



Kogler Thomas, BSc

**Leistungsflussanalyse beim
Umstellvorgang von einer Weiche im
Schienenverkehr**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Norbert Hafner

Institut für Technische Logistik

Dipl.-Ing. Florian Lottersberger

Graz, Dezember 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Kurzfassung

Diese Arbeit umfasst die energetische Analyse einer Weiche während des Umstellvorganges. Dabei wird die Zungenvorrichtung, welche mit dem Weichenantrieb HYDROSTAR® ZV angetrieben wird, im Detail untersucht. Das Herzstück dieses Antriebes ist das Hydrauliksystem, welches in Serie durchströmt wird.

Der Umstellvorgang der Zungenvorrichtung wird dabei einer Bewegungsanalyse unterzogen. Das Kriterium ist die gekoppelte Bewegung der zwei Zungenschienen mit den Umstellzylindern.

Die Weiche wird in Hauptsysteme unterteilt und diese Systeme werden getrennt voneinander analysiert. Die drei Hauptsysteme sind die Elektrik, die Hydraulik und der mechanische Aufbau. Der Hauptbestandteil der Arbeit beruht auf der qualitativen Darstellung des Leistungsflusses. Dazu ist es erforderlich die charakteristischen Parameter zu erfassen. Bei der Analyse der Systeme wird ersichtlich, welche Bauteile Verluste verursachen und von welchen Faktoren diese abhängig sind. Diese verlustverursachenden Komponenten werden betrachtet und wenn möglich, werden die Verluste mit allgemein gültigen Formeln dargestellt. Es wird darauf geachtet, dass sich die Lösungsansätze möglichst unabhängig von der Weichengeometrie anwenden lassen. Teilweise werden Druckverluste für Hydraulikkomponenten angenommen, da sie rechnerisch nicht erfasst werden können. Die Bereiche, in welchen sich die Druckverluste befinden, sind durch Messungen definiert.

Ein großer Abschnitt der Arbeit befasst sich mit dem Stellkraftverlauf über den Stellhub des Umstellvorganges. Die Kräfte für die Verbiegung werden mit der vereinfachten Balkentheorie berechnet und dazu werden noch die Reibkräfte und die sonstigen Kräfte addiert.

Die Berechnung des Leistungsflusses geschieht mit durchgängigen Formalismen, getrennt nach den Hauptsystemen. Diese Trennung ermöglicht eine ansehnliche und verständliche Darstellung der Verluste und ihren Abhängigkeiten. Die grundlegenden Leistungsarten sind die elektrische, hydraulische und die mechanische Leistung. Die mechanische Leistung teilt sich weiter in die rotatorische und translatorische Leistung.

Die qualitative Leistungsflussdarstellung des Umstellvorganges wird mit Sankey-Diagrammen vorgenommen. Es wurden mehrere Diagramme erarbeitet, um die verschiedenen Abschnitte während des Umstellvorgangs zu erklären und die dabei auftretenden Verlustleistungen mit Parametern zu beschreiben.

Mit den erarbeiteten Lösungsansätzen und der Hilfe von Druckmesskurven der Hydraulikanlage wurden die fehlenden Systemparameter bestimmt und daraus ein quantitativer Leistungsfluss erstellt. Aus dieser Leistungsflussberechnung können Rückschlüsse auf die Komponenten mit den schlechtesten Wirkungsgraden erfolgen. Wobei der quantitative Leistungsfluss für den Umstellvorgang der 1200m Weiche dargestellt wird. Dieser Leistungsfluss wird mit jenem der 10000m Weiche verglichen. Es wird der Leistungsfluss bei dem Punkt der größten Stellkraft, in diesem konkreten Fall bei einem Stellweg von 80mm, betrachtet.

Abstract

This thesis focuses on the energetic analysis of the turnout during the switching process. In the course of the examination, the switch device which is driven by the switch machine HYDROSTAR® ZV is examined. The hydraulic system constitutes the main part of this switching drive and is which is flowed through in series.

The switching process of the switch machine is subject to a motion analysis, whereby the criterion constitutes the synchronized movement of the two tongue rails with the hydraulic cylinders.

The turnout is divided into its main parts before the systems are analysed independently. The three main parts are the electric system, the hydraulic system and the mechanical track components. The main part of the thesis is based on the quantitative representation of the power flow. Therefore, it is necessary to capture its characteristic parameters. The analysis of these systems reveals which components cause losses. These loss-causing components are examined and, if possible, the losses are represented with formulas. It is important to ensure that the solutions can be applied as independently from the turnout geometry as possible. The pressure losses are partially attributed to hydraulic parts, but the range of these losses is limited.

A major section of the present thesis investigates the pulling load curve over the actuating stroke of the switching process. The forces for this bending (of the tongue rail) are calculated with the simplified beam theory. In addition, frictional as well as other forces are added to the bending forces.

The subsystems are represented with continuous formalisms which were separated at the interface between the major systems. This separation allows a considerable and comprehensible representation of the losses of the main systems and their dependencies. The basic types of power are the electrical and the mechanical power. The mechanical power is further divided into hydraulic, rotational and translational performance.

The switching process is represented quantitatively in Sankey diagrams. Moreover, it is important to note that several diagrams were used to explain the different sections during the switching operation.

Based on the acquired solutions and the pressure curves of the hydraulic system, the system parameters could be determined. These system parameters enabled calculation of the qualitative power flow. In addition, this power flow facilitated a calculation and comparison of the efficiency of the main systems. The total power flow is represented in a Sankey diagram for the entire turnout. Moreover, the qualitative power flow during the switching operation is shown in the example of

the 1200m turnout. Finally, the power flow of the 1200m turnout is compared with the flow of the 10000m turnout.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	System Weiche	1
1.2	Aufgabenstellung	2
2	Grundlagen der Weiche	3
2.1	Elektrik	5
2.1.1	Stellwerk	6
2.1.2	Elektrische Zuleitung	6
2.1.3	Elektromotor	6
2.2	Hydraulik	7
2.2.1	Hydraulikpumpe	7
2.2.2	Hydraulikleitung	8
2.2.3	Zylinder	9
2.3	Mechanischer Aufbau	11
2.3.1	Zungenvorrichtung	12
2.3.2	Mittelpartie	16
2.3.3	Herzpartie	16
3	Analyse und Darstellung der Bewegungen	16
3.1	Zungenschienen	17
3.2	Zylinder-Stangen-Einheit	18
3.2.1	Aufbau des Zylinders	18
3.2.2	Entriegeln der außenliegenden Stangen und Beginn der Stellhöhe	20
3.2.3	Verriegeln der außenliegenden Stangen und Ende der Stellhöhe	23
3.2.4	Bewegung des Zylinders	25
3.2.5	Kraftfluss über den Zylinder	32
3.2.6	Kraftfluss im Zylinder	33
3.3	Gesamte Bewegung der Weiche	35

4	Analyse des Leistungsflusses in den Teilsystemen	38
----------	---	-----------

4.1	Elektrik	40
4.1.1	Elektrische Leitung.....	40
4.1.2	Elektromotor.....	42
4.2	Hydrauliksystem	47
4.2.1	Gesamtsystem.....	47
4.2.2	Pumpe in der Antriebseinheit	50
4.2.3	Zylinder	53
4.2.4	2/2-Wege-Ventile	56
4.2.5	Hydraulikleitungen	58
4.2.6	Kupplungen	60
4.2.7	Öl.....	60
4.3	Mechanische Komponenten.....	63
4.3.1	Umstellhilfe Piroll	63
4.3.2	Umstellen der halben Zungenvorrichtung, eine Zungenschiene	65
4.3.3	Umstellen der gesamten Zungenvorrichtung.....	87
4.3.4	Anfahrvorgang der gesamten Zungenvorrichtungen.....	90
4.3.5	Zungenangriffsstück	93
5	Qualitative Darstellung des Leistungsflusses	95

5.1	Abschnitte während des gesamten Umstellvorganges.....	95
5.1.1	1. Abschnitt „Entriegeln“	95
5.1.2	2. Abschnitt „Bewegung der innenliegenden Stange“	97
5.1.3	3. Abschnitt „Anfahren der Zungenschiene“.....	98
5.1.4	4. Abschnitt „Umstellvorgang“	100
5.1.5	5. Abschnitt „Spülvorgang“	100
5.2	Beschreibung und Berechnungsgrundlagen der Leistungsverluste	102
5.2.1	Elektrische Leitung.....	103
5.2.2	Elektromotor.....	103
5.2.3	Hydraulikpumpe	105
5.2.4	Hydraulikkreislauf	107
5.2.5	Mechanische Komponenten	111

6	Quantitative Darstellung des Leistungsflusses	113
----------	--	------------

6.1	Systemparameter der Anlage.....	113
6.1.1	Diskussion zur Ermittlung der Systemparameter.....	113
6.1.2	Darstellung der Parameter und der Leistungen.....	122
6.2	Verlustberechnung der Hauptsysteme.....	123
6.2.1	Elektrische Leitung.....	123
6.2.2	Elektromotor.....	123
6.2.3	Hydraulikpumpe.....	123
6.2.4	Hydrauliksystem.....	123
6.2.5	Abgegebene Leistung an die Hydraulikzylinder.....	124
6.2.6	Betrachtung der Verluste.....	124
6.3	Verlustberechnung der Untersysteme.....	125
6.3.1	Hydraulikpumpe.....	125
6.3.2	Hydraulikkreislauf.....	125
6.3.3	Mechanische Komponenten.....	129

7	Interpretation der Ergebnisse und Bewertung	131
----------	--	------------

7.1	Qualitative Darstellung des Leistungsflusses.....	132
7.2	Quantitative Darstellung des Leistungsflusses.....	133
7.2.1	Verluste der Hauptsysteme.....	134
7.2.2	Verluste der Untersysteme.....	135
7.2.3	Änderung des wirksamen Aderquerschnitts.....	137
7.3	Vergleich zwischen 1200m und 10000m Weiche.....	138
7.4	Leistungsfluss bei maximaler Stellkraft der 1200m Weiche.....	141
7.5	Zusammenfassung.....	143

8	Literaturverzeichnis	148
----------	-----------------------------	------------

1 Einleitung

1.1 System Weiche

Die Weiche ermöglicht einem Schienenfahrzeug den Übergang von einem Gleis auf das andere. In der Regel geschieht das ohne eine Fahrtunterbrechung. Damit dies möglich wird, müssen Bauteile bewegt werden. Die zu bewegenden Komponenten sind die zwei Zungenschienen. Diese Bewegung wird mit Hilfe eines Weichenantriebes ermöglicht. Um ein mechanisches System bewegen zu können ist es notwendig eine Leistung zu verrichten. Wenn Leistung von einem System auf das andere übertragen wird, entsteht ein Leistungsfluss.

Die Weiche wird in die Hauptbestandteile zerlegt und die Systeme werden getrennt voneinander analysiert. Die drei Hauptsysteme sind die Elektrik, die Hydraulik und der mechanische Aufbau. Die Elektrik besteht aus der Leitung vom Stellwerk zum Elektromotor und dem Motor selbst. Dabei kann die Entfernung zwischen dem Stellwerk und der Weiche mehrere Kilometer betragen. Durch die erforderliche lange elektrische Leitung, welche aus Kupfer besteht, entstehen hohe Vorwiderstände. Der Elektromotor ist ausgelegt, um auch bei großen Vorwiderständen noch zu funktionieren.

Die Elektrik und die Hydraulik sind mit einer starren Welle verbunden. Die elektrische Leistung wird dort in mechanische Leistung umgewandelt. Die Motorwelle treibt eine Hydraulikpumpe an, welche das Fluid strömen lässt. Dabei ist am Pumpenausgang ein Druck erforderlich, welchen die Pumpe aufbringen muss, um den Umstellvorgang bewerkstelligen zu können. Das Hydrauliksystem ist, je nach Baugröße der Weiche, mit drei bis sechs Zylindern ausgestattet. Die Länge der Hydraulikleitungen steigt mit der Anzahl der Zylinder. In dem hydraulischen Kreislauf befinden sich mehrere Ventile und Kupplungen.

Der mechanische Aufbau beginnt mit dem Kolben der Zylinder. Die Kolben in den Zylindern erzeugen Kräfte, welche in den Umstellebenen auf die Zungenschienen übertragen werden. Die Verbindung zwischen den Zylindern und den Zungenschienen bildet das sogenannte Zungenangriffsstück. Durch dieses Bauteil werden Verspannungen der Zungenschienen, welche durch die Aufbringung der Kräfte in den Umstellebenen entstehen, minimiert. Die Zungenschienen können mit einer Umstellhilfe ausgestattet sein. Ist dies nicht der Fall, gleitet die Zungenschiene auf einer metallischen Oberfläche. Durch die Umstellhilfe Piroll bewegt sich die Zungenschiene zum größten Teil der Umstellbewegung auf Rollen, welche die Reibung minimieren und dadurch die Umstellkraft senkt.

1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabe dieser Arbeit ist die Erstellung einer umfassenden Leistungsflussanalyse beim Umstellvorgang von einer Weiche. Die lange elektrische Leitung zum Elektromotor und der daraus entstehende Widerstand, erzeugen den Umstand, dass Leistung in kritischen Situationen nicht in ausreichendem Maße zur Verfügung steht. Die Analyse des Leistungsflusses soll verlustverursachende Komponenten aufzeigen. Diese Erkenntnis kann in weitere Entwicklungen einfließen, um solche kritischen Situationen vermeiden zu können.

Die Leistungsflussanalyse bezieht sich auf den Weichenantrieb HYDROSTAR® ZV. Dieser Antrieb wird in verschiedenen Weichengeometrien eingesetzt. Daraus ergeben sich unterschiedliche notwendige Leistungsniveaus entlang des Leistungsflusses. Die dabei entscheidende bauliche Änderung der Weiche ist die Länge der Zungenschienen und dadurch eine Änderung des reibwirksamen Zungenschienengewichts. Dadurch werden unterschiedlich viele Umstellebenen benötigt. Durch Bauteilstandardisierungen können die unterschiedlichen Baulängen der Weichen und die dadurch auftretenden Stelleistungen nicht mit optimalen Bauteilen ausgestattet werden. Durch die Leistungsflussanalyse sollten Bauteile aufgezeigt werden können, welche hinsichtlich ihrer Wirkungsgrade in den jeweiligen Leistungsniveaus besondere Verbesserungspotenziale aufweisen.

Die Darstellung des Leistungsflusses soll durchgängig sein und auch auf alle Weichengeometrien angewendet werden können. Nach Möglichkeit sollen Verluste und notwendige Parameter mathematisch beschrieben werden. Wenn es nicht möglich ist, Berechnungsgrundlagen zu verwenden, werden empirisch Parameter festgelegt, damit die Durchgängigkeit erreicht wird. Der Leistungsfluss wird dabei qualitativ dargestellt und für die einfache Weiche 60E1-1200-1:18,5 auch quantitativ im Detail betrachtet. Um eine Leistungsdarstellung bei einem anderen Leistungsniveau zum Vergleich darstellen zu können, wird zusätzlich noch die 10000m Weiche betrachtet.

