassenen maximalen Betriebsüberdruck p_3 oder $p_{e,zul}$ sein. Mit einem maximalen Betriebsdruck von $87bar$ ist die Bedingung

$$p_2 \leq 0,9p_3, \quad (6.3)$$

$$87bar \leq 330bar$$

aus Formel 6.3 erfüllt.

Die Betriebsdruckdifferenz Δp stellt einen Anhaltspunkt zur Lebensdauer der Blase dar. Je kleiner das Betriebsdruckdifferenz ist, desto höher die Lebensdauer der Speicherblase aber desto kleiner auch der

Ausnutzungsgrad des Speichervolumens. Daher muss bei der Auslegung eines Hydrospeichers zwischen höherer Lebensdauer und höherer Volumenausnutzung abgewogen werden. Die Auslegung eines Hydrospeichers kann dabei auf Grundlage anhand einer bestimmten Betriebsdruckdifferenz (6.4)

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (6.4)$$

oder einem bestimmten Betriebsdruckverhältnis (6.5)

$$p_1 / p_2 \quad (6.5)$$

erfolgen. Bei der Spindelverstellung basiert die Auslegung auf der Betriebsdruckdifferenz, welche bei maximal $\Delta p = 10 \text{ bar}$ liegen soll, da in der Anlage nur ein moderater Druckunterschied gewünscht sind und nur ein kleines Austauschvolumen benötigt wird.

Durch die Volumendifferenz zwischen maximalem Betriebsdruck und minimalem Betriebsdruck ergibt sich das Nutzvolumen ΔV . Im Walzbetrieb muss der Hydrospeicher das gesamte Austauschvolumen ΔV_A , sowohl bei isothermen als auch adiabaten Zustandsänderungen, aufnehmen und abgeben können. Das Austauschvolumen beträgt im Walzbetrieb $\Delta V_A = 12,44 \text{ l}$.

Aufgrund der geringen Drücke können die Zustandsänderungen im der Gasblase des Speichers mit der allgemeinen Gleichung idealer Gase (6.6) berechnet werden. Die Gasblase im Speicher stellt dabei ein geschlossenes System dar, an dessen Grenzen Wärme zu- oder abgeführt wird und dem Arbeit durch das Heben und Senken der Antriebsspindeln zu oder abgeführt werden kann. Die Volumenänderungen in der Blase können mit

$$pV = mRT, \quad (6.6)$$

$$\Delta V_{isotherm} = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right), \quad (6.7)$$

und

$$\Delta V_{adiabat} = V_0 \cdot \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad (6.8)$$

berechnet werden. Bei Zustandsänderungen, die über einer Dauer von 3 min liegen, ist genügend Zeit für einen Temperaturexaustausch zwischen Gas und Umgebung. Es handelt sich dabei um eine isotherme Zustandsänderung (6.7). Ist die Dauer kürzer als 3 min ist die Zustandsänderung adiabatisch (6.7), da ein Wärmeaustausch während der Zustandsänderung erfolgen kann. Der Speicher der Spindelverstellung wird der Theorie nach während des Walzbetriebs isotherm geladen und adiabatisch entladen. Bei der Entladung ist daher der Isentropenexponent zu verwenden, welcher für Stickstoff $\kappa = 1,4$ entspricht. In der Realität ist dagegen keine Zustandsänderung vollständig adiabatisch oder isotherm, dennoch basiert die Auslegung der Hydrospeicher auf der adiabatischen Zustandsänderung, da diese mit kleineren Austauschvolumen den kritischeren Wert darstellt.

Bei der Verwendung von drei Blasenspeichern des Herstellers HYDAC in der Ausführung SB330 ^[5] mit einem Nennvolumen von jeweils $V_{Nenn} = 50l$ liegt das effektive Gasvolumen eines Speichers laut Datenblatt bei $V_0 = 47,5l$ und damit das der gesamten Speicherstation bei $V_0 = 142,5l$. Mit dem Nennvolumen der Speicherstation erhält man für die verschiedenen Zustandsänderungen nutzbare Volumen von $\Delta V_{isotherm} = 14,74l$ und $\Delta V_{adiabat} = 11,04l$. Das Nutzvolumen bei einer vollständig adiabaten Zustandsänderung ist kleiner als das erforderliche Austauschvolumen, sodass ein weiterer Blasenspeicher hinzugeschaltet werden muss. Bei vier Speichern mit einem gemeinsamen effektiven Gasvolumen von $V_0 = 190l$ erhält man für $\Delta V_{isotherm} = 19,66l$ und für $\Delta V_{adiabat} = 14,72l$. Diese Nutzvolumen sind von ausreichender Größe, sodass auch bei einer vollständig adiabaten Zustandsänderung noch Reserven vorhanden sind. Wird das Nutzvolumen nicht vollständig ausgenutzt, sinkt die Betriebsdruckdifferenz, was einen geringeren Krafteintrag in das Walzgerüst zur Folge hat. Eine Verwendung von vier Speichern ermöglicht zudem einen Betrieb bei einer Ausgefallenen Speichereinheit. Dabei würde die maximale Betriebsdruckdifferenz von $\Delta p = 10bar$ bei adiabater Entladung überschritten werden und somit die Krafteinleitung erhöht werden, aber ein Betrieb der Anlage wäre bis zum Austausch des defekten Speichers möglich bleiben.

Verfügt die Speicherstation über ein effektives Gasvolumen von $V_0 = 190l$, ein Austauschvolumen von $V_1 = 12,44l$ und die Zustandsänderungen im Betrieb sind wechselnd adiabatisch und isotherm würde der Druck im Speicher zu Beginn des fünften Barrens derart einbrechen, dass der Vorfülldruck des Speichers unterschritten würde (Abbildung 14).

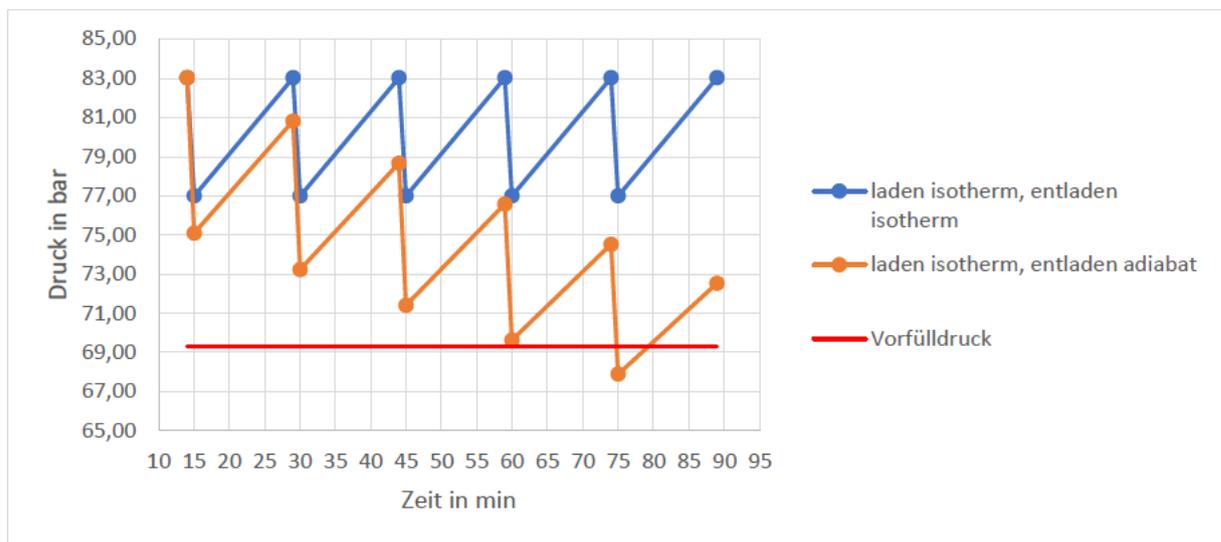


Abbildung 15 - Zustandsänderung über fünf Barren

Dies wäre der Fall, wenn nach der adiabaten Zustandsänderung beim Entladen des Speichers kein weiterer Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfinden würde und eine erhöhte Krafteinleitung in das Walzgerüst auftreten würde. Da der Walzprozess eines Barrens etwa zehn Minuten in Anspruch nimmt, währenddessen der Speicher wieder geladen wird, kann ein Wärmestrom in den Speicher in dieser Zeit den Druckverlust durch die adiabate Entladung wieder ausgleichen. Die Erfahrungen an der aktuellen

Anlage haben gezeigt, dass sowohl beim Lade-, als auch beim Entladevorgang des Speichers isotherme Zustandsänderungen vorliegen und der Druck auch über eine längere Betriebsdauer nicht absackt. Auch vor dem Umbau, welcher eine Absenkung der Betriebsdruckdifferenz von 10bar auf 1bar hatte, wurden über einen längeren Zeitraum keine abfallenden Drücke festgestellt.