2 Grundlagen der Weiche

Die Weiche ist eine Konstruktion, welche Historisch gewachsen ist. Sie besteht im Wesentlichen aus der Zungenvorrichtung, der Mittelpartie und der Herzpartie, welche in Abbildung 2.1, ersichtlich sind. In dieser Arbeit hat nur die Zungenvorrichtung eine Bedeutung. In dieser befinden sich die zwei beweglichen Zungen, welche von einer Umstelleinheit bewegt werden. Dabei liegt immer eine Zunge bei der Backenschiene an (anliegende Zunge). Die andere hat dagegen einen definierten Abstand zur Backenschiene (abliegende Zunge).

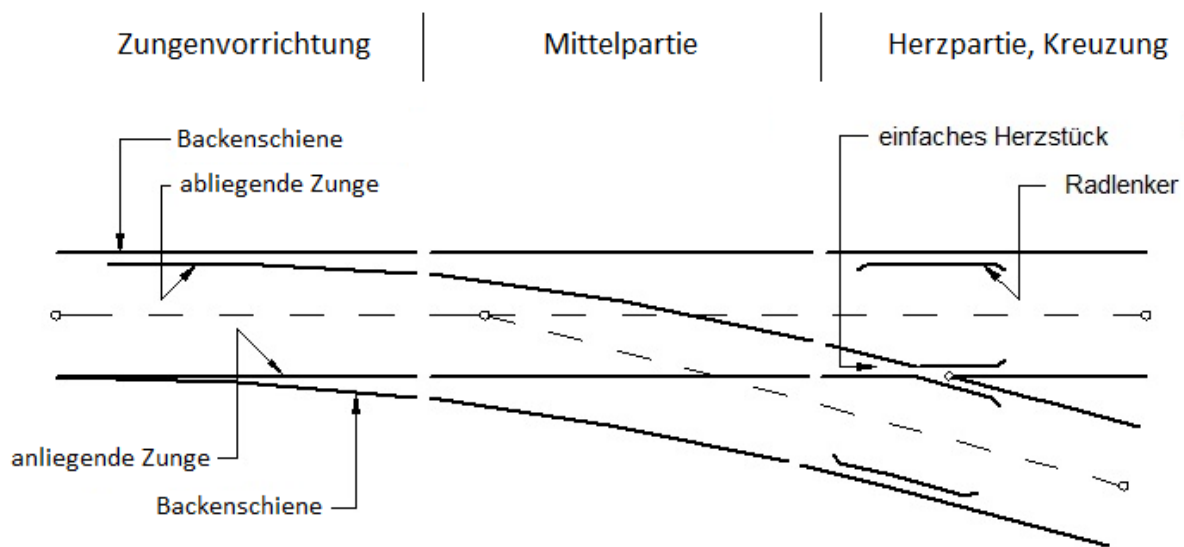


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der gesamten Weiche

Energetische Gesamtbetrachtung

Die energetische Betrachtung bezieht sich auf das Umstellsystem „HYDROSTAR® ZV“. Bei diesem Umstellsystem kann die Weiche in drei energetische Untersysteme zerlegt werden. Diese Untersysteme sind die Elektrik, die hydraulische Anlage und der mechanische Aufbau. Diese Aufteilung spiegelt auch den Leistungsfluss wider. Die Energie wird im Stellwerk zur Verfügung gestellt und mit der Leitung zur elektrischen Antriebseinheit transportiert. Dort wird über eine Welle eine Zahnradpumpe angetrieben, welche in das hydraulische System eingliedert ist. Die Pumpe drückt Flüssigkeit durch die Leitungen in die Zylinder. Durch die Bewegung der Zylinder werden die Federzungen bewegt.

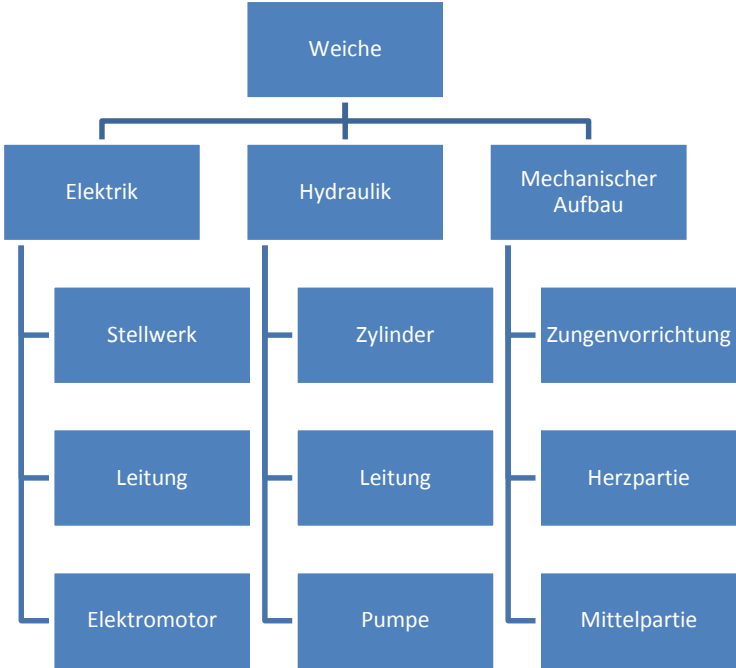


Abbildung 2.2: Gesamtbetrachtung der Weiche, Unterteilung in die drei Hauptsysteme

2.1 Elektrik

Der elektrische Teil der Weiche besteht aus drei Hauptkomponenten. Das Stellwerk ist die Energiequelle und der Ausgangspunkt des gesamten energetischen Systems. Das untersuchte Antriebssystem wird mit einem dreiphasigen Netz betrieben. Das Stellwerk ist oft sehr weit von der Weiche entfernt, weshalb die Länge der elektrischen Leitung sehr lang sein kann. Die langen Zuleitungen haben einen hohen ohmschen Widerstand, was zu einem großen Spannungsabfall in jedem Leiter führt. Dieser Spannungsabfall vernichtet einerseits Energie im Leiter und bewirkt zudem auch noch eine Wirkungsgradverschlechterung des Asynchronmotors. Der Elektromotor, welcher die Hydraulikpumpe antreibt, ist speziell für große Spannungsabfälle ausgelegt. Eine Regelung des Motors gibt es nicht, seine Zustände sind ein oder aus.

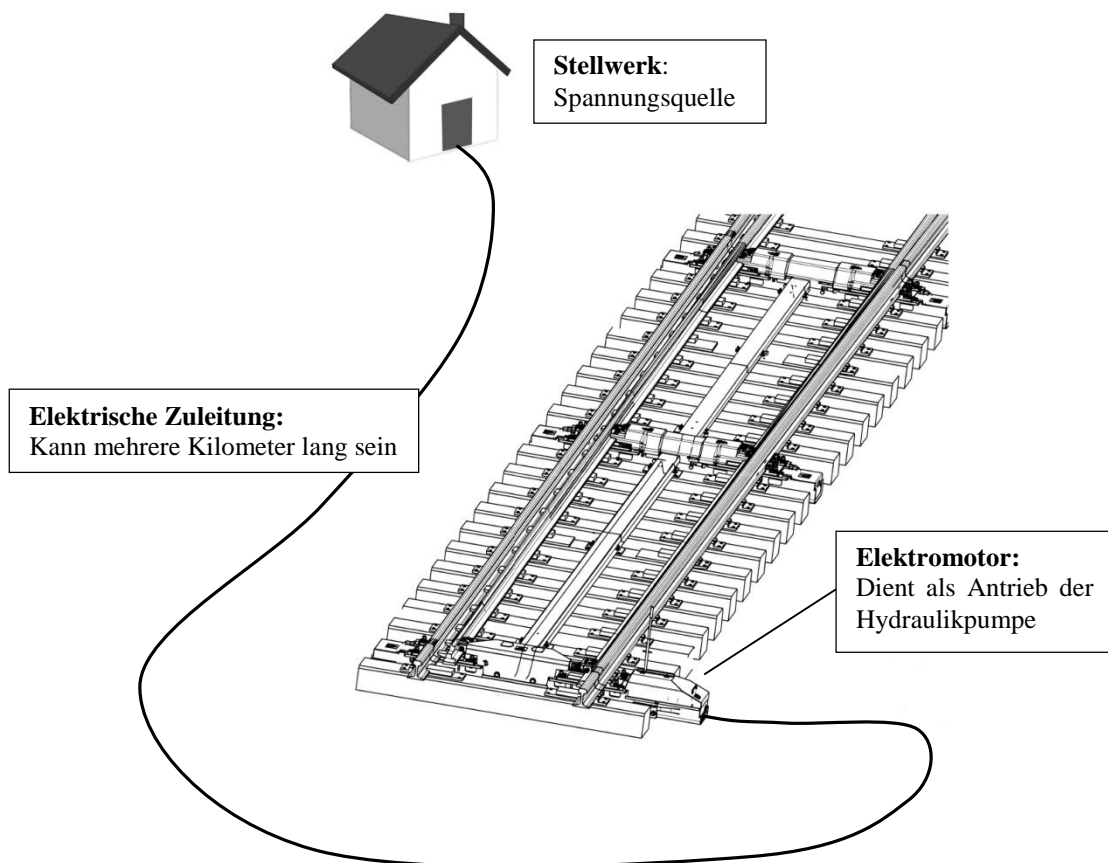


Abbildung 2.3: Darstellung der Elektrik

2.1.1 Stellwerk

Im Stellwerk wird der Umstellvorgang eingeleitet. Dort wird auch überprüft, ob der Stellvorgang erfolgreich war. Dies erfolgt mit den sogenannten Endlagenprüfern. Falls der Vorgang nicht erfolgreich war, weil sich ein Fremdkörper zwischen Zungenschiene und Backenschiene befindet, wird der Vorgang nach ca. 6 Sekunden abgebrochen.

2.1.2 Elektrische Zuleitung

Die elektrische Zuleitung für den Antrieb besteht aus einer vieradrigen Kupferleitung. Da der Weg zwischen Stellwerk und Weiche mehrere Kilometer betragen kann, tritt hier ein hoher ohmscher Widerstand auf. Dieser kann durch den Aderquerschnitt beeinflusst werden. Die Temperatur der Kupferleitungen hat ebenfalls einen Einfluss auf den Widerstand der Leitung. Die große Leitungslänge kann das Gesamtsystem an seine Leistungsgrenzen bringen kann.

2.1.3 Elektromotor

Bei dem Motor handelt es sich um einen Drehstrom-Asynchronmotor mit einem Kurzschlussläufer. Der Motor wird in der Regel mit 50Hz betrieben. In manchen Ländern wird er auch mit 60Hz betrieben und funktioniert dabei problemlos. Er besitzt 2 Polpaare. Der speziell konstruierte Elektromotor muss mit den oft sehr großen Spannungsabfällen umgehen können. Dafür wurden die Rotorwicklungen und auch das Blechpaket angepasst. Der Umstand, dass bei jeder Leitungslänge der gleiche Motor eingesetzt wird bringt mit sich, dass der Motor oft nicht im optimalen Arbeitsbereich betrieben wird. Die Nenndaten des Motors sind in Tabelle 2.1 ersichtlich.

Tabelle 2.1: Nenndaten des Elektromotors

Parameter	Einheit	Wert
Nennleistung	W	1100
Nenndrehzahl	U/min	1380
Nennstrom	A	3,7
Nennspannung	V	380

In Abbildung 2.4 ist der Elektromotor in der Draufsicht zu sehen. Dieser liegt in der Spitzeneinheit der Zungenvorrichtung und liegt auf einer Welle mit der Hydraulikpumpe.

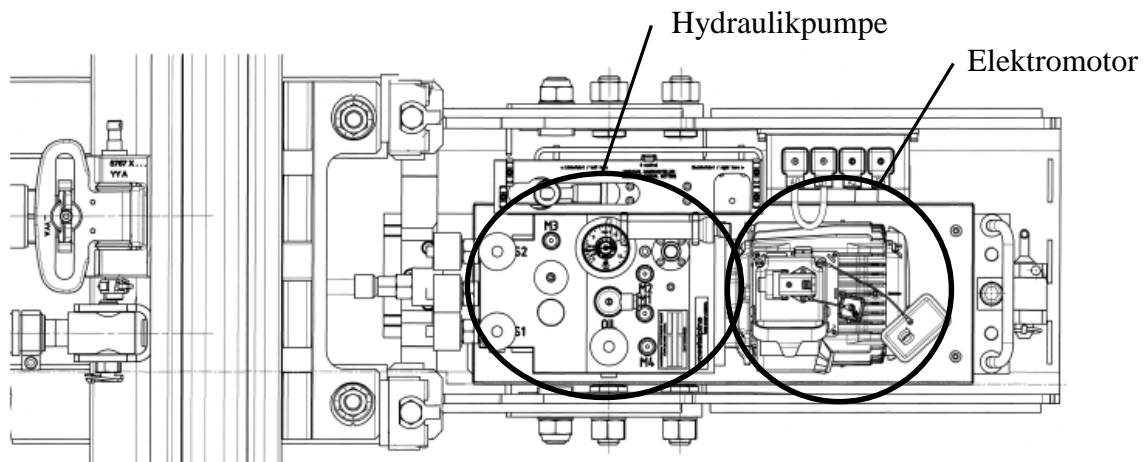


Abbildung 2.4: Elektromotor mit darauf sitzender Hydraulikpumpe im Spitzenverschluss

2.2 Hydraulik

Die drei zentralen Komponenten sind die Hydraulikpumpe, die Leitungen und die Zylinder. In den Leitungen strömt ein spezielles Öl, welches bei großen Temperaturschwankungen nicht zu zähflüssig ist. Die Außentemperaturen, welche bei der Weiche herrschen, werden nicht komplett auf das Öl übertragen, da die Leitungen sehr nahe am Boden verlegt sind.

2.2.1 Hydraulikpumpe

Bei der Pumpe handelt es sich um eine reversierbare Außenzahnradpumpe. Genauer wird ein Hydromotor eingesetzt, welcher als Pumpe verwendet wird. Damit ist es möglich mit einer Richtungsumkehr des Elektromotors die Weiche in beide Richtungen umzustellen. Die Pumpe ist direkt mit dem Elektromotor verbunden. Die Nenndaten der Pumpe mit der Modellbezeichnung KV1R/5.9 sind in Tabelle 2.2 dargestellt.

Tabelle 2.2: Nenndaten der Hydraulikpumpe KV1R/5.9

Parameter	Einheit	Wert
Schluckvolumen	cm^3/U	5,85
Maximaler Druck	<i>bar</i>	220
Maximale Drehzahl	U/min	5000
Leitungsanschlüsse	<i>Zoll</i>	3/8

Die Hydraulikpumpe ist in einem Hydraulikblock integriert, in welchem auch ein Filter untergebracht ist. Dieser Filter wird nur in eine Strömungsrichtung durchströmt.