6.3 Berechnung der Rohrdurchmesser

Die Strömungen in der Hydraulikanlage sollen laminar sein^[13], weshalb Rohrleitungen mit ausreichend großen Querschnitten auszuwählen sind. Eine laminare Rohrströmung liegt vor, wenn die Reynoldszahl im kritischen Strömungsquerschnitt unter $Re = 2300$ liegt. Zudem ist den Allgemeinen Technischen Vertragsbedingungen der Firma zu entnehmen, dass die Durchflussgeschwindigkeit in Druckleitungen, bei einem Systemdruck zwischen 50 und 100bar, nicht größer als $c_{max} = 3,5 \frac{m}{s}$ sein darf. Durch Umstellen der Gleichung (6.9)

$$c_{max} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (6.9)$$

kann somit ein Mindestrohrdurchmesser

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_{max}}}$$

berechnet werden. Im Walzbetrieb beträgt der maximale Volumenstrom $Q_{1,WB} = 40,31 \frac{l}{min}$. Daher müssen alle Rohrleitungen, welche den Hydrospeicher mit Zylinder 1 verbinden für diesen Volumenstrom ausgelegt sein, sodass sich mit $c_{max} = 3,5 \frac{m}{s}$ ein Mindestdurchmesser von

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,13 \frac{l}{min}}{\pi \cdot 3,5 \frac{m}{s}}} = 15,63mm \text{ ergibt.}$$

Um eine Sicherheit gegen Beschädigung der Rohrleitungen durch Betreten zu gewährleisten, sollen Rohre mit einem Nenndurchmesser von $d_n = 20mm$ verwendet werden, da diese eine höhere Festigkeit aufweisen.

Zur Überprüfung, ob eine laminare Strömung vorliegt, wird die Reynoldszahl mit Gleichung (6.10) berechnet. Dafür wird die Viskosität des Fluids, also die durch innere Reibung hervorgerufene Zähflüssigkeit, benötigt. Bei einer Verwendung von HLP 68 liegt die Viskosität bei der Normtemperatur $T_{Norm} = 40^\circ C$ bei $\nu_{40} = 68 \frac{mm^2}{s}$. Da die Viskosität mit einer Änderung der Temperatur veränderlich ist, muss für die Berechnung der Reynoldszahl die niedrigste Viskosität, welche bei höchster Betriebstemperatur auftritt, verwendet werden. Um die Viskosität bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen zu ermitteln, kann das UBBELOHDE-Diagramm (Abbildung 16) verwendet werden. Bei der maximalen Betriebstemperatur von $T_{max} = 50^\circ C$ liegt die Viskosität für HLP 68 bei $\nu_{50} = 40 \frac{mm^2}{s}$.

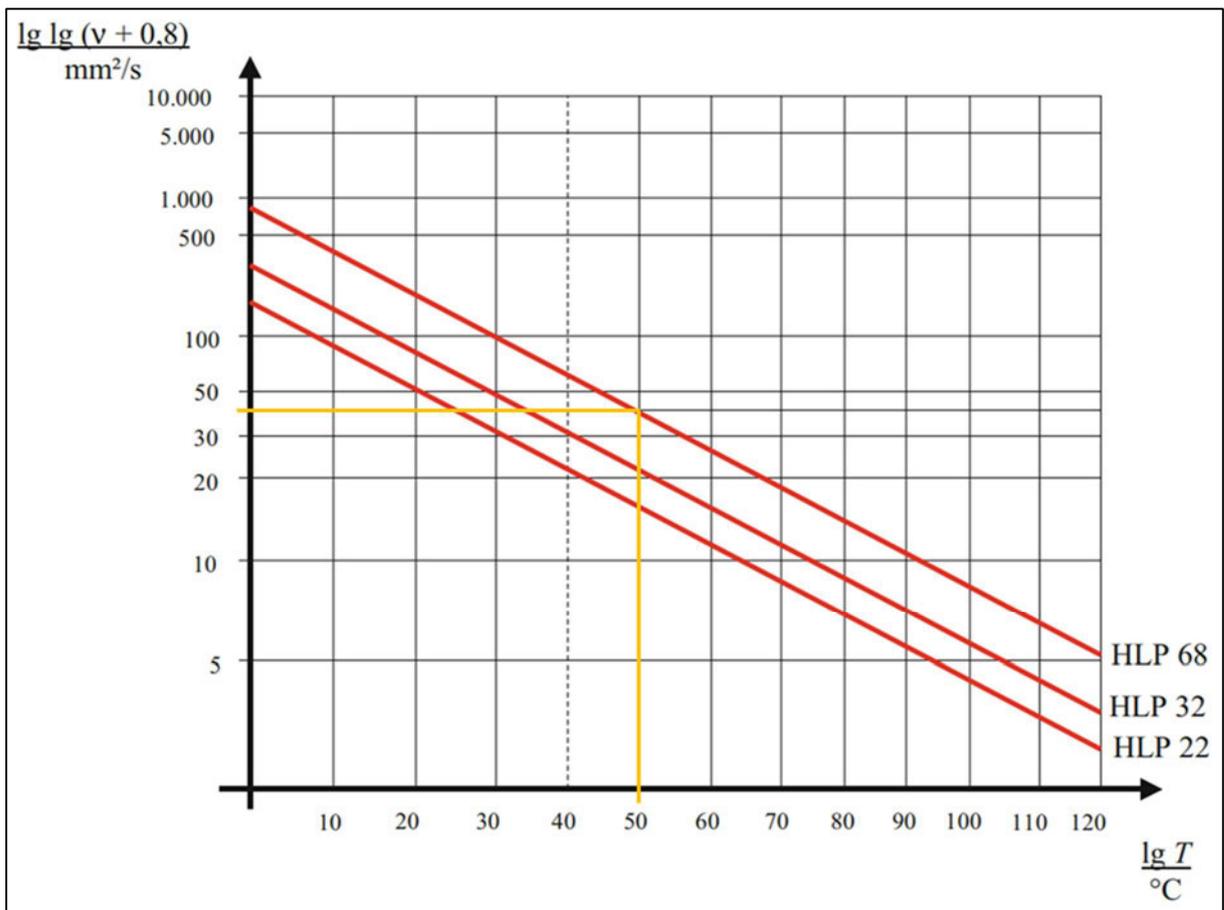


Abbildung 16 - Viskositäts-Temperatur-Diagramm (UBBELOHDE-Diagramm) WATTER [18], S. 15

Für Rohrleitungen mit einem Durchmesser von $d = 20\text{mm}$ und einem Volumenstrom von $Q_{1,WB} = 40,31 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ ergibt sich somit eine Durchflussgeschwindigkeit von $c = 2,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Mit Gleichung (6.10)

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad (6.10)$$

beträgt die Reynoldszahl $Re = 1069,26$, sodass die Strömung bei den gewählten Parametern laminar ist.

Für die Rohrleitungen am Zylinder 2 gilt ein maximaler Volumenstrom von $Q_{2,WW} = 21,6 \frac{\text{l}}{\text{min}}$, sodass sich für diese Leitungen mit (6.9) ein Mindestdurchmesser von $d_{min} = 11,44\text{mm}$ ergibt. Da aber auch hier Rohrleitungen mit einem Nenndurchmesser von $d_n = 20\text{mm}$ verwendet werden sollen, erübrigt sich die Berechnung der Strömungsart, da diese bereits bei gleichem Querschnitt und einem größeren Volumenstrom laminar sind.