2.2.2 Hydraulikleitung

Die Hydraulikleitungen bestehen aus Schläuchen und Rohren. Dabei kommen spezielle Schläuche mit $\frac{1}{2}$ Zoll (12,7mm) Innendurchmesser zum Einsatz. Die Seele des Schlauches besteht aus Nitril(NBR) Gummi. Das Rohr ist ein verzinktes Rohr nach EN 10305-4 mit dem Außendurchmesser von 15mm und einer Wandstärke von 1,5mm.

In der Berechnung besteht die Leitung nicht nur aus den Schläuchen und den Rohren, sondern aus mehreren Elementen. Dadurch wird die spätere Gliederung erleichtert. Die weiteren Komponenten sind Kupplungen, 2/2-Wege-Ventile und Anschlüsse. Die Kupplungen sind in jedem Leitungsstück einmal verbaut. Durch die Kupplungen können die Leitungen leicht getrennt werden, ohne dass dabei Öl austritt. Die 2/2-Wege-Ventile befinden sich am Ein- und Ausgang aller Zylinder. Durch diese Ventile kann der maximale Differenzdruck zwischen den Zylinderkammern begrenzt werden. Diese Druckbegrenzung ist notwendig um Schäden an der Zungenvorrichtung und auch an den Zylindern vorzubeugen.

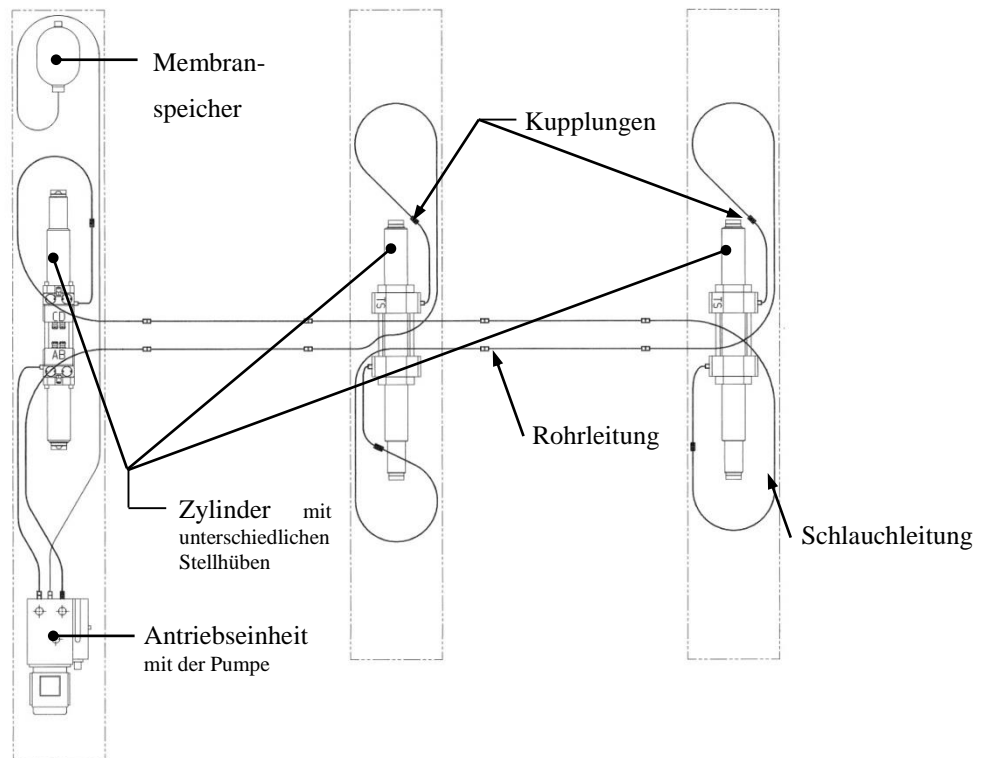


Abbildung 2.5: Darstellung der hydraulischen Anlage, darauf sind die Leitungen aus Rohren und Schläuchen ersichtlich

In Abbildung 2.5 ist noch ein Membranspeicher zu sehen. Dieser hat ein Volumen von 2,8 l. Bei einem ölseitigen Druck von 2 bar ist dieser zu zwei Drittel mit Öl gefüllt. Der gasseitige Nenndruck beträgt 0,8 bar. Da es sich hier um ein geschlossenes Hydrauliksystem handelt, gleicht dieser Speicher Volumenschwankungen des Öles aus. Diese Schwankungen entstehen durch die Temperatur- und Druckunterschiede des Fluids.

2.2.3 Zylinder

Die hydraulische Anlage der Zungenvorrichtung beinhaltet, je nach Länge der Weiche, zwei bis sechs Zylinder. Es handelt sich um einen eigens entwickelten Zylinder der Firma vaSignaling. Die Zylinder sind doppelwirkend und besitzen einen Gleichlauf. D.h., dass sie in beiden Bewegungsrichtungen die gleiche Kolbenfläche aufweisen. Dies ist erforderlich, um die Weiche in beide Richtungen mit der gleichen Stellkraft umstellen zu können. Die Zylinder besitzen je nach Einbauort unterschiedliche Stellhübe. Der Stellhub ist dabei der Weg, welcher von außen ersichtlich ist und die Zungenschienen bewegt. Die innenliegende Kolbenstange führt einen größeren Hub durch, den Zylinderhub. Die Zylinder sind standardisiert und es werden je nach

Stellhub nur die Mittelteile verändert. Der Stellhub des Spitzenverschlusses beträgt 120mm, der Zylinderhub ist um 40mm größer. Der Stellhub des Mittenverschlusses beträgt 100mm.

In Abbildung 2.6 ist der Hydraulikzylinder mit den integrierten Schaltelementen zu sehen. Am Ein- und Ausgang des Zylinders befinden sich die in Abschnitt 2.2.2 schon erwähnten 2/2-Wege-Ventile. Die Ventile werden in der späteren Betrachtung zu der Leitung gezählt, weil sich die Druckmesspunkte in den Zylinderkammern befinden und sich die Druckdifferenz zwischen den Zylinderkammern subtrahieren lassen. Diese Darstellung gibt Aufschluss über die Verluste in der Leitungsanlage.

In dem Kolben befinden sich weitere Ventile, wobei das oberste Ventil dafür sorgt, dass in den Endlagen des Zylinders, das Öl durch den Kolben strömen kann und so keinen Druck mehr auf diesen ausübt. Diese Durchströmung wird Spülvorgang genannt. Dieser Vorgang wird später erläutert. Die Druckbegrenzungsventile sind eine Sicherheitsmaßnahme um den Zylinder und die Zungenvorrichtung vor Schäden zu schützen. Sie sind in dieser Anordnung doppelwirkend. Das letzte Symbol zeigt eine Drossel.

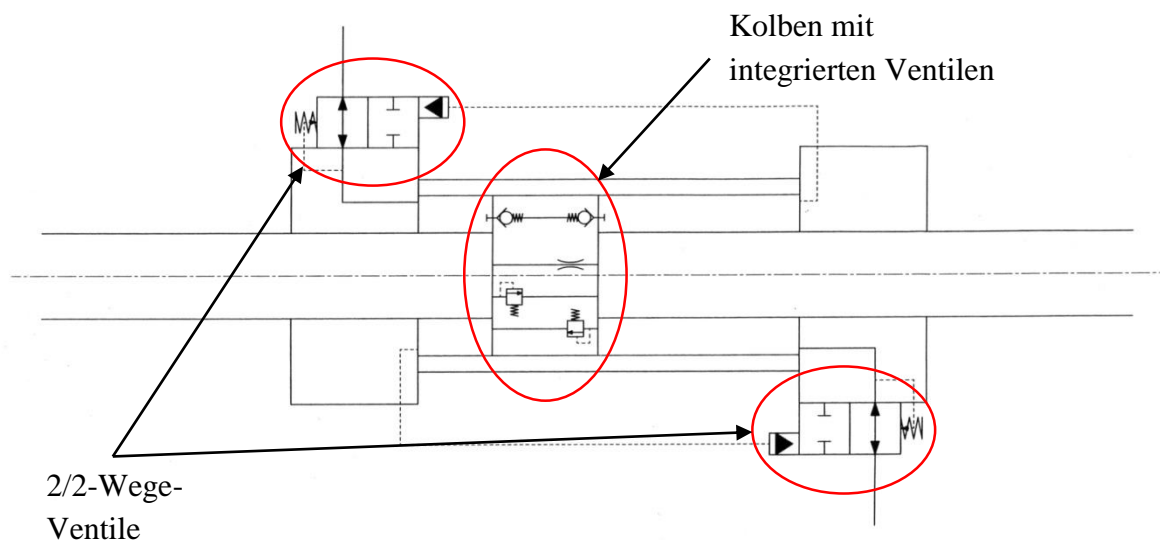


Abbildung 2.6: Darstellung des Zylinders, mit integrierten Schaltungselementen

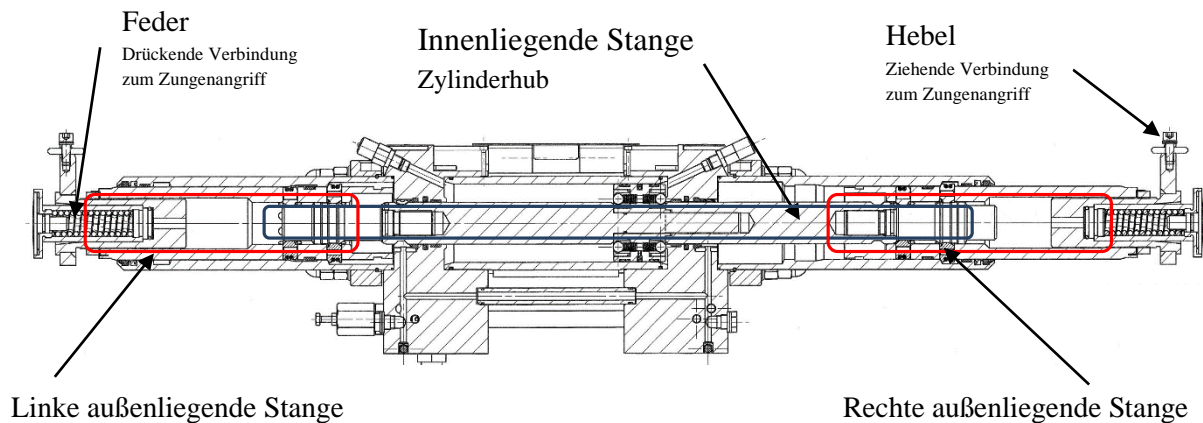


Abbildung 2.7: Darstellung des Zylinders mit der innenliegenden Kolbenstange und den zwei außenliegenden Stangen

In Abbildung 2.7 ist der Zylinder mit den wichtigsten beweglichen Teilen dargestellt. Die innenliegende Stange weist einen längeren Hub auf, als die zwei außenliegenden Stangen. Diese werden nicht während des gesamten Weges der innenliegenden Stange mitgeführt. Die außenliegenden Stangen übertragen die Kraft über die Feder oder den Hebel und den Zungenangriff auf die Zungenschienen. In der Regel sind mehrere Zylinder verbaut. Während der Bewegung wirkt eine Zylinderseite drückend und die andere ziehend.

2.3 Mechanischer Aufbau

Der mechanische Aufbau der Weiche besteht aus drei Hauptteilen. Diese sind die Zungenvorrichtung, die sogenannten Mittelpartie und die Herzpartie. In einem späteren Teil der Arbeit wird von den mechanischen Komponenten gesprochen. Dort befinden sich dann ausschließlich Bauteile im mechanischen Aufbau, welche am Leistungsfluss beteiligt sind. Die Mittelpartie hat für den Umstellvorgang keine Bedeutung, weil es dabei keine beweglichen Teile gibt. Aus diesem Grund wird die Mittelpartie auch nicht weiter betrachtet. Die Herzpartie kann, je nach Weiche, mit einer beweglichen Herzspitze ausgestattet sein. Wenn dies der Fall ist, wird auch dort ein Antrieb verbaut um die Herzspitze umzustellen. Die Zungenvorrichtung besitzt einen beweglichen und einen eingespannten Teil, wie in Abbildung 2.8 ersichtlich ist. In der Zungenvorrichtung werden die sogenannten Federzungen von dem Weichenantrieb bewegt. Je nach Endlage der Zungen ist die Fahrtrichtung des Schienenfahrzeuges festgelegt.

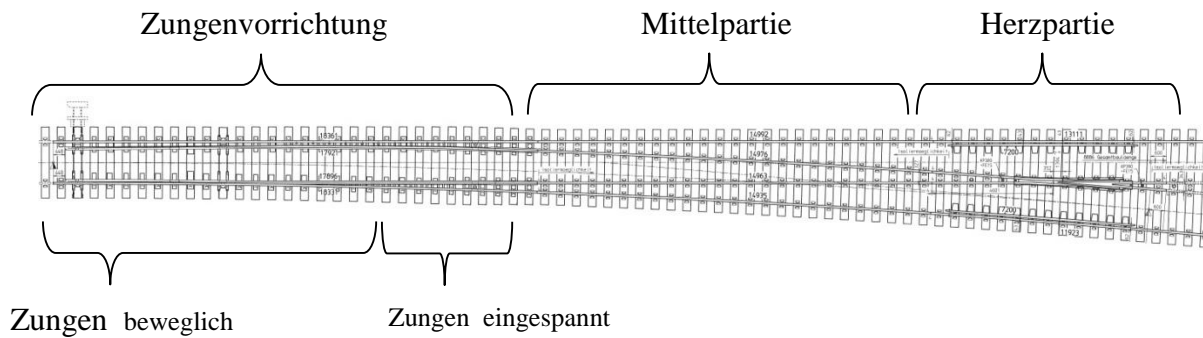


Abbildung 2.8: Einteilung der Weichenabschnitte

2.3.1 Zungenvorrichtung

In der Zungenvorrichtung befinden sich die zwei beweglichen Federzungen und die zwei starren Backenschienen. Die Zungenvorrichtung befindet sich am Weichenanfang. Die Federzungen sind die zwei inneren Schienen. Eine Weiche wird vom Weichenanfang ausgehend Richtung Weichenende betrachtet. Aus diesem Grund ist die obere Federzunge die linke und die untere die rechte. Die Backenschienen befinden sich außen, wie in Abbildung 2.9 ersichtlich ist. Die Federzungen werden von den Hydraulikzylindern bewegt. Die Zylinder sitzen in den Umstellebenen 1 bis 3.

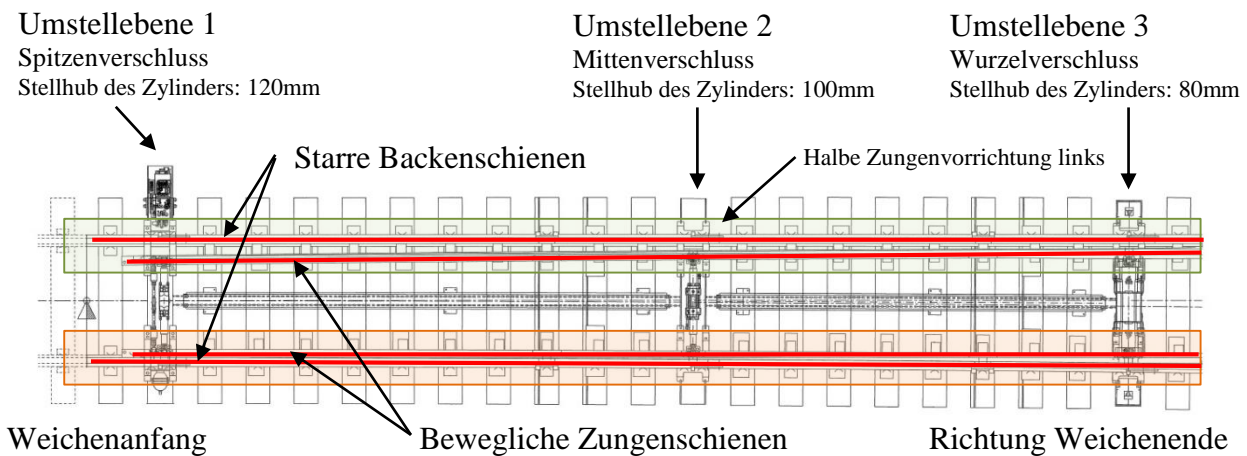


Abbildung 2.9: Zungenvorrichtung einer Weiche mit 1200m Weichenradius, mit Umstellebenen und Weichenrichtungen

In Abbildung 2.9 ist der vordere Teil der Zungenvorrichtung einer einfachen Weiche mit 1200m Weichenradius und dem Schienenprofil 60E1 dargestellt. Bei dieser Weiche werden für die Umstellung drei Umstellebenen benötigt. Die drei Zylinder haben unterschiedliche Stellhübe.

Diese Hübe sind anhand der Zungenaufschläge ersichtlich. Die Zungenaufschläge stellen die Entfernung zwischen Backenschiene und Federzunge dar.

In der oberen Hälfte der Zungenvorrichtung (Abbildung 2.9) befindet sich ein grüner Rahmen über der Backenschiene und der Zungenschiene. Diese Schienen und das Befestigungsmaterial dafür nennt man „halbe Zungenvorrichtung“ (HZV). Die obere halbe Zungenvorrichtung ist die linke (HZV“L“). Die untere halbe Zungenvorrichtung, im orangen Rahmen, ist die rechte (HZV“R“). Diese Aufteilung der Zungenvorrichtung wird später für die Berechnung der Stellkräfte eine Rolle spielen.

In Abbildung 2.10 sind die Zungenschiene, die Backenschiene und die Rippenplatte in einer Endlage ersichtlich. Die obere Zungenschiene ist abliegend, dort ist auch der Stellhub von der 3. Umstellebene, mit 80mm ersichtlich. Wenn die obere Federzunge abliegend ist, muss die untere anliegend sein und weist dadurch natürlich keinen Abstand zur Backenschiene auf.

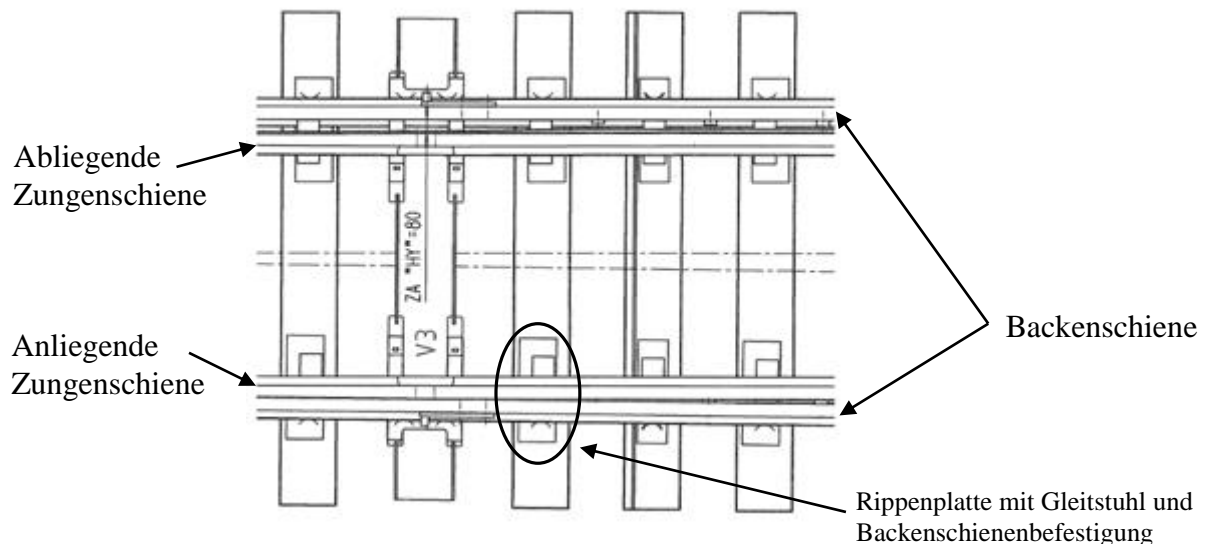


Abbildung 2.10: Darstellung der Backenschiene, Federzunge und des Zungenaufschlages im Bereich der 3. Umstellebene

Bei jedem Zylinderende sitzt ein Zungenangriffsstück. Dieses Angriffsstück ist auf der Federzunge befestigt und stellt die Verbindung zwischen der Umstelleinheit und der beweglichen Zunge dar. Die Federzunge wird je nach Ausführung, mit oder ohne Umstellhilfen bewegt. Die dabei verwendeten Umstellhilfen passieren auf Rollensystemen und nennen sich Piroll und Saferoll. Diese zwei Systeme sind sich in ihrer Funktionsweise sehr ähnlich. Weil neue Weichen nur mehr mit Piroll ausgestattet werden, wird auf die Untersuchung des System Saferoll verzichtet.

An dieser Stelle werden wichtige Begriffe nochmals erklärt, weil sie später oft vorkommen und für die Verständlichkeit große Bedeutung haben. Sie werden in Abbildung 2.11 verdeutlicht.

Zungenaufschlag:

Der Zungenaufschlag (ZA) ist die Distanz zwischen Backenschiene und Zungenschiene. In den Umstellebenen, in denen sich die Hydraulikzylinder befinden, sind die Zungenaufschläge vorgegeben. Der Spitzenverschluss, welcher sich bei der Zungenschienenspitze befindet, weist einen Stellhub von 120mm auf.

Anliegende Zungenschien:

Die Zungenschiene ist dann anliegend, wenn sie die Backenschiene berührt. Der ZA (Zungenaufschlag) ist dann null.

Abliegende Zungenschien:

Die Zungenschiene ist dann abliegend, wenn sie die Backenschiene nicht berührt.

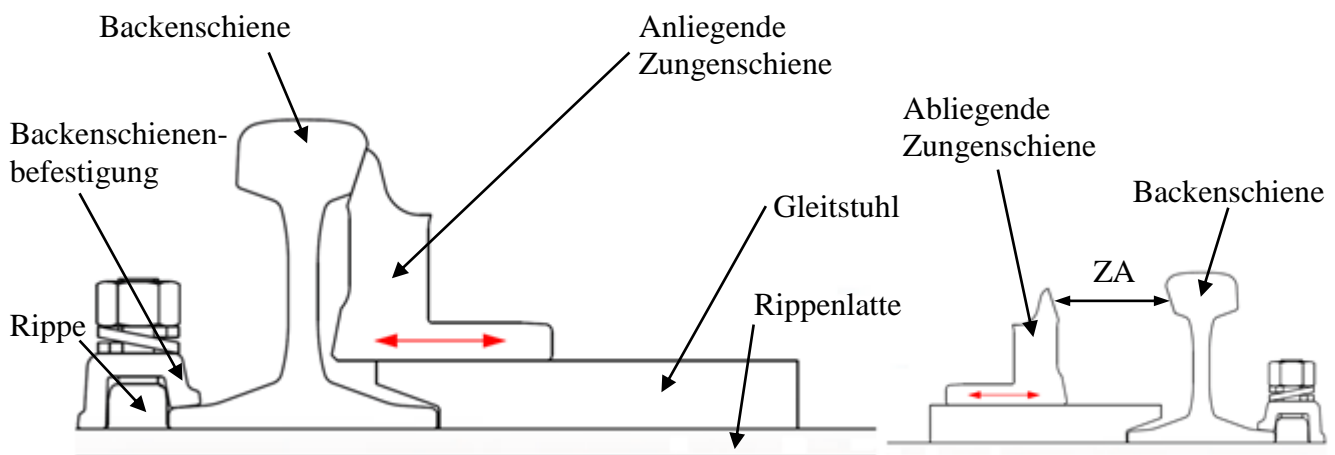


Abbildung 2.11: Schnitt der der Zungenvorrichtung, links anliegende Zungenschiene, rechts mit abliegender Zungenschiene

In Abbildung 2.11 sind die Schnitte der Zungenvorrichtung zu sehen. Der Gleitstuhl ist dabei auf der darunterliegenden Platte befestigt. Die Platte, die Rippe (links im Bild) und der Gleitstuhl bilden dabei die sogenannte Rippenplatte. Die Rippenplatte ist in der Regel mit vier Schrauben auf der darunterliegenden Schwelle verschraubt. Sie dient aber auch als Befestigung für die Backenschiene. Rechts ist im kleinen Bild, der Vollständigkeit halber, die rechte Hälfte der Zungenvorrichtung zu sehen.

Wenn, wie in Abbildung 2.11 dargestellt, keine Umstellhilfen vorhanden sind, gleiten die beweglichen Zungenschienen auf den Gleitstühlen. Bei der vorhin schon erwähnten 1200m Weiche sind 64 normale und 12 schmale Gleitstühle verbaut, auf denen sich die Zungenschienen bewegen.

Umstellhilfen

Die Umstellhilfe besteht aus einer Rollenkassette mit Rollen, über welche sich die Zungenschienen bewegen. Das derzeit eingesetzte System lautet auf den Namen Piroll (Platten Integriertes Rollensystem). Es baut auf dem in Abbildung 2.11 dargestellten System mit der Rippenplatte und dem Gleitstuhl auf.

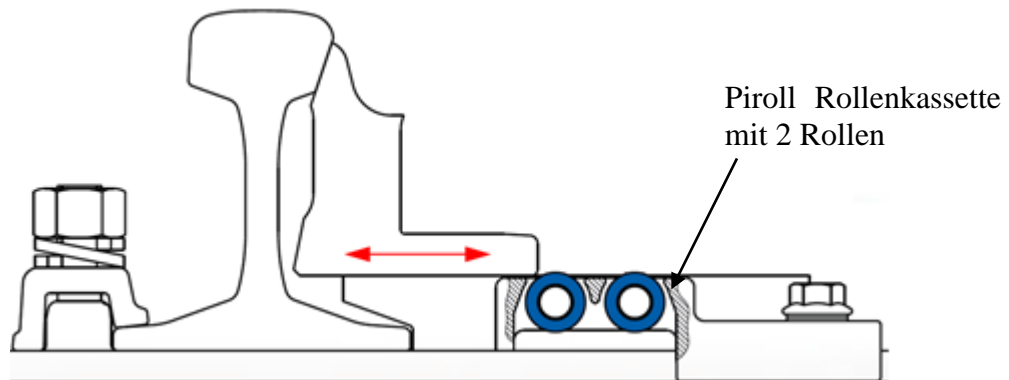


Abbildung 2.12: Schnitt der linken halben Zungenvorrichtung, mit Piroll Rollenkassette, anliegende Zungenschiene

In Abbildung 2.12 ist der Schnitt der Zungenvorrichtung mit einer Piroll Rollenkassette zu sehen. Dabei ist die Zunge bei der Backenschiene anliegend. Die Zunge liegt auch auf dem Gleitstuhl auf und befindet sich neben der Rollenkassette.

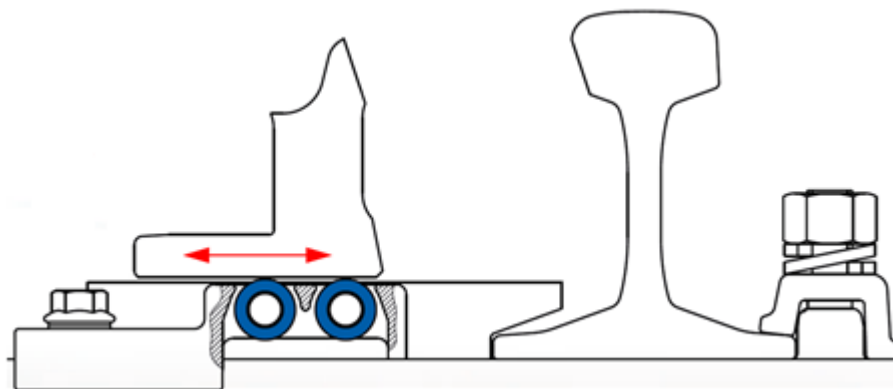


Abbildung 2.13: Schnitt der rechten halben Zungenvorrichtung, mit Piroll Rollenkassette, abliegende Zungenschiene

Die abliegende Zunge liegt auf den Rollen der Rollenkassette, wie in Abbildung 2.13 ersichtlich ist. Bei der Überfahrt des Schienenfahrzeuges über die Zungenvorrichtung wird die abliegende Zunge nicht befahren, aus diesem Grund kann sie auch auf den Rollen liegen. Sie wird von der integrierten Verriegelung des Zylinders festgehalten.

Je nach Weichengröße werden verschieden viele Rollenkassetten und Rippenplatten mit Gleitstühlen verbaut. Bei der 1200m Weiche liegt jede Federzunge auf 35 Gleitstühlen. Falls Piroll Umstellhilfen verbaut werden, bleiben die Gleitstühle vorhanden und es werden zusätzlich pro Federzunge 15 Rollenkassetten eingebaut, welche durch ihre Rollen die Reibung minimieren.

2.3.2 Mittelpartie

Die Mittelpartie wird, wie auch die Herzpartie, nur der Vollständigkeit halber angeführt. Sie hat keinen Einfluss auf die Bewegung der Federzunge und auf den Leistungsfluss.

2.3.3 Herzpartie

Die Herzpartie beinhaltet den Kreuzungspunkt der Weiche mit der sogenannten Herzspitze. Diese Herzspitze wird je nach Anwendungsfall oder Kundenwunsch, beweglich oder starr ausgeführt. Die Anwendungsfälle für ein Herzstück mit beweglicher Herzspitze sind der Schwerlast- und der Hochgeschwindigkeitsverkehr. Die bewegliche Herzspitze wird ebenfalls mit einer Hydraulikanlage bewegt. Der Leistungsfluss in der beweglichen Herzspitze ist nicht Teil dieser Arbeit.