6.4 Berechnung der erforderlichen Motoren- und Pumpenleistung

Bei der Auswahl eines geeigneten Elektromotors für den Antrieb einer Pumpe, muss zunächst die benötigte hydraulische Leistung ermittelt werden. Die elektrische Leistung

$$P_{el} = \frac{1}{\eta} \cdot \Delta p \cdot Q = \frac{1}{\eta} \cdot P_{Hyd}, \quad (6.11)$$

die von dem Elektromotor aufgenommen wird, entspricht der hydraulischen Leistung P_{Hyd} zuzüglich der Verlustleistungen der Pumpe und des Elektromotors. Eine Pumpe erzeugt eine Druckdifferenz zwischen dem niedrigeren Druck auf der Eingangsseite und dem höheren Druck an der Ausgangsseite. Zudem wird durch eine Pumpe ein Fluidvolumen gefördert, welches über ein Zeitintervall betrachtet den Volumenstrom Q ergibt. Die hydraulische Leistung einer Pumpe

$$P_{Hyd} = \Delta p \cdot Q = (p_A - p_E) \cdot Q \quad (6.12)$$

ist das Produkt aus dem von der Pumpe geförderten Volumenstrom und der Druckdifferenz an der Pumpe. Um die Pumpen und Motoren mit ausreichender Leistung auswählen zu können, muss die Pumpe den für die Hauptanwendung benötigten Druck bereitstellen, aber auch die im Hydrauliksystem auftretenden Druckverluste ausgleichen können

$$\Delta p = \Delta p_{Anwendung} + \Delta p_v \quad (6.13)$$

Die Druckverluste

$$\Delta p_v = \Delta p_{Rohrleitungen} + \Delta p_{Lage} \quad (6.14)$$

entstehen, wenn das Fluid die Rohr- oder Schlauchleitungen durchströmt. Aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit im Strömungsquerschnitt entsteht ein Strömungswiderstand, welcher sich in Form eines Druckabfalls bemerkbar macht. Zudem treten die durch Strömungswiderstände entstehenden Druckverluste an engen Radien, Querschnittsänderungen oder anderen Geometrien im Hydrauliksystem, wie beispielsweise Ventilen auf. Um die Druckverluste in den Rohrleitungen

$$\Delta p_{Rohrleitung} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (6.15)$$

zu berechnen, benötigt man die Dichte des Fluids ρ , die Fluidgeschwindigkeit c und den Druckverlustbeiwert ζ . Der Druckverlustbeiwert

$$\zeta_{ges} = \zeta_{Reibung} + \zeta_{Rohrkrümmung} + \zeta_{Ventil} \quad (6.16)$$

kann dabei für bestimmte Geometrien Tabellen entnommen werden. Zur Berechnung des Druckverlustbeiwerts für die Rohrreibung wird die Länge l und der Durchmesser d des Rohrleitungsabschnittes benötigt. Zudem muss der Rohrwiderstandsbeiwert λ ermittelt werden, dessen Wert davon abhängt, ob im betrachteten Rohrabschnitt turbulente oder laminare Strömung vorherrscht.

$$\zeta_{Reibung} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \quad (6.17)$$

Da in den Rohrleitungen, wie im vorherigen Abschnitt berechnet, eine laminare Strömung vorliegt, gilt für λ Formel (6.18)

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.18)$$

Bei einer Reynoldszahl von $Re = 1069,26$ ergibt sich durch Einsetzen in Formel (6.18) ein Rohrwiderstandsbeiwert von $\lambda = \frac{64}{1069,26} = 0,06$.

Bei einer angenommenen Rohrleitungslänge von $l = 10m$ und einem Durchmesser von $d = 20mm$ beträgt der Druckverlustbeiwert für die Rohrreibung

$$\zeta_{Reibung} = \lambda \cdot \frac{l}{d} = 0,06 \cdot \frac{10m}{0,02m} = 30.$$

Neben der Reibung im gesamten Rohrabschnitt treten auch Verluste an Rohrkrümmern auf. Zwischen Ventilstand und Plungerzylindern befinden sich für die Rohrführung mindestens sechs Rohrkrümmen. Nach den ATV der Firma ist für Rohrkrümmer ein Krümmungsradius zu Innendurchmesser Verhältnis von mindestens vier vorgesehen. Wie auch bei der Reibung wird für die Rohrkrümmer ein hydraulisch glattes Rohr angenommen. Da die Rohrkrümmer Winkel von 90° haben, liegt der Druckverlustbeiwert (Tabelle 14) je Krümmer bei $\zeta = 0,11$.

$\frac{\text{Krümmungsradius } r}{\text{Innendurchmesser } d}$	2	5	10
Glattes Rohr, Krümmerwinkel			
30°	0,06	0,05	0,05
45°	0,09	0,07	0,07
90°	0,14	0,11	0,09
Rauhes Rohr, Krümmerwinkel 90°	0,30	0,21	0,20

Tabelle 14 - Anhaltswerte für Verlustziffern bei Rohrkrümmern WATTER [18], S. 63

Der Druckverlust an den Ventilen kann Diagrammen der Ventilhersteller entnommen werden. Dazu wird ähnlich wie bei den Druckverlusten in den Rohrleitungen die Dichte und die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids benötigt. Je Leitung befinden sich zwischen Pumpe und Zylinder jeweils zwei Federbelastete Rückschlagventile, für die ein Öffnungsdruck von 1bar angenommen wird, ein Sitzventil und ein Hahn mit angenommenen Druckverlustbeiwerten von $\zeta_{Sitzventil} = 0,3$ und $\zeta_{Hahn} = 0,3$.

Damit ergibt sich ein Druckverlustbeiwert je Leitung von

$$\zeta_{ges} = \zeta_{Reibung} + \zeta_{Rohrkrümmung} + \zeta_{Ventil} = 30 + 0,66 + 0,3 + 0,3 = 31,26.$$

Das verwendete Hydrauliköl hat laut Datenblatt [8] des Herstellers LIQUI MOLY bei einer Temperatur von $15^\circ C$ eine Dichte von $\rho = 885 \frac{kg}{m^3}$. Mit steigender Temperatur sinkt die Dichte des Öls um 0,7% pro $10^\circ C$ WATTER [18], S. 9, sodass bei der niedrigsten Betriebstemperatur von $30^\circ C$ eine Dichte von $\rho = 875,7 \frac{kg}{m^3}$ vorliegt. Die Strömungsgeschwindigkeit beträgt mit $c = \frac{Q}{A}$ bei einem Volumenstrom von $Q = 21,60 \frac{l}{min}$ und einem Nenndurchmesser von $d_n = 20mm$ im Walzenwechselbetrieb $c = 1,15 \frac{m}{s}$. Daraus ergibt sich Für die Rohrreibung mit (6.15) ein Druckabfall von

$$\Delta p_{Rohrleitun} = 31,26 \cdot \frac{875,7 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(1,15 \frac{m}{s}\right)^2 = 0,18bar.$$

Zudem ist je nach Positionierung von Druckquelle und Verbraucher auf eine Druckdifferenz

$$\Delta p_{Lage} = \rho \cdot g \cdot z \quad (6.19)$$

durch unterschiedliche geodätische Lagen zu berücksichtigen. Bei der Aufstellung des Hydraulikaggregats außerhalb der Grube, liegt der Pumpenausgang, bei Verwendung eines nach DIN 24339-BN 250 genormten Aggregats etwa $z = 3m$ über dem Anschluss des Zylinders. Daher muss die dadurch entstehende Druckdifferenz bei der Summierung der Druckverluste abgezogen werden. Die Druckdifferenz durch die unterschiedliche geodätische Lage beläuft sich auf

$$\Delta p_{Lage} = 875,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 3m = 0,26bar.$$

Durch die Summierung aller Druckverluste mit dem für die Anwendung benötigten Druck erhält man den Druck, den die Pumpe mindestens zur Verfügung stellen muss

$$\Delta p = \Delta p_{Anwendung} + \Delta p_{Rohrleitung} + \Delta p_{Rückschlagventile} + \Delta p_{Lage},$$

$$\Delta p = 100bar + 0,18bar + 1bar - 0,25 = 100,93bar.$$

Aus diesem Druck und dem benötigten Volumenstrom lässt sich nun die hydraulische Leistung berechnen. Diese beträgt pro Pumpe

$$P_{Hyd} = \Delta p \cdot Q = 100,93bar \cdot 21,6 \frac{l}{min} = 3633,12W$$

Werkseitig wird für den Wirkungsgrad von hydraulischen Motor-Pumpe Einheiten ein Wert von $\eta = 0,85$ ^[14] angenommen. Damit ergibt sich für die elektrisch benötigte Leistung mit (6.11) ein Wert von

$$P_{el} = \frac{1}{0,85} \cdot 3633,12W = 4274,26W.$$

Auf Basis dieser Berechnung sind am Hydraulikaggregat zwei Antriebseinheiten mit einer Leistung von jeweils $P = 5,5kW$ vorgesehen.

6.5 Berechnung der Wärmeentwicklung

Beim Durchströmen von Rohrleitungen, Ventilen, Drosseln und Geometrien wie Rohrkrümmungen oder Aufweitungen, entstehen Druckverluste. Diese wurden in Abschnitt 6.4 bei der Berechnung der nötigen Pumpenleistung ermittelt. Die Energie, welche dem Hydrauliksystem als Druckverluste verloren gehen, verlassen das System in Form eines Wärmestroms, der das System an allen, von der Hydraulikflüssigkeit benetzten, Oberflächen verlässt. Nachfolgend wird die Wärmeentwicklung während des Walzenwechselbetriebes berechnet, da in diesem Betrieb aufgrund der Verwendung der Pumpen und der Durchströmung mehrerer Ventile höhere Druckverluste und damit eine höhere Wärmeentwicklung verglichen mit dem Walzbetrieb zu erwarten sind.

Zur Berechnung des Wärmestroms WATTER [18], S. 176 (6.20) aus dem System werden die Temperaturerhöhung $\Delta\theta$, die Fläche für den Wärmeaustausch A_T und der Wärmedurchgangskoeffizient k benötigt.

$$\dot{Q} = k \cdot A_T \cdot \Delta\vartheta \quad (6.20)$$

Mit Formel (6.21) wird die Temperaturerhöhung ^{WATTER [18], S. 74} des Hydraulikfluids gegenüber der Umgebungstemperatur berechnet. Dafür werden der in Abschnitt 6.4 berechnete Druckverlust im Hydrauliksystem, sowie die spezifische Wärmekapazität c_p und Dichte ρ des Hydraulikfluids benötigt.

$$\Delta\vartheta = \frac{\Delta p_v}{c_p \cdot \rho} \quad (6.21)$$

Bei einem Druckverlust von $\Delta p_v = 1,18 \text{ bar}$, der spezifischen Wärmekapazität ^{WATTER [18], S.176} von Öl $c_p = 1764 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ und der Dichte des Öls von $\rho = 875,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, ergibt sich eine Temperaturerhöhung von $\Delta\vartheta = 0,076 \text{ K}$. Der Wärmedurchgangskoeffizient

$$k = \frac{\lambda}{t_T} \quad (6.22)$$

wird mithilfe der Wärmeleitfähigkeit λ und der Materialstärke der Tankaußenwände t_T berechnet. Für das Hydraulikaggregat soll niedrig legierter Stahl mit welcher eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 45 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}}$ ^[1] aufweist mit einer Stärke von $t_T = 0,004 \text{ m}$ verbaut werden. Damit ergibt sich mit (6.22) für den Wärmedurchgangskoeffizienten ein Wert von $k = 11250 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}^2}$.

Zur Berechnung des Wärmestroms wird die Fläche für den Wärmeaustausch benötigt. Bei einer vereinfachten Betrachtung wird hierfür die ölbenetzte Oberfläche des Tanks des Hydraulikaggregats herangezogen. Bei der Verwendung eines nach DIN 24399 ausgelegten Hydraulikaggregats der Nenngröße 250, entspricht das nutzbare Volumen des Behälters 236l. Mit den genormten Abmaßen eines Behälters der Nenngröße 250 liegt die ölbenetzte Oberfläche bei der Befüllung mit dem Nutzvolumen bei $A_T = 1,85 \text{ m}^2$.

Mit Formel (6.20) stellt sich ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 11250 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}^2} \cdot 1,85 \text{ m}^2 \cdot 0,076 \text{ K} = 1581,75 \text{ W}$ ein.

Da der entstehende Wärmestrom nur im Walzenwechselbetrieb auftritt, dieser von geringer Dauer ist und die Wärme über die Oberfläche des Tanks und über die Rohrleitungen abgeführt werden kann, sind keine weiteren Komponenten für die Kühlung der Hydraulikanlage erforderlich. Um das Hydrauliköl im Tank vor Beginn des Walzenwechselbetriebes auf Betriebstemperatur zu erwärmen, können die Pumpen eingeschaltet werden und das Fluid über die Druckbegrenzungsventile wieder in den Tank geleitet werden, sodass sich das Fluid durch den Druckabfall im Ventil erwärmt.

6.6 Erneuerung der Plungerzylinder

Bei einem Umbau der Spindelverstellung sollen neu angefertigte Plungerzylinder eingesetzt werden. Dabei sollen alle Komponenten, also der Zylinder und der Plungerkolben ausgetauscht werden. Die bisher verbauten Zylinder erfüllen die geforderten Funktionen, allerdings soll das Risiko eines Ungeplanten Stillstands durch den Wechsel des Hydraulikfluids vermieden werden. Hydrauliköle

können eine Versprödung von Komponenten aus Elastomeren beschleunigen, weswegen die Dichtungen der neuen Zylinder aus Fluorkautschuk bestehen. Diese Werkstoffe weisen eine höhere Beständigkeit gegenüber aggressiveren Medien auf und erhöhen somit die Betriebssicherheit der Anlage. Dem Lieferanten werden die Zeichnungen (siehe Anhang) aus dem Archiv zur Verfügung gestellt und zu einer Überprüfung der Aktualität der Zeichnungen ein Termin vor Ort angeboten um nicht archivierte Änderungen in der Konstruktion berücksichtigen zu können.

7 Projektierung

Nach der Auslegung der Anlage können Angebote angefragt werden. Dafür wird zunächst eine Anfragespezifikation geschrieben und an potenzielle Lieferanten versendet. Nach der Auswahl eines Lieferanten folgt die Bestellspezifikation, welche einem Pflichtenheft ähnelt. Als letzter Schritt vor der Projektdurchführung kommt die Montageplanung, welche einen Überblick über die Stillstandszeit während der Montage gibt.

7.1 Anfragespezifikation

Die Anfragespezifikation ist ein Dokument, welches der Kommunikation mit potenziellen Lieferanten dient. In der Anfragespezifikation wird der Ist- und Sollzustand beschrieben und die für die Erstellung eines Angebots benötigten Unterlagen beigelegt. Bei Rückfragen oder fehlenden Informationen, kann die Anfragespezifikation revidiert werden und um die fehlenden Informationen ergänzt werden, sodass das Dokument iterativ fertiggestellt wird. Je nach Komplexität kann ein Projekt auch auf mehrere Anfragen aufgeteilt werden. Für die Spindelverstellung werden beispielsweise Leistungen im Bereich des Aggregatebaus und im Bereich der Zylinderfertigung benötigt. Daher bietet es sich an das Projekt auf eine Anfrage für das Hydrauliksystem (Aggregat, Ventilstand und Speicherstation) und eine zweite Anfrage für die Anfertigung der Plungerzylinder aufzuteilen.

In der Anfragespezifikation wird der Ist- und Soll-Zustand beschrieben, damit die potenziellen Lieferanten einen Überblick über die benötigten Funktionen bekommen und gegebenenfalls mit eigener Expertise Verbesserungen am Konzept vorschlagen können. Neben den Beschreibungen sind in der Anfragespezifikation auch die technischen Anforderungen und ein grober Zeitrahmen festgehalten.

Nach dem Versenden der Anfragespezifikationen können die Lieferanten bei Interesse Angebote erstellen. Die Auswahl eines geeigneten Angebots orientiert sich dann einerseits an der angebotenen Technik und den Kosten und andererseits an den Erfahrungen sowie der Zuverlässigkeit der Lieferanten.

7.2 Bestellspezifikation

Nach Auswahl eines Lieferanten wird in Zusammenarbeit mit diesem die Bestellspezifikation erstellt. In der Bestellspezifikation werden alle relevanten Daten (Hersteller, Teilenummern, etc.) der tatsächlich zu verbauenden Komponenten festgehalten. Zudem werden mit der Bestellspezifikation Zeiträume für den Aufbau und die Umfänge der Arbeiten vor Ort vereinbart. Dabei wird geklärt welche Hilfsmittel, wie beispielsweise Krane, für die Montage benötigt werden und welche Hilfsmittel das Werk zur

Verfügung stellen kann. Wenn alle Punkte in der Bestellspezifikation vereinbart sind, kann der Auftrag vergeben werden und werksseitig mit einer Montageplanung begonnen werden.