3 Analyse und Darstellung der Bewegungen

Beim Auslösen des Umstellvorganges wird im Stellwerk der Schalter für die Spannungsversorgung des Elektromotors umgelegt. Dann fließt der Strom durch die Leitungen zum Elektromotor. Dieser läuft an und treibt die Hydraulikpumpe an, welche mit dem Druckaufbau beginnt. Wenn der Druck im Hydrauliksystem groß genug ist, um die Widerstände der zwei Zungenschienen zu überwinden, beginnt der Umstellvorgang. Beim sogenannten Umstellvorgang bewegen sich die Zungenschienen von links nach rechts, oder umgekehrt.

3.1 Zungenschienen

Die Bewegung der Zungenschienen, welche zur Zungenvorrichtung gehören, ist der eigentliche Teil der Umstellung.

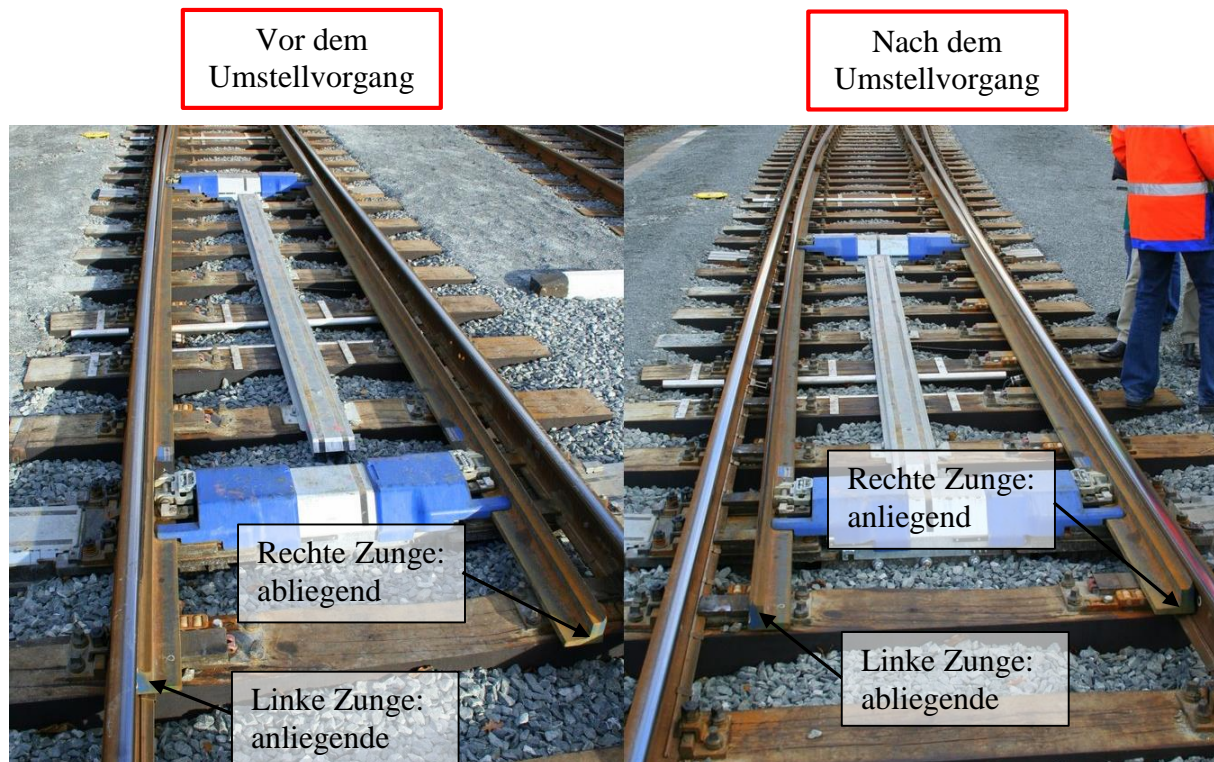


Abbildung 3.1: Links: Zungenschienen sind nach rechts umgestellt, Rechts: Zungenschienen sind nach links umgestellt

In Abbildung 3.1 ist die Lage vor und nach der Umstellung zu erkennen.

Vor der Umstellung (linkes Bild) ist die linke Zungenschiene anliegend und berührt somit die Backenschiene. Die rechte Zungenschiene hat einen Abstand zur Backenschiene und ist demnach abliegend.

Danach werden die Zungenschienen umgestellt. In diesem Fall von rechts nach links. Die Bezeichnung der Endlage rechts, bedeutet, dass sich das Schienenfahrzeug nach rechts bewegt und nicht, dass sich die Zungenschiene rechts befindet.

Nach der Umstellung (rechtes Bild) ist die rechte Zungenschiene anliegend an die Backenschiene und die linke ist abliegend.

3.2 Zylinder-Stangen-Einheit

Die Hydraulikzylinder sind die wesentlichen Aktoren für die Bewegung und Biegung der Zungenschienen. Sie wandeln die von der Hydraulikpumpe kommende Energie in eine geradlinige Bewegung der Kolbenstange um. Die in den Umstellebenen liegenden Zylinder üben dabei eine Kraft auf die Zungenschienen aus und sind mit ihrer translatorischen Bewegung für die Verbiegung und Bewegung der Zungenschienen verantwortlich.

In Abbildung 3.2 ist der gesamte Zylinder im Schnitt dargestellt. Ober dem Zylinder sind die Stellungen der Zungenschienen zu den Backenschienen ersichtlich. Im rechten Bild ist die Zungenschiene anliegend und der Zylinder ist in der rechten Endlage. Links ist die Zungenschiene abliegend. Die in der Abbildung dargestellte innenliegende Stange weist einen Hub von 160mm auf. Der Stellhub ist jedoch nur 120mm groß. Dies bedeutet, dass die außenliegenden Stangen nicht über den gesamten Weg der Innenliegenden Stange mitgeführt werden.

3.2.1 Aufbau des Zylinders

In den folgenden Abbildungen (3.2, 3.3 und 3.5) befindet sich der Zylinder in der rechten Endlage, dies bedeutet, dass die linke Zungenschiene abliegend und die rechte anliegend ist. In dieser Lage des Zylinders, kann nur eine Umstellung von links nach rechts erfolgen.

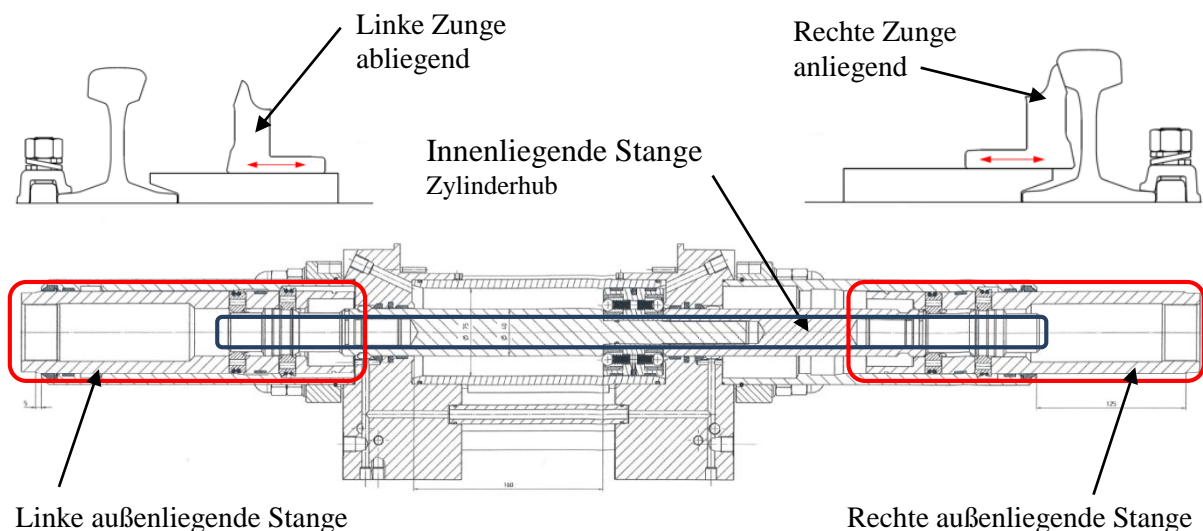


Abbildung 3.2: Schnittdarstellung des Hydraulikzylinders in rechter Endlage, mit den Lagen der Zungenschienen

Die innenliegende Stange und die außenliegenden Stangen legen während einer Umstellung nicht die gleichen Wege zurück. Die innenliegende Stange macht einen um 40mm längeren Hub. Der Hub der innenliegenden Stange wird im folgenden Zylinderhub genannt. Der Hub der außenliegenden Stangen wird Stellhub genannt. Dieser Hub beschreibt den zurückgelegten Weg der Zungenschiene.

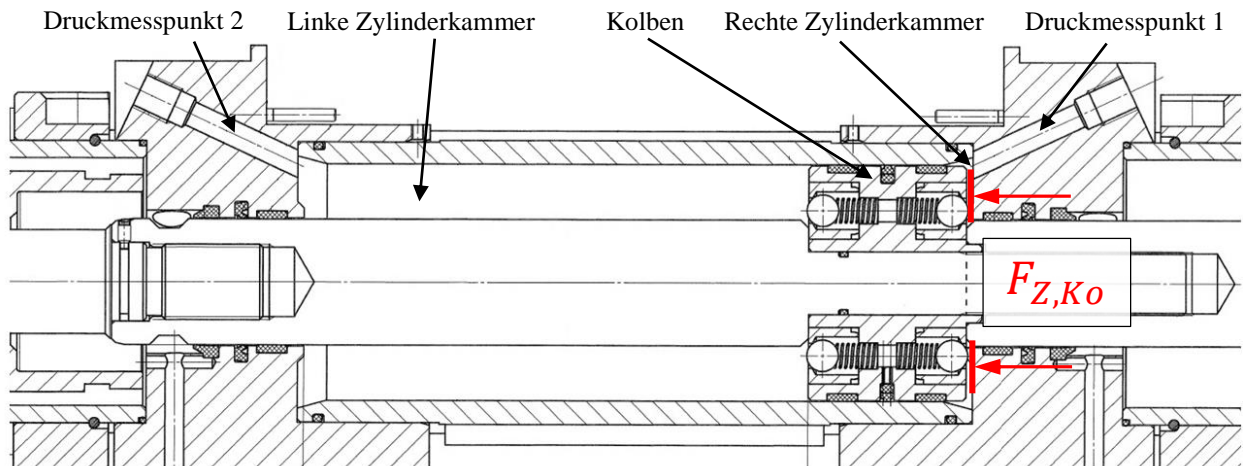


Abbildung 3.3: Schnittdarstellung des mittleren Teiles des Hydraulikzylinders, Kolben, Zylinderkammern, Druckmesspunkte, Krafteinleitung auf der Kolbenfläche

In Abbildung 3.3 ist der mittlere Teil des Zylinders dargestellt. In dieser Darstellung sind die zwei Druckmesspunkte für die Druckmessungen und die zwei Zylinderkammern ersichtlich. Die rechte Zylinderkammer ist in dieser Stellung sehr klein, bis gar nicht vorhanden, da sich der Kolben in der rechtesten Stellung befindet. Die rechteste Stellung nennt sich rechte Endlage. Bewegt sich der Zylinder, ein kleines Stück nach links, wird die rot markierte Fläche mit dem Druck des Hydrauliköles beaufschlagt. Dort wird dann die Kraft auf die innenliegende Zylinderstange eingeleitet.

Backen im Zylinder

Die Verriegelung der außenliegenden Stangen wird durch die Backen ermöglicht. Die Verriegelung und die Entriegelung wird in den nächsten Abschnitten genauer erklärt.

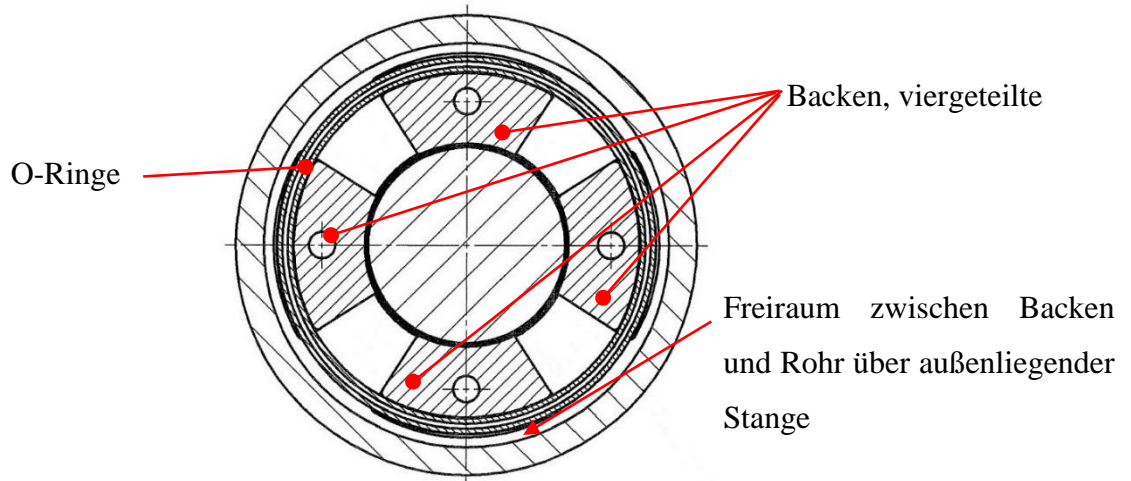


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der vier geteilten Backen mit den O-Ringen

In Abbildung 3.4 ist der viergeteilte Backen in der Schnittdarstellung schematisch ersichtlich. In dieser Abbildung ist auch der Freiraum ersichtlich, welcher notwendig ist damit sich die Backen erweitern können. Die vier Backenteile erweitern sich aufgrund von geometrischen Gegebenheiten und benötigen dafür den eingezeichneten Freiraum. Die vier Backenteile werden von den O-Ringen zusammengedrückt. Die Erweiterung wird durch eine Wellenschulter bewerkstelligt.

3.2.2 Entriegeln der außenliegenden Stangen und Beginn der Stellhübe

In den beiden Endlagen sind die außenliegenden Stangen verriegelt. Durch diesen Umstand sind die Zungenschienen in ihren Stellungen fixiert. Durch diese Fixierung wird die Kraft, welche von den Zungenschienen ausgeübt wird nicht auf das Hydrauliksystem übertragen, sondern formschlüssig ins außenliegende Zylinderrohr eingeleitet. Um die Zungenschienen und die direkt verbundenen außenliegenden Stangen bewegen zu können, muss der Vorgang der Entriegelung stattfinden.

Wenn das Hydrauliköl in den Zylinder strömt, tritt es durch den rechten Anschluss in die rechte Zylinderkammer ein. Daraufhin bewegt sich der Kolben mit der innenliegenden Zylinderstange nach links. Die außenliegenden Stangen bewegen sich erst nach einem gewissen Zylinderhub mit der Innenliegenden Stange mit. D.h., dass die außenliegenden Stangen nicht während des ganzen Hubes der innenliegenden Stangen mitgeführt werden.