7.3 Montageplanung

Die Montageplanung hat das Ziel, einen Überblick über die nötigen Arbeiten für den Umbau zu erlangen. Die wesentlichen Arbeitsschritte für den Umbau lauten dabei:

- Aufstellen der neuen Anlage (Aggregat, Ventilstand, Speicherstation)
- Abschalten der Altanlage
- Abklemmen der Altanlage
- Demontage des Spindelstuhls und der alten Zylinder
- Montage der neuen Zylinder und des Spindelstuhls
- Anschließen der neuen Anlage
- Inbetriebnahme der neuen Anlage

Das neue Hydraulikaggregat, der neue Ventilstand und die neue Speicherstation können bereits während der laufenden Produktion platziert und aufgebaut werden. Auch die Rohrleitungen zwischen den Baugruppen können bereits gefertigt und angeschlossen werden. Um die Rohrleitungen zu den Zylindern zu legen, muss im Boden ein Leitungsschacht quer zu dem Weg ausgestemmt werden. Diese Arbeiten können auch während der laufenden Produktion ausgeführt werden. Als Vorbereitung zum Abklemmen der Altanlage muss zunächst die bisher verwendete Presswasseranlage abgeschaltet werden und alle Leitungen müssen drucklos sein. Dafür müssen die Antriebsspindeln mit einem Gerüst sicher abgestützt sein. Die Abstützung muss jedoch eine Demontage des Spindelstuhls ermöglichen, sodass die alten Plungerzylindereinheiten demontiert werden können. Zu diesem Zeitpunkt bietet sich zudem eine Reinigung und Sichtinspektion der Komponenten des Spindelstuhls an, da diese im eingebauten Zustand schwer zugänglich sind. Nach der Demontage der alten Plungerzylinder werden die neuen Plungerzylinder montiert. Als nächstes kann der Spindelstuhl remontiert werden und die Antriebsspindeln wieder in den Spindelstuhl eingesetzt werden. Diese müssen dabei noch von dem Gerüst gehalten werden, da zunächst die Rohrleitungen vom Ventilstand zu den Zylindern verlegt und angeschlossen werden müssen. Nach dem Verlegen aller Rohrleitungen kann die Erstbefüllung mit dem HLP 68 Hydrauliköl erfolgen und um Montagerückstände, wie Späne, Schweißperlen oder andere Kontaminationen zu entfernen, werden die Rohrleitungen gespült. Beim Spülen und dem anschließenden Beaufschlagen mit geringem Druck, wird die Anlage auf Leckagen überprüft. Nach dem Spülen muss das Hydrauliksystem vollständig entlüftet werden. Danach kann die Anlage leicht belastet werden und eine Überprüfung der Funktionen stattfinden. Nach Abschluss aller Überprüfungen kann eine Inbetriebnahme im Testbetrieb erfolgen und die Anlage der Produktion übergeben werden.

Die voraussichtliche Dauer und der Personalaufwand für die Umbaumaßnahmen werden in Abstimmung mit dem Lieferanten geplant. Bei einem geplanten Stillstand der Warmwalze können die

Umbaumaßnahmen an der Spindelverstellung zusammen mit weiteren Projekten an der Warmwalze durchgeführt werden.

8 Fazit und Ausblick

Die Entwicklung des bisher verwendeten Presswassersystems liegt etwa 50 Jahre zurück und wird für die Spindelverstellung seitdem nahezu unverändert verwendet. In dieser Zeit hat die Anlage recht zuverlässig funktioniert und ist auch weiterhin funktionsfähig. Dennoch ist der Anlage das Alter sowohl optisch als auch den, aus heutiger Sicht technisch veralteten, Komponenten anzusehen. Auf dem Markt werden derzeit keine offenen Hydrospeichersysteme angeboten, da die Verwendung von Speicher Konzepten mit einem trennenden Bauteil eine höhere Betriebssicherheit gewährleisten und auch in der Anwendung weniger komplex sind. Auch die Verwendung von additiviertem Wasser als Hydraulikfluid ist in großen Teilen der Industrie unüblich geworden, sodass entweder Klarwasser in der Lebensmittelindustrie oder auf die Anwendung ausgelegte Hydrauliköle in den meisten anderen Industriezweigen verwendet werden. Die im Rahmen dieser Bachelorarbeit erarbeitete Konzeptionierung einer neuen Anlage für die Spindelverstellung soll nun die Grundlage für eine baldige Ausschreibung und Umsetzung sein.

Die Konzeptionierung des neuen Hydrauliksystems basiert dabei auf einer genauen Betrachtung des bisher verwendeten Systems, da sich die Funktionsweise des Systems an der Schnittstelle zur Warmwalze, also dem Spindelstuhl, während des Walzbetriebes nicht von der bisherigen Funktionsweise unterscheiden soll. In einer Vorentscheidung für die Ausrichtung des Projektes fiel die Entscheidung auf eine neue Hydraulikanlage, welche mit Hydrauliköl betrieben werden soll. Im Lösungsfindungsprozess wurden dann verschiedene Bauweisen und Komponenten verglichen und schlussendlich die wertigste Lösung ausgearbeitet. Die Konzeption der Anlage unterlag dabei den recht engen Anforderungen, welche durch die geometrischen Eigenschaften der Zylinder und durch die Integration in verfügbare Bauräume festgelegt sind. Abgesehen von den Anforderungen liegt der Fokus der Konzeption klar auf der Arbeits- und Betriebssicherheit. Zudem konnten bei der Konzeptionierung Wünsche der Produktionsmitarbeiter berücksichtigt werden, welche sich unter anderem eine einstellbare Verfahrgeschwindigkeit für den Walzenwechsel wünschten.

Die Lösung sieht die Verwendung von Komponenten auf technisch aktuellem Stand vor, sodass mit Stickstoff befüllte Blasenspeicher verwendet werden. Diese zeichnen sich durch eine gute Verfügbarkeit auf dem Markt aus und sind verglichen mit dem offenen Druckspeicher einfacher und schneller in der Handhabung.

Das erarbeitete Konzept soll in Kürze ausgeschrieben werden und wird gegebenenfalls in Zusammenarbeit mit einem ausgewählten Lieferanten angepasst. Wenn eine lieferfertige Konfiguration in der Bestellspezifikation festgehalten wird und die Anlage erfolgreich in Betrieb genommen wird, ist der Anspruch an die Anlage ein unveränderter Betrieb von mindestens zehn Jahren.

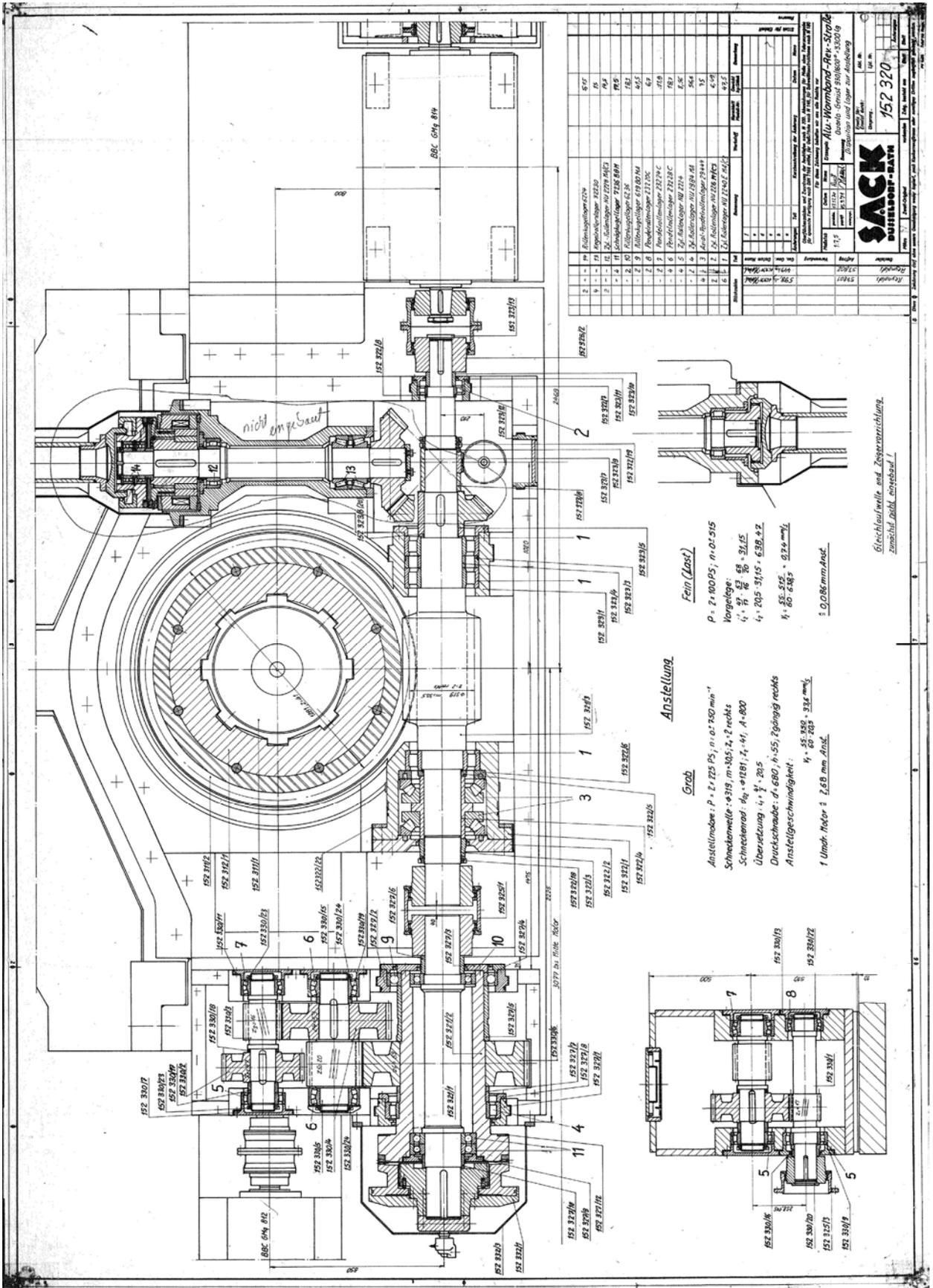
Literaturverzeichnis

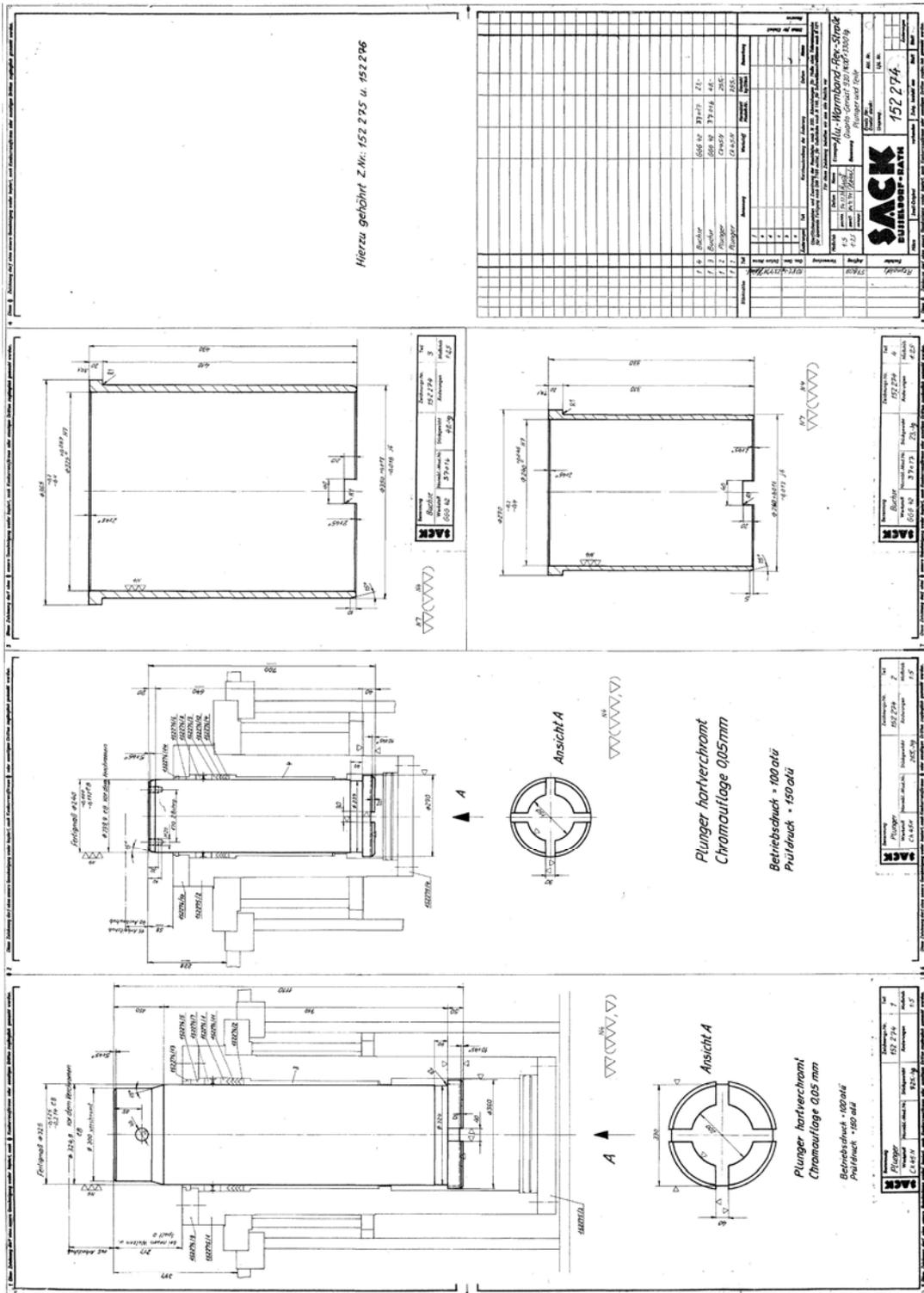
- [1] Chemie.de: Temperaturleitfähigkeit.
"<https://www.chemie.de/lexikon/Temperaturleit%C3%A4higkeit.html>" Abruf am 30.04.2022.
- [2] Findeisen D.; Helduser S.: Ölhydraulik, 6. Springer, Berlin, S. 658-662, 2015
- [3] Fischer M.: Persönliche Mitteilung vom 07.04.2022.
- [4] Gebhardt N.; Weber J.: Hydraulik - Fluid-Mechatronik, 7. Springer, Berlin, S. 44, 2020.
- [5] HYDAC Technology GmbH: Hydro Blasenspeicher Standardausführung.pdf.
"<https://www.hydac.com/de-de/online-tools/download-center>" Abruf am 07.03.2022.
- [6] HYDAC Technology GmbH: Speichertechnik.pdf. "<https://www.hydac.com/de-de/online-tools/download-center>" Abruf am 07.03.2022.
- [7] J alas A.: Persönliche Mitteilung vom 29.03.2022.
- [8] LIQUI MOLY GmbH: Produktinformation Hydrauliköl HLP 68.pdf. "<https://produkte.liquimoly.de/hydraulikoel-hlp-68-4.html>" Abruf am 14.04.2022.
- [9] Ostermann F.: Anwendungstechnologie Aluminium, 3. Springer, Berlin, S. 304, 2014.
- [10] Pawellek G.: Integrierte Instandhaltung und Ersatzteillogistik, 2. Springer, Berlin, S. 3, 2016.
- [11] Sack Düsseldorf-Rath: Disposition und Lager zur Anstellung. 1971.
- [12] Sack Düsseldorf-Rath: Quarto Gerüst Spindelaggregat Disposition. 1970.
- [13] Schröder L.: Persönliche Mitteilung vom 16.03.2022.
- [14] Schröder L.: Persönliche Mitteilung vom 25.04.2022.
- [15] Schröder L.: Persönliche Mitteilung vom 29.03.2022.
- [16] Speira GmbH: Auszug aus der Betriebsdatenerfassung. 2022.
- [17] Speira GmbH: Unternehmenspräsentation. S.14, 2021
- [18] Watter H.: Hydraulik und Pneumatik, 5. Springer, Berlin, 2017.
- [19] Weigert S.: Persönliche Mitteilung vom 07.04.2022.