In Abbildung 3.5 ist die rechte Zylinderseite dargestellt. Die Abbildung zeigt die innenliegende Stange, die außenliegenden Stangen, das Rohr über der außenliegenden Stange und die zwei Backen. Die Backen sind mit der Formgebung der Innenliegenden Stange und dem Rohr für eine Verriegelung oder Entriegelung der außenliegenden Stangen verantwortlich. Zusammengehalten werden die Backen durch zwei O-Ringe. Im entriegelten Zustand befindet sich der Zylinder im Umstellvorgang und die Stellkräfte werden auf das Hydrauliksystem übertragen. Im verriegelten Zustand übernimmt das außenliegende Rohr und weiterführend die Befestigung des Zylinders die Stellkraft.

In den Endlagen sind die zwei außenliegenden Stangen verriegelt und werden erst durch eine Lageveränderung der innenliegenden Stange freigegeben. D.h., dass die außenliegenden Stangen am Anfang des Zylinderhubes der innenliegenden Stangen, entriegelt werden müssen. Dies geschieht durch die Lösung des Formschlusses. Die anliegende Zungenschiene auf der rechten Zylinderseite wird dabei bei einem Zylinderhub von 29mm entriegelt. Die abliegende Zungenschiene auf der linken Zylinderseite wird hingegen schon bei 17mm entriegelt.

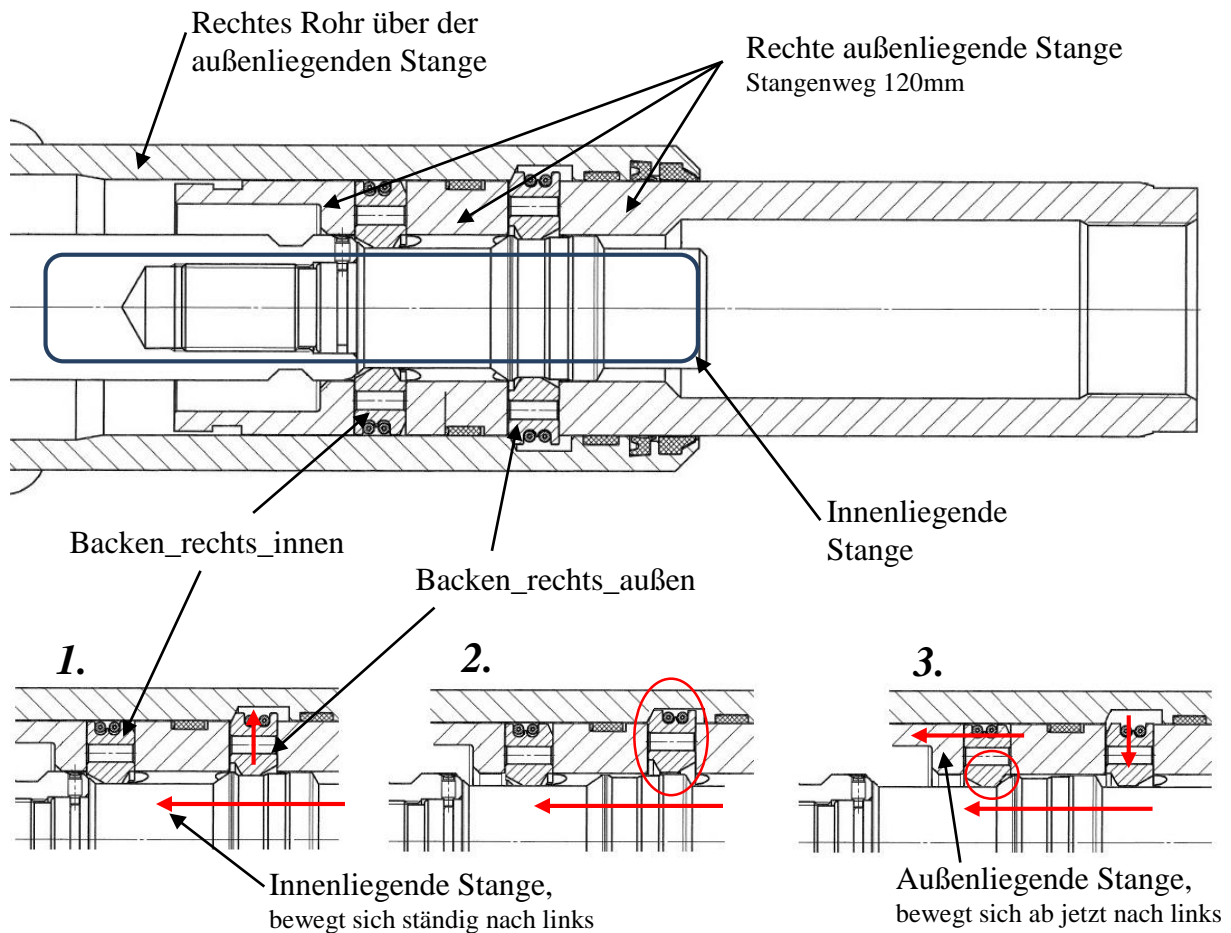
Rechte Zylinderseite:

Abbildung 3.5: Oben: Schnittdarstellung der rechten Zylinderseite, Verriegelter Zustand, Unten: Detaildarstellungen während der Bewegung der innenliegenden Stange

Auch hier bewegt sich die innenliegende Stange ständig nach links. Der Backen_rechts_außen verriegelt die rechte außenliegende Stange, bis die innenliegende Stange die Verriegelung durch den Formschluss löst.

Wenn sich, in Abbildung 3.5 oben, die innenliegende Stange nach links bewegt (1. kleine Bild) wird der Backen_rechts_außen erweitert (2. kleine Bild). Dies kann geschehen, weil die innenliegende Stange eine kleine Erhöhung aufweist und der Backen noch Freiraum nach oben zur Verfügung hat. Nach dem die innenliegende Stange 23mm an Zylinderhub bewältigt hat, verengt sich der Backen_rechts_außen auf den engen Wellenquerschnitt (3. kleine Bild). Ab diesem Zeitpunkt ist die rechte anliegende Zungenschiene entriegelt. Ab einem Zylinderhub von 29mm berührt die innenliegende Stange den Backen_rechts_innen. Ab diesem Punkt bewegt sich die rechte außenliegende Stange und mit ihr auch die Zungenschiene.

Nach ca. 29mm Zylinderhub bewegen sich beide außenliegenden Stangen und somit auch die Zungenschienen nach links. Nachdem ein Zylinderhub von 137mm ausgeführt wurde, beginnt die Verriegelung der linken außenliegenden Stange. Während der Bewegung der Zylinder und damit auch der Zungenschienen, muss das Hydrauliksystem die Stellkräfte der Anlage überwinden.

3.2.3 Verriegeln der außenliegenden Stangen und Ende der Stellhöhe

Nachdem der Zylinder von der rechten Endlage ausgehend nach links gewandert ist, ist er in Abbildung 3.6 kurz davor die linke außenliegende Stange zu verriegeln. Die rechte außenliegende Stange benötigt noch ca. 20mm an Zylinderhub um in die Verriegelungsposition zu gelangen.

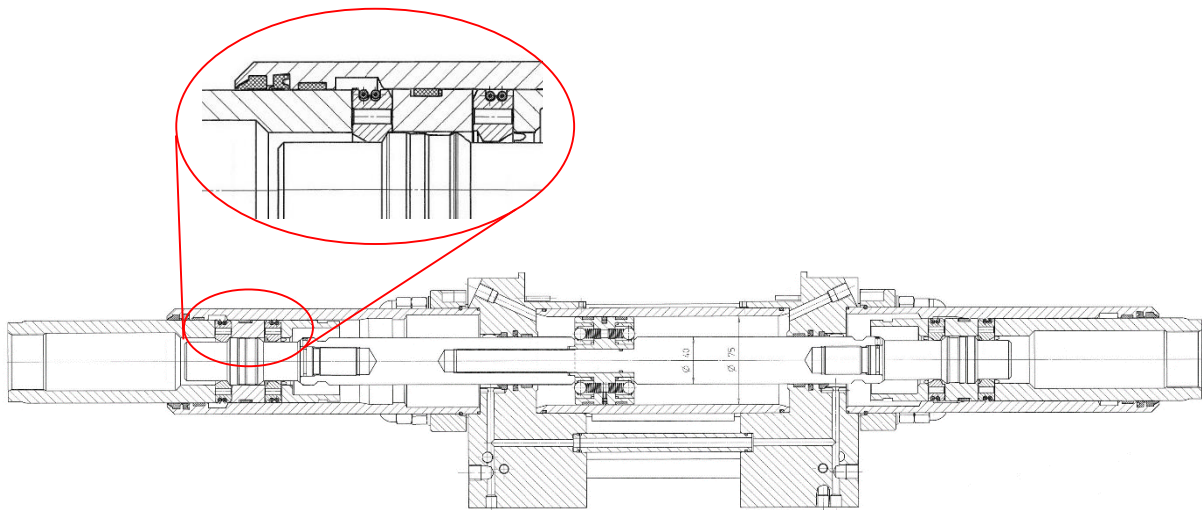


Abbildung 3.6: Schnittdarstellung des Hydraulikzylinders mit Detail, Zylinder kurz vor linker Endlage

Im Detail von Abbildung 3.6 ist zu erkennen, dass der Backen in axialer Richtung kurz vor dem Hohlraum ist, in dem die Verriegelung stattfindet.

Rechte Zylinderseite:

Auf der rechten Seite ist die Zunge anfangs anliegend und wird am Ende der Bewegung abliegend. Die Kraft wirkt ziehend auf die Zunge.

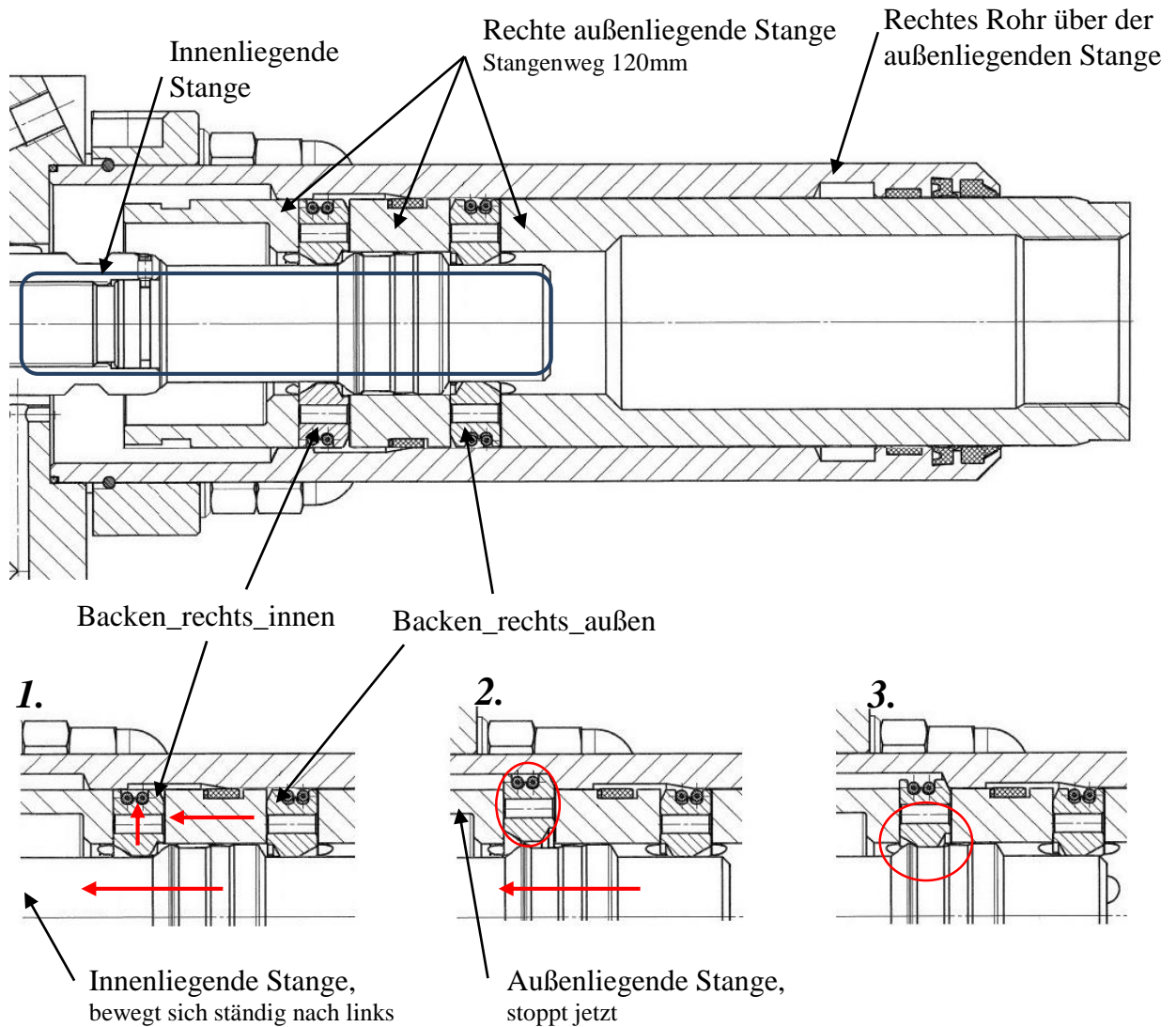


Abbildung 3.7: Oben: Schnittdarstellung der rechten Zylinderseite kurz vor der Verriegelung, Unten: Detaildarstellungen während der Bewegung der innenliegenden Stange

In Abbildung 3.7 oben bewegt sich die innenliegende Stange ständig nach links und führt über den Backen_rechts_innen die rechte außenliegende Stange mit. Bei einem Zylinderhub der innenliegenden Stange von 149mm ist der Backen_rechts_innen in der Position um in den Freiraum des rechten Rohres zu gelangen.

In Abbildung 3.7 unten 1.Bild ist das Ende der Stellbewegung zu sehen, wobei noch alle Bauteile in Bewegung sind.

Im 2.Bild hat sich der Backen_rechts_innen schon erweitert. Dies kann geschehen, weil dem Backen ein Freiraum in dem rechten Rohr über der außenliegenden Stange zur Verfügung steht und weil die rechte außenliegende Stange am inneren Zylindergehäuse ansteht. Ab diesem Zeitpunkt ist die Bewegung der rechten außenliegenden Stange beendet. Die Verriegelung ist dadurch erfolgt.

In dem 3.Bild ist die Endlage erreicht und auch die Bewegung der innenliegenden Stange zu Ende. Dabei ist der Backen_rechts_innen vollständig auf die Wellenschulter aufgefahren und die rechte außenliegende Stange wurde verriegelt.

3.2.4 Bewegung des Zylinders

Die eigentliche Bewegung der außenliegenden Stangen findet zwischen der Entriegelung und der Verriegelung statt.

Nachdem die innenliegende Stange einen gewissen Zylinderhub bewältigt hat, werden die außenliegenden Stangen entriegelt. Nach der Entriegelung der beiden außenliegenden Stangen beginnt die Bewegung der außenliegenden Stangen und somit die Umstellung der Zungenschienen. Der Bewegungsablauf der außenliegenden Stangen und somit der Zungenschienen endet mit der Verriegelung. Dann bewegt sich noch die innenliegende Stange bis zu deren Endlage. Danach sind der Zylinderhub und der Stellhub beendet.

Spitzenumstelleinheit

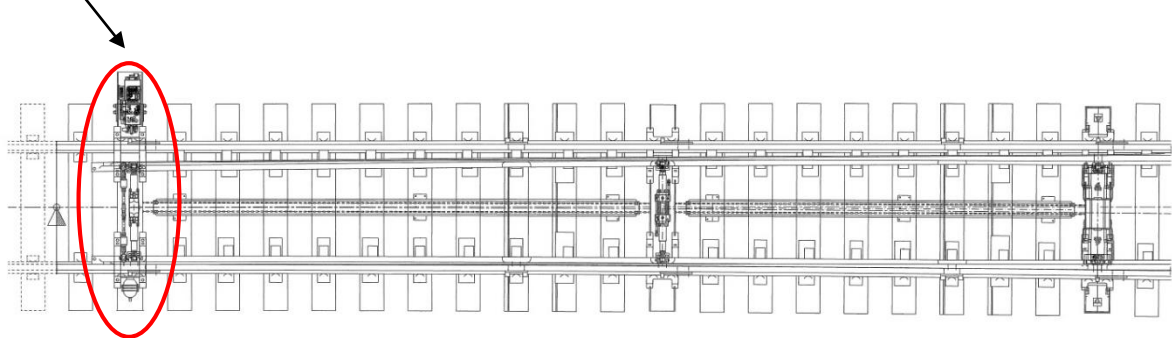
In den folgenden Abbildungen und Diagrammen wird der Bewegungszyklus der Spitzenumstelleinheit dargestellt. Dabei beträgt der Hub der innenliegenden Stange, welcher Zylinderhub genannt wird 160mm. Der Hub der außenliegenden Stangen, welcher Stellhub genannt wird und zugleich auch der Stellweg der Zungenschienen ist beträgt 120mm. Die Differenz des Zylinderhubes und des Stellhubes beträgt bei allen Zylinders 40mm.

Umstellebene 1

Spitzenverschluss

Stellweg/ Zungenaufschlag: 120mm

Zylinderhub: 160mm



Weichenanfang

Richtung Weichenende

Abbildung 3.8: : Lage der Umstelleinheit 1, Spitzenverschluss

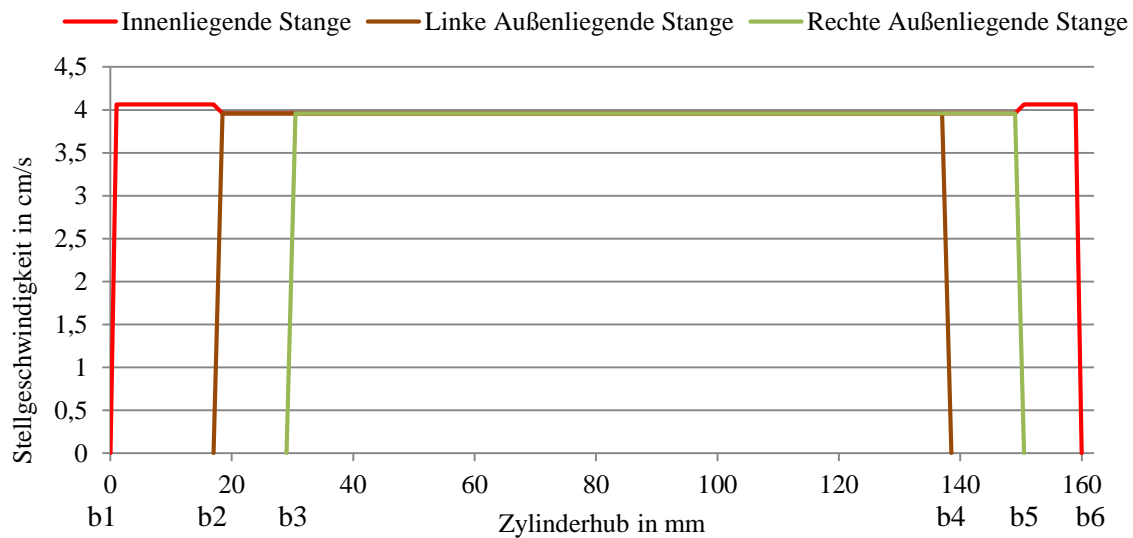


Abbildung 3.9: Geschwindigkeitsdiagramm der innenliegenden und außenliegenden Zylinderstangen im Zylinder des Spitzenverschlusses, Zylinderhub: 160mm, Stellhub: 120mm

In Abbildung 3.9 ist die Geschwindigkeit des Zylinders über dem Weg der innenliegende Stange dargestellt. Dabei wird angenommen, dass sich der Elektromotor am Bewegungsbeginn schneller dreht, weil sich die Zungenschienen noch nicht bewegen. Nachdem sich die linke außenliegende Stange mitbewegt (b2) wird eine kleinere Geschwindigkeit des Zylinders angenommen, weil das Gesamtsystem bis zum Elektromotor mehr Leistung aufbringen muss und daher einen

Betriebspunkt mit einer niedrigeren Drehzahl einnimmt. Durch die geringere Drehzahl des Motors und der Hydraulikpumpe, wird der Volumenstrom im Hydrauliksystem geringer und demnach auch die Zylindergeschwindigkeit. Dieser Zustand wird bis zu einem Zylinderweg von 151mm angenommen. Danach werden die außenliegenden Stangen nicht mehr mitbewegt und der Elektromotor dreht sich wieder schneller, weil sich nur mehr die innenliegende Stange bewegt und die Zungenschienen ihren Weg schon bewältigt haben.

Die linke außenliegende Stange ist mit der linken Zungenschiene gekoppelt. Wenn sich die linke außenliegende Stange nicht mehr bewegt, steht auch die linke Zungenschiene in dieser Umstellebene still. Dieser Umstand gilt natürlich auch für die rechte Zylinderseite mit der rechten Zungenschiene. Da die Umstellebenen einen unterschiedlichen Stellweg aufweisen, sind die Umstellebenen mit den geringen Stellwegen früher mit der Bewegung fertig.

Dieses Wegablaufdiagramm ist nur für den Spitzenverschluss gültig, da nur dieser einen Zylinderhub von 160mm aufweist. Die Mittenverschlüsse haben einen Zylinderhub von 140mm und einen Stellweg von 100mm. Der Wurzelverschluss hat gar nur einen Zylinderhub von 120mm und einen Stellweg von 80mm.

Tabelle 3.1: Ereignisse über den Zylinderhub (Weg der innenliegenden Stange) zu Abbildung 3.9 bei dem Spitzenverschluss (160mm Zylinderweg, 120mm Stellweg)

Ereignis	Zylinderhub [mm]	Beschreibung
b1	0	Bewegungsbeginn innenliegende Stange
b2	17	Bewegungsbeginn linke außenliegende Stange
b3	29	Bewegungsbeginn rechte außenliegende Stange
b4	137	Ende der Bewegung linke außenliegende Stange (nach 120mm Stellweg)
b5	149	Ende der Bewegung rechte außenliegende Stange (nach 120mm Stellweg)
b6	160	Ende der Bewegung innenliegende Stange (nach 160mm Zylinderweg)

In Tabelle 3.1 sind die Ereignisse, welche die Bewegungen der Zylinderstangen betreffen, dargestellt. In dieser Betrachtung sind die Entriegelung und die Verriegelung nicht eingetragen.

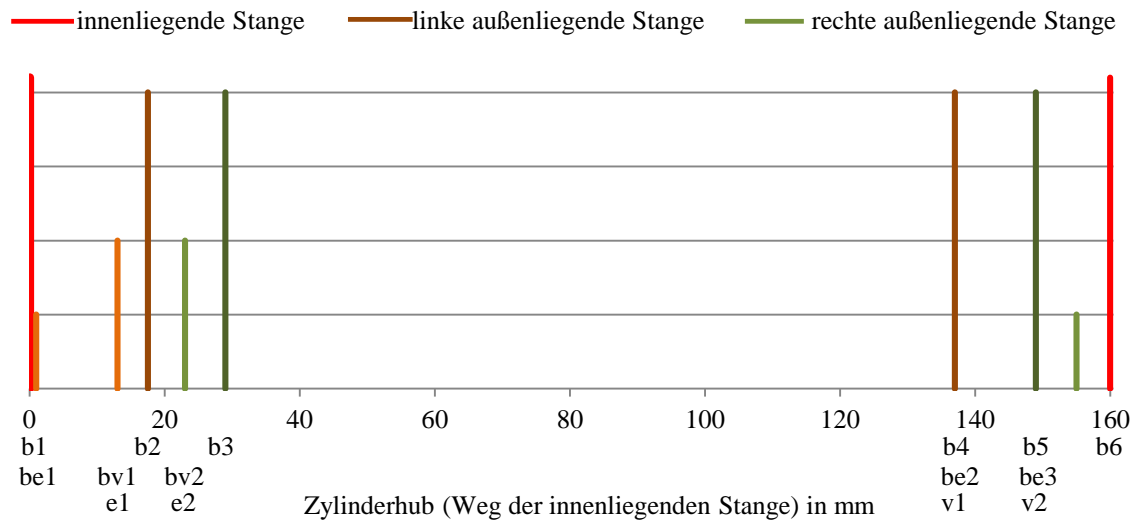


Abbildung 3.10: Ereignisablaufdiagramm der Zylinderbewegung im Zylinder des Spitzenverschlusses

In Abbildung 3.10 sind die Ereignisse während der Bewegung des Zylinders von rechts nach links ersichtlich. Die sechs hohen Säulen stellen den Bewegungsbeginn und das Bewegungsende der Stangen dar. Diese Ereignisse, b1 bis b6, sind dieselben wie sie in Abbildung 3.9 und Tabelle 3.1 schon beschrieben wurden. Die Säulen sind farblich aufeinander abgestimmt.

Tabelle 3.2: Beschreibung zu Ereignisablaufdiagramm in Abbildung 3.10

Ereignis	Zylinderhub [mm]	Beschreibung
b1	0	Bewegungsbeginn innenliegende Stange
be1	0,5	Backen links innen wird erweitert
bv1	13	Backen links innen wird verengt
e1	13	Entriegelung linke außenliegende Stange
b2	17	Bewegungsbeginn linke außenliegende Stange
bv2	23	Backen rechts außen wird verengt
e2	23	Entriegelung rechte außenliegende Stange
b3	29	Bewegungsbeginn rechte außenliegende Stange
b4	137	Ende der Bewegung linke außenliegende Stange (nach 120mm Stellweg)
be2	137	Backen links außen wird erweitert
v1	137	Verriegelung linke außenliegende Stange
b5	149	Ende der Bewegung rechte außenliegende Stange (nach 120mm Stellweg)
be3	149	Backen rechts innen wird erweitert
v2	149	Verriegelung rechte außenliegende Stange
b6	160	Ende der Bewegung innenliegende Stange (nach 160mm Zylinderweg)

Mittenumstelleinheit

Der Unterschied zwischen dem Zylinder im Spitzenverschluss und dem Zylinder im Mittenverschluss, liegt im Stellweg. Der Stellweg des Mittenverschlusses beträgt nur 100mm. Im Spitzenverschluss war der Stellweg hingegen 120mm. Wobei bei den unterschiedlichen Zylindern nur die mittleren Teile ausgewechselt werden. Die außenliegenden Stangen und die Rohre darüber sind bei allen Zylindern dieselben. Die Standardisierung der Bauteile wird somit ermöglicht.

Bei größeren Weichen mit mehr als drei Umstelleinheiten sind mehrere Mittenverschlüsse vorhanden. Es gibt aber immer nur einen Spitzen- und einen Wurzelverschluss. Bei einer Weiche mit sechs Umstellebenen sind dann ein Spitzenverschluss, vier Mittenverschlüsse und ein Wurzelverschluss verbaut.

In Abbildung 3.11 ist die Einbaulage des Mittenverschlusses ersichtlich. Bei der 1200m Weiche ist der einzige Mittenverschluss in der Umstellebene 2 verbaut. Der Mittenverschluss ist wesentlich kleiner als der Spitzenverschluss. Alle Verschlüsse befinden sich in Stahltragschwellen. Da im Spitzenverschluss der Antrieb mit dem Elektromotor, der Hydraulikpumpe und der Membranspeicher verbaut sind, ist diese Trogschwelle deutlich länger und es befinden sich viel mehr verbaute Teile und Komponenten darin.

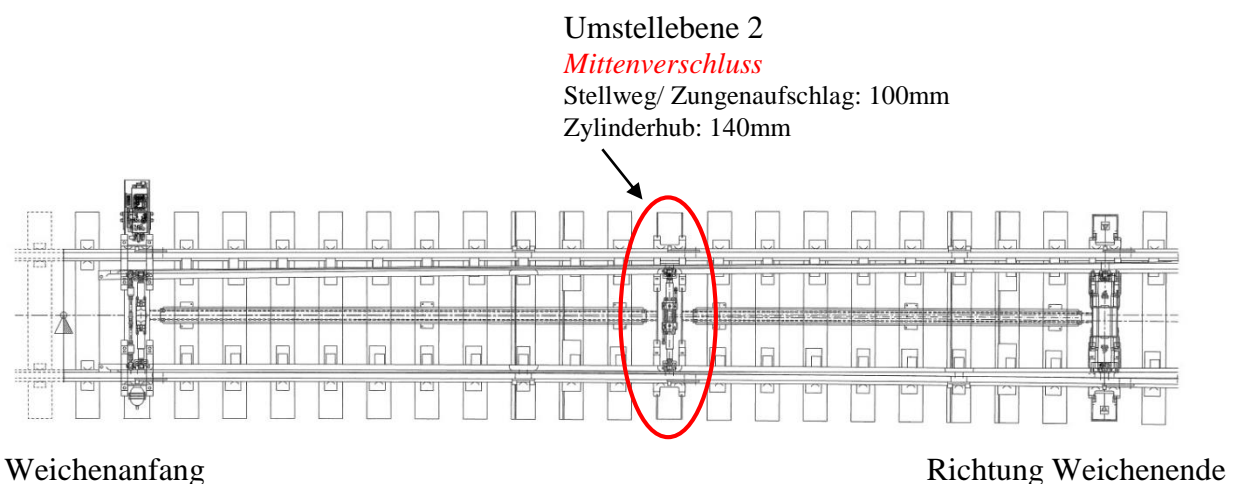


Abbildung 3.11: : Lage der Umstelleinheit 2, Mittenverschluss

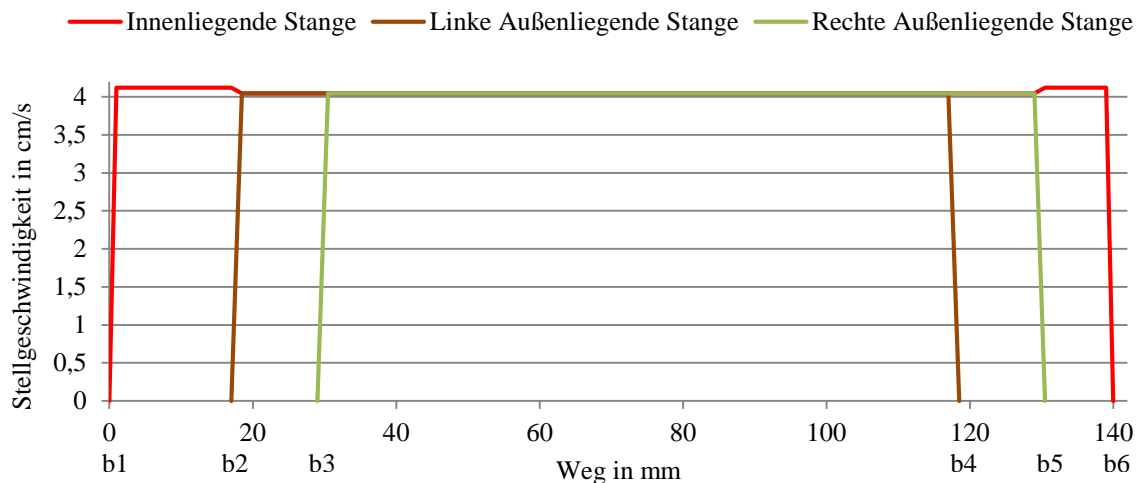


Abbildung 3.12: Geschwindigkeitsdiagramm der innenliegenden und außenliegenden Zylinderstangen im Zylinder des Mittenverschlusses, Zylinderhub: 140mm, Stellhub:100mm

In Abbildung 3.12 ist das Geschwindigkeitsdiagramm über dem Zylinderhub der innenliegenden Stange im Mittenverschluss ersichtlich. Diese Abbildung wurde vorher beim Spitzenverschluss schon besprochen und die Bewegungen und Geschwindigkeiten sind dieselben. Der Unterschied liegt ausschließlich im verkürzten Zylinderhub.