Anhang A - Anforderungsliste

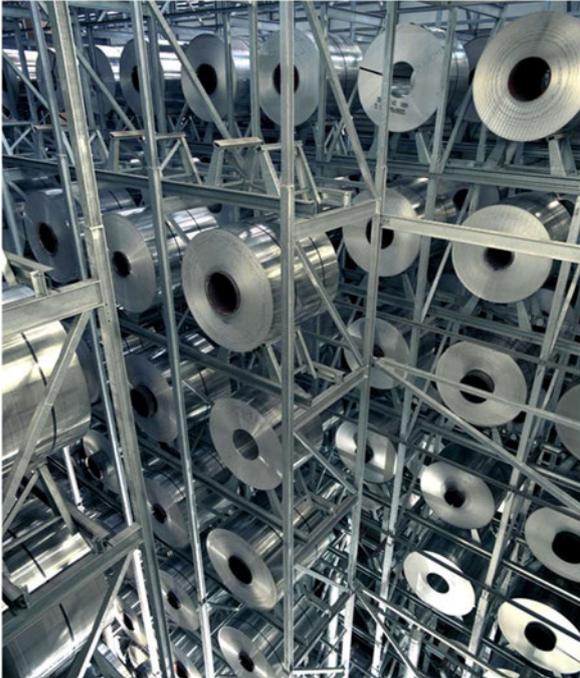
Anforderungsliste					
		Projektbezeichnung: Erneuerung der Spindelverstellung an der Warmwalze		Erstellt von:	Sebastian Göpel
		Projektnummer: -		Datum:	
		Klassifizierung der Wünsche W1: gering W2: mittel W3: wichtig W4: sehr wichtig			
Lfd.	F / W	Beschreibung der Anforderung	Werte, Daten	Quelle	Bemerkungen
1		Funktion, Betrieb			
1,1	F	Hub Zylinder oSp (Betrieb)	150mm	Zeichnung	
1,2	F	Hub Zylinder uSp (Betrieb)	15mm	Zeichnung	
1,3	F	Beibehaltung der vorhandenen Geometrie der Plungerzylinder	-	Besprechung 08.12.21	
1,4	F	Tankvolumen > 5-facher Volumenstrom der Betriebspumpen	-	ATV	
1,5	F	Niveauüberwachung am Tank	-	ATV	
1,6	F	Temperaturüberwachung am Tank	PT 100 4-Leiter	ATV	
1,7	F	Nachfüllung separat vom Rücklauf	-	ATV	
1,8	F	Pro Kammer zwei Anschlussstutzen mit Absperrventil 1"	-	ATV	
1,9	W3	variable Verfahrgeschwindigkeit bei Walzenwechselbetrieb			
1,10	F	Betriebstemperatur	30°C bis 50°C		
2		Geometrie			
2,1	F	Kolbendurchmesser oSp	325mm	Zeichnung	
2,2	F	Kolbenhub oSp	360mm	Zeichnung	
2,3	F	Kolbendurchmesser uSp	240mm	Zeichnung	
2,4	F	Kolbenhub uSp	75mm	Zeichnung	
3		Kinematik/Kräfte/Technische Parameter			
3,1	F	Hubgeschwindigkeit oSp Walzbetrieb (Wellenende)	33,6mm/s	Anlagendaten	
3,2	F	Hubgeschwindigkeit oSp Walzenwechsel (Wellenende)	bis 15mm/s		einstellbar (1,10)
3,3	F	Hubgeschwindigkeit uSp Walzenwechsel (Wellenende)	bis 15mm/s		einstellbar (1,10)
3,4	F	Systemdruck (mindestens)	75bar	Besprechung 08.12.21	
3,5	F	Betriebsdruckdifferenz im Hydrospeicher (maximal)	10 bar		
3,6					
4		Werkstoffe/Medien			
4,1	F	Dichtungen in Viton (FKM)	-	ATV	
4,2	W3	Hydraulikfluid	HLP 68	Besprechung 08.12.21	
4,3					
4,4					
5		Sicherheit			
5,1	F	Redundante Druckversorgung	-	Besprechung 08.12.21	
5,2	F	Hydraulikrohre trittfest dimensionieren	-	ATV	
5,3	F	Visuelle und Elektrische Niveauüberwachung am Tank	-	ATV	
6		Umfeld			
6,1		Temperatur im Umfeld	20°C-40°C		
6,2					
7		Sonstiges			
7,1	W4	Geringere Instandhaltungskosten verglichen mit aktuellen			
7,2	W4	Geringere Stillstandskosten verglichen mit aktuellen			
7,3	W4	Erhöhung der Betriebssicherheit			

Anhang B - Zeichnungen





Anhang C - Quellen



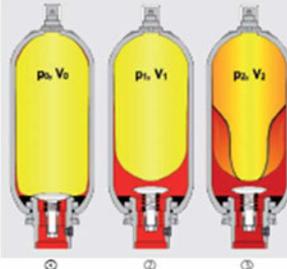
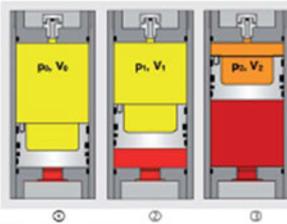
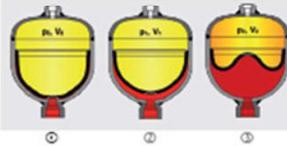
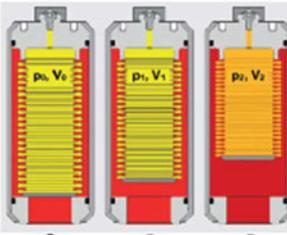
Hamburg

Aluminiumbandproduktion an Deutschlands wichtigstem Logistikstandort

- 660 Mitarbeiter
- Gegründet 1972
- Bis zu 165.000 Tonnen Aluminiumband pro Jahr
- Integrierte Barrengießerei seit 1975
- Seit Ende 2008 integrierter Recycling-Ofen für Prozess- und Produktabfälle
- Herstellung von Produkten für
 - Automobil
 - Allgemeine Technik

9. AUSLEGUNG

9.1. DEFINITION DER ZUSTANDSGRÖSSEN FÜR DIE AUSLEGUNG EINES HYDRO-SPEICHERS

Funktionsweise	Grenzwerte des Gasfülldruckes
Blasenspeicher 	$p_0 \leq 0,9 \cdot p_1$ mit einem zulässigen Druckverhältnis von $p_2 : p_0 \leq 4 : 1$ Für HYDAC Niederdruckspeicher ist zusätzlich zu beachten: Typ SB40: $p_{0,max} = 20 \text{ bar}$ Typ SB35H: $p_{0,max} = 10 \text{ bar}$
Kolbenspeicher 	$p_{0,min} \geq 2 \text{ bar}$ (Kolbenbauform 2) $p_{0,min} \geq 10 \text{ bar}$ (Kolbenbauform 1) $p_{0,max} \leq p_1 - 5 \text{ bar}$ In Extremfällen kann, bei langsamem Füllen (isotherm) und schneller Entnahme (adiabat) des Nutzvolumens, nach genauer Berechnung, der Vorfülldruck $p_0 \geq p_1$ gewählt werden. Anlieferungszustand ungefüllt bzw. mit Konservierungsdruck.
Membranspeicher 	a) Zulässiges Druckverhältnis: $p_2 : p_0$ <u>Schweißkonstruktion:</u> Das Druckverhältnis der geschweißten Membranspeicher liegt zwischen 4 : 1 und 8 : 1, je nach Konstruktion, siehe Prospektteil Hydro-Membranspeicher, Nr. 3.100, Abschnitt 3.1. <u>Schraubkonstruktion:</u> Alle Größen: 10 : 1 Andere Druckverhältnisse auf Anfrage b) $p_0 \leq 0,9 \cdot p_1$
Metallbalgspeicher (z.B. Wellbalg Ausführung) 	Der max. zulässige bzw. optimale Vorfülldruck eines Metallbalgspeichers (mit Well- oder Membranbalg) ist für jeden Anwendungsfall und jede Konstruktionsausführung unter Angabe der jeweiligen Betriebsbedingungen nach Rücksprache mit HYDAC festzulegen.

Die angegebenen Werte sind Maximalwerte und dürfen nicht als Dauerbelastung angesehen werden. Das ertragbare Druckverhältnis wird beeinflusst durch Geometrie, Temperatur, Medium, Volumenstrom und physikalisch bedingte Gasverluste.

- ① Der Speicher ist mit Stickstoff vorgefüllt. Das Trennglied (Kolben, Blase, Membran, Metallbalg) verschließt den Flüssigkeitsanschluss.
- ② Der minimale Betriebsdruck soll höher liegen als der Vorfülldruck. Dies soll verhindern, dass das Trennglied nach jedem Entnahmevorgang am Flüssigkeitsanschluss aufschlägt.
- ③ Nach Erreichen des maximalen Betriebsdruckes steht das Nutzvolumen ΔV im Speicher zur Verfügung:

p_0 = Vorfülldruck	V_0 = effektives Gasvolumen	t_0 = Vorfülltemperatur
p_1 = minimaler Betriebsdruck	V_1 = Gasvolumen bei p_1	t_{min} = min. Betriebstemperatur
p_2 = maximaler Betriebsdruck	V_2 = Gasvolumen bei p_2	t_{max} = max. Betriebstemperatur

DE 3.0010.1762.20

C-Stahl, NBR

Nenn- volumen [l]	Baureihe	max. Betriebsüberdruck				Eff. Gas- volumen [l]	A max. [mm]	B [mm]	C [mm]	Ø D max. [mm]	J Gewinde ISO 228 [mm]	Ø E [mm]	SW [mm]	Q ¹⁾ [l/s]	Gewicht [kg]					
		AKZ U [bar]	Art.-Nr.	AKZ S [bar]	Art.-Nr.															
0,5	SB400	400	3047163	-	-	0,5	270	57	33,5	96	G 3/4	50	32	4	4					
1	SB330	330	3047162	-	-	1	316	57	56	115	G 3/4	50	32	4	7					
	SB550 ²⁾	550	3110531	-	-		123	G 1		67	45	6	10							
2,5	SB330	330	3047165	-	-	2,4	528	64	56	115	G 1 1/4	67	50	10	11					
	SB550 ²⁾	550	3068916	-	-	2,5	550	67		123	G 1	67	45	6	14					
4	SB330	330	3047166	-	-	3,7	412	65	56	170	G 1 1/4	67	50	10	15					
	SB400 ²⁾	400	3107905	-	-															
5	SB550 ²⁾	550	3090654	-	-	4,9	876	64	56	123	G 1	67	45	6	17					
6	SB330	330	3047168	-	-	5,7	534	65	56	170	G 1 1/4	67	50	10	18					
10 ²⁾	SB330	330	3047170	-	-	9,3	810	65	56	170	G 1 1/4	67	50	10	31					
10	SB330	330	3047172	262	3141237	9,3	582	101	56	229	G 2	100	70	15	33					
	SB330N		3156632	-	-									25	34					
	SB330H		3079081	-	-									9	617	136	G 2 1/2	125	90	30
	SB400 ²⁾	400	3107393	-	-	9,3	578	101		234	G 2	100	70	15	41					
	SB500 ²⁾	500	3130252	-	-	8,8	598			101				Ø9	241	G 2	100	70	15	46
	SB600	-	-	345	332265															
13	SB330	330	3047173	-	-	12	695	101	56	229	G 2	100	70	15	46					
	SB330N		-	-	-									25	47					
	SB330H		-	-	-									730	136	G 2 1/2	125	90	30	45
	SB400 ²⁾		400	-	-									695	101	G 2	100	70	15	49
20	SB330	330	3047174	262	3117153	18,4	695	101		56	229	G 2	100	70	15	49				
	SB330N		3162982	-	-										25	52				
	SB330H		3092659	-	-				17,5						930	136	G 2 1/2	125	90	30
	SB400 ²⁾	400	3115007	-	-	18,4	895	101	234		G 2	100	70	15	71					
	SB500 ²⁾	500	3118156	-	-	17	913		Ø9					241	G 2	100	75	15	77	
	SB600	-	-	345	332266															
24	SB330	330	3047175	-	-	23,6	1060	101	56	229	G 2	100	70	15	72					
	SB330N		-	-	-									25	73					
	SB330H		-	-	-									24	1065	136	G 2 1/2	125	90	30
32	SB330	330	3047176	262	3117154	33,9	1410	101		56	229	G 2	100	70	15	80				
	SB330N		3220899	-	-										25	81				
	SB330H		3059515	-	-										32,5	1445	136	G 2 1/2	125	90
	SB400 ²⁾	400	3125141	290	-	33,9	1410	101	234		G 2	100	70	15	104					
	SB500 ²⁾	500	3760577	-	-	33,5	1423		Ø9					241	G 2	100	75	15	112	
	SB600	-	-	345	332267															
50	SB330	330	3047177	262	362904	47,5	1933	101	56	229	G 2	100	70	15	114					
	SB330N		3185604	-	-									25	115					
	SB330H		3089605	-	-									1968	136	G 2 1/2	125	90	30	128
	SB400 ²⁾		400	3114662	-		-	1933		101	234	G 2	100	70	15	137				
	SB500 ²⁾		500	3130253	-		-				241				G 2	100	75	15	167	
SB600	-	-	345	332268	48,3															
60	SB330	330	3341217	-	-	60	1210	138	Ø9	360	G 2 1/2	125	90	30	160					
80	SB330	330	-	-	-	85	1460	138	Ø9	360	G 2 1/2	125	90	30	200					
100	SB330	330	3098489	-	-	105	1710	138	Ø9	360	G 2 1/2	125	90	30	234					
130	SB330	330	-	-	-	133	2030	138	Ø9	360	G 2 1/2	125	90	30	283					
160	SB330	330	-	-	-	170	2059	137	Ø9	410	G 2 1/2	125	90	30	345					
200	SB330	330	-	-	-	201	2359	137	Ø9	410	G 2 1/2	125	90	30	403					

¹⁾ Q = max. Druckflüssigkeitsstrom bei optimalen Bedingungen
²⁾ schlanke Ausführung, für enge Einbauräume
³⁾ Materialkennziffer (MKZ) = 212 für AKZ U, siehe hierzu Typenbezeichnung, Abschnitt 2.2

DE 1.201.3192.20

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \Delta T$$

berechnen, wobei Δ der Laplace-Operator ist. Der Typ dieser Differentialgleichung beschreibt generell [Diffusionsprozesse](#).

Metalle bei 20°C					Nichtmetalle bei 20°C				
Größe	Dichte (ρ)	spezifische Wärmekapazität (c _p)	Wärmeleitfähigkeit (λ)	Temperaturleitfähigkeit (a)	Größe	Dichte (ρ)	spezifische Wärmekapazität (c _p)	Wärmeleitfähigkeit (λ)	Temperaturleitfähigkeit (a)
Einheit	10 ³ kg m ⁻³	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	W m ⁻¹ K ⁻¹	10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹	Einheit	10 ³ kg m ⁻³	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	W m ⁻¹ K ⁻¹	10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹
Aluminium	2,7	0,888	237	98,8	Acrylglas (Plexiglas)	1,18	1,44	0,184	0,108
Blei	11,34	0,129	35	23,9	Asphalt	2,12	0,92	0,70	0,36
Bronze	8,8	0,377	62	18,7	Beton	2,1	0,88	1,0	0,54
Chrom	6,92	0,44	91	29,9	Eis (0°C)	0,917	2,04	2,25	1,203
Cr-Ni-Stahl (X12CrNi18,8)	7,8	0,5	15	3,8	Erdreich (grobkiesig)	2,04	1,84	0,52	0,14
Eisen	7,86	0,452	81	22,8	Sandboden	1,65	0,80	0,27	0,20
Gold	19,26	0,129	316	127,2	(trocken)				
Gusseisen	7,8	0,54	42-50	10-12	Sandboden (feucht)	1,75	1,00	0,58	0,33
Stahl (<0,4% C)	7,85	0,465	45-55	12-15	Tonboden	1,45	0,88	1,28	1,00
Kupfer	8,93	0,382	399	117	Fensterglas	2,48	0,70	0,87	0,50
Magnesium	1,74	1,02	156	87,9	Spiegelglas	2,70	0,80	0,76	0,35
Mangan	7,42	0,473	21	6	Quarzglas	2,21	0,73	1,40	0,87
Molybdän	10,2	0,251	138	53,9	Glaswolle	0,12	0,66	0,046	0,58
Natrium	9,71	1,22	133	11,2	Gips	2,3	1,09	0,51	0,47
Nickel	8,85	0,448	91	23	Granit	2,75	0,89	2,9	1,18
Platin	21,37	0,133	71	25	Korkplatten	0,19	1,88	0,041	0,115
Silber	10,5	0,235	427	173	Marmor	2,6	0,80	2,8	1,35
Titan	4,5	0,522	22	9,4	Mörtel	1,9	0,80	0,93	0,61
Wolfram	19	0,134	173	67,9	Papier	0,7	1,20	0,12	0,14
Zink	7,1	0,387	121	44	Polyethylen	0,92	2,30	0,35	0,17
Zinn, weiß	7,29	0,225	67	40,8	Polytetrafluorethylen	2,20	1,04	0,23	0,10
					Polyvinylchlorid	1,38	0,96	0,15	0,11
					Porzellan (95°C)	2,40	1,08	1,03	0,40
					Steinkohle	1,35	1,26	0,26	0,15
					Tannenholz (radial)	0,415	2,72	0,14	0,12
					Verputz	1,69	0,80	0,79	0,58
					Ziegelstein	1,6-1,8	0,84	0,38-0,52	0,28-0,34

Siehe auch:

- [Thermodiffusion](#)
- [Wärmeindringkoeffizient](#)

Kategorien: [Thermodynamik](#) | [Festkörperphysik](#) | [Werkstoffeigenschaft](#)

Dieser Artikel basiert auf dem Artikel [Temperaturleitfähigkeit](#) aus der freien Enzyklopädie [Wikipedia](#) und steht unter der [GNU-Lizenz für freie Dokumentation](#). In der Wikipedia ist eine [Liste der Autoren](#) verfügbar.