Tabelle 3.3: Ereignisse über den Zylinderhub (Weg der innenliegenden Stange) zu Abbildung 3.12 bei dem Mittenverschluss (140mm Zylinderweg, 100mm Stellweg)

Ereignis	Zylinderhub [mm]	Beschreibung
b1	0	Bewegungsbeginn innenliegende Stange
b2	17	Bewegungsbeginn linke außenliegende Stange
b3	29	Bewegungsbeginn rechte außenliegende Stange
b4	117	Ende der Bewegung linke außenliegende Stange (nach 100mm Stellweg)
b5	129	Ende der Bewegung rechte außenliegende Stange (nach 100mm Stellweg)
b6	140	Ende der Bewegung innenliegende Stange (nach 140mm Zylinderweg)

Die Tabelle 3.3 ist der Tabelle 3.1 sehr ähnlich. Der Unterschied liegt in dem um 20mm verkürzten Mittelteil des Zylinders. Dadurch sind die Hübe der Ereignisse b4 bis b6 um 20mm verkürzt.

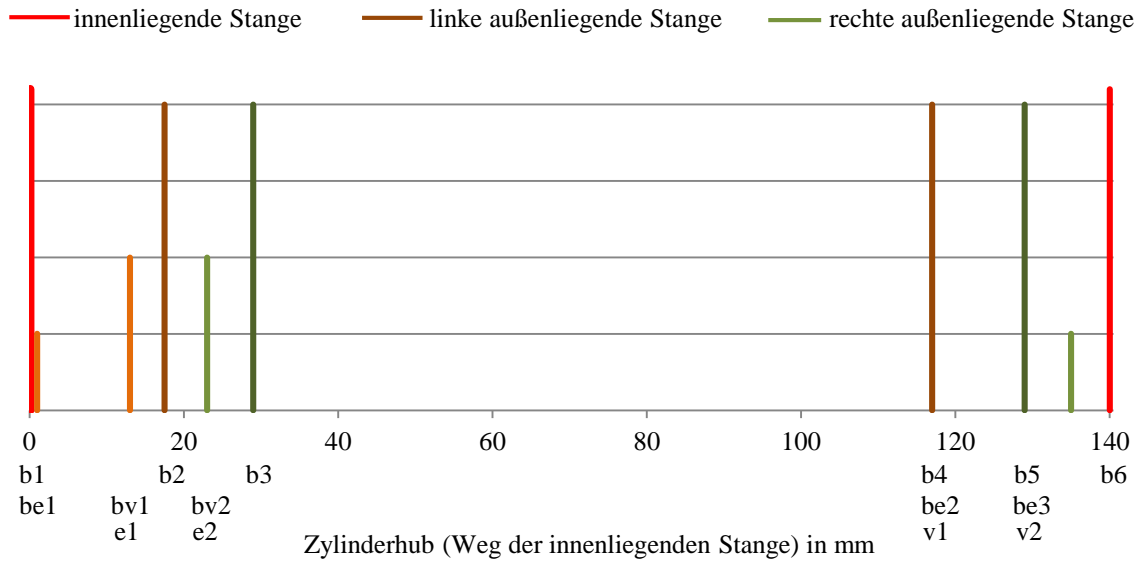


Abbildung 3.13: Ereignisablaufdiagramm der Zylinderbewegung im Zylinder des Mittenverschlusses, Zylinderhub: 140mm, Stellhub: 100mm

Wurzelumstelleinheit

Die Stellhübe der Wurzeleinheit werden hier nicht mehr im Detail erklärt. Die Ereignisse sind mit denen der Mitten- und Spitzeneinheit identisch. Alleine die Länge des Stellweges unterscheidet sich. Die Lage des Wurzelverschlusses ist in Abbildung 3.14 ersichtlich. Der Stellhub beträgt hier 80mm.

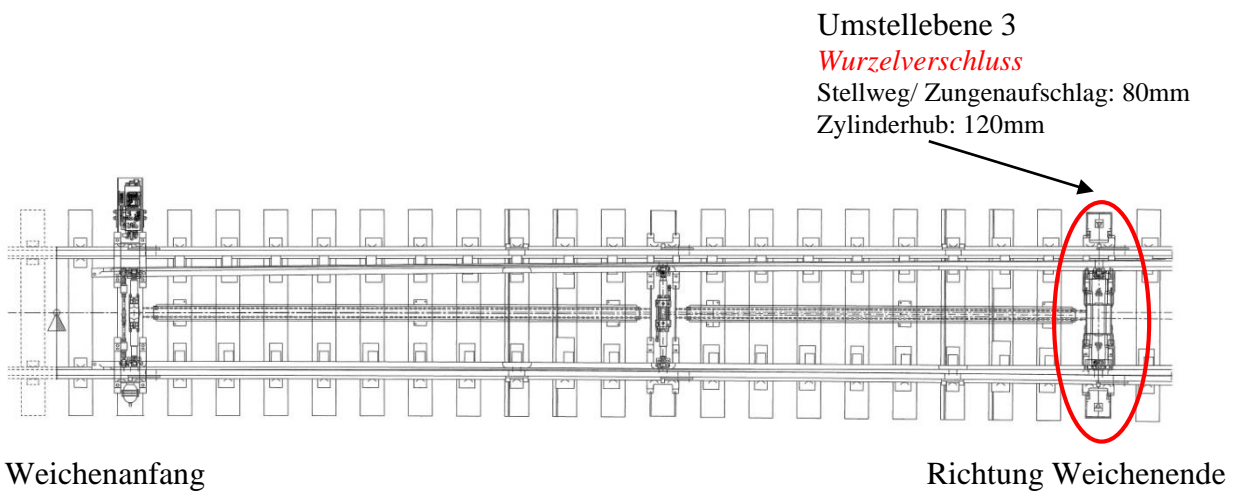


Abbildung 3.14: Lage der Umstelleinheit 3, Wurzelverschluss

3.2.5 Kraftfluss über den Zylinder

In Abbildung 3.15 ist die Umstellung von rechts nach links dargestellt. Während sich die innenliegende Kolbenstange wegen des Druckes in der rechten Zylinderkammer nach links bewegt, wird die linke außenliegende Zylinderstange gedrückt und die rechte gezogen. Die Kraft $F_{Z,K0}$ wird beim Kolben in den Zylinder eingeleitet. Der Fluss führt über die innenliegende Stange, wo die Kraft über einen Backen pro Seite auf die außenliegenden Stangen übertragen wird. Um den Kraftfluss weiter verfolgen zu können, muss man zu Abbildung 3.16 wechseln.

Am Ende jedes Zylinders befindet sich eine Feder. Diese Feder wirkt in der drückenden Kraftsituation. Mit dieser Feder wird auf das untere Teile des Zungenanriffes gedrückt. Der Kraftfluss verläuft dadurch direkt zu den Reibflächen zwischen Gleitstuhl und Zungenschiene, wo die Reibkräfte $F_{F,R,P(Gl)i}$ wirken. Die Reibkräfte sind nur ein Teil der Kräfte, welche als Stellkräfte überwunden werden müssen. Die Reibkräfte werden hier als Veranschaulichung dargestellt, weil diese einfach darstellbar sind. Die Kräfte, welche für die Biegung der Zungenschienen verantwortlich sind, können grafisch nur schwer dargestellt werden. Die Kraftsituation in der Zungenvorrichtung wird später genauer betrachtet.

Die Feder verhindert dabei, dass der Zylinder starr mit der Federzunge verbunden ist. Wenn die Zungenschiene auf die Backenschiene auffährt und der Zylinder verriegelt wird, bleibt die Feder gespannt. Dieser Umstand führt dazu, dass beim späteren Entriegeln des Zylinders hohe Kräfte beim Erweitern der Backen aufgebracht werden müssen, da die Vorspannkraft der Feder überwunden werden muss. Die Feder vermindert während des Umstellens Verspannungszustände im Gesamtsystem.

Auf der rechten Zylinderseite wird die Kraft über den nach oben stehenden Hebel ziehend übertragen. Dieser Hebel ist im Zungenanriffsstück eingehängt und bildet keine starre Verbindung. Da der Kraftangriffspunkt im Zungenanriffsstück auf der ziehenden Seite sehr hoch liegt, wird dort ein Moment in Bezug auf die Gleitfläche der Zungenschiene eingeleitet.

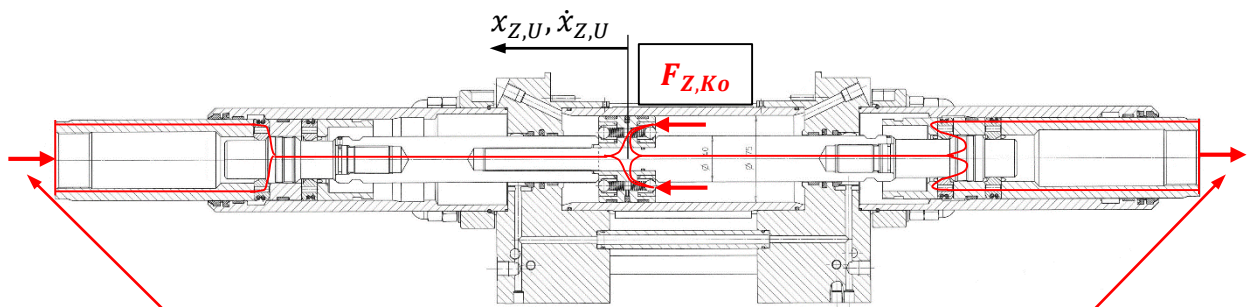


Abbildung 3.15: Kraftfluss im Zylinder während der Bewegung nach links, kurz vor der linken Endlage

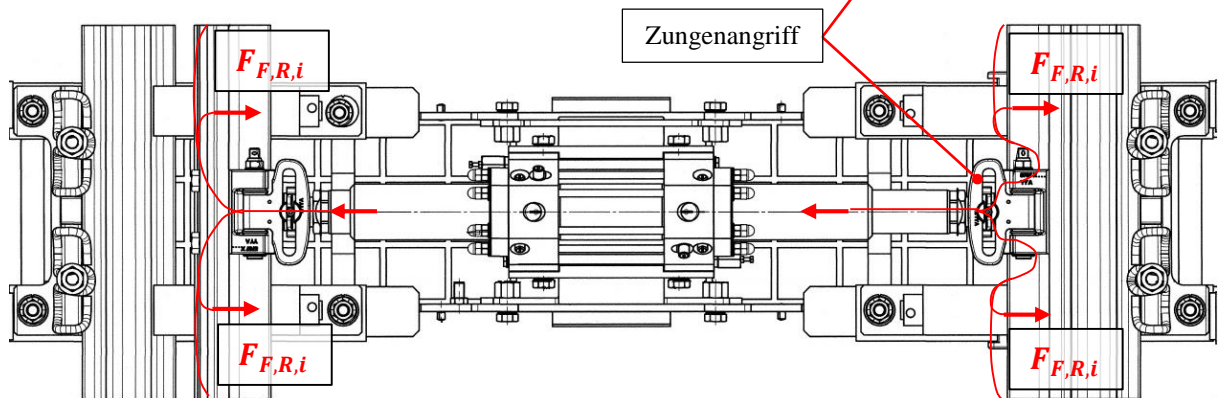
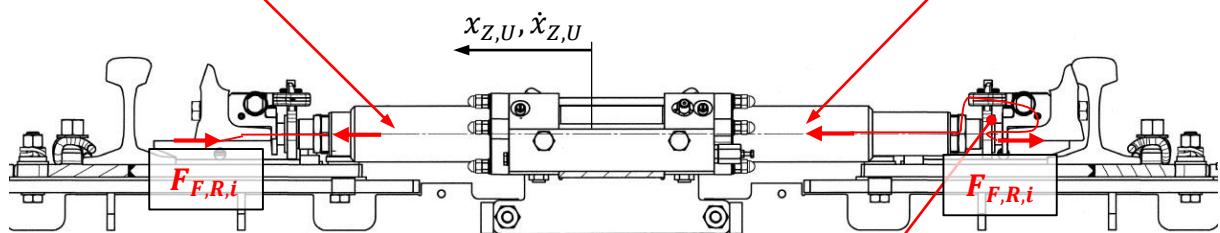


Abbildung 3.16: Kraftfluss außerhalb des Zylinders während der Bewegung nach links

3.2.6 Kraftfluss im Zylinder

Der Kraftfluss im Zylinder führt während der Bewegung über die Backen von der innenliegenden Kolbenstange zu den außenliegenden Stangen. Dadurch werden die Stellkräfte vom mechanischen Aufbau auf das Hydrauliksystem übertragen.

Wenn sich die Zylinder in den Endlagen befinden ist das System verriegelt und die außenliegenden Stangen nehmen die Kräfte auf. Dabei handelt es sich um die Kräfte, welche von der Verbiegung der Zungenschienen kommen.

Kraftfluss während der Bewegung

Während der Bewegung des Zylinders werden die Stellkräfte auf die innenliegende Kolbenstange und somit auf das Hydrauliksystem übertragen.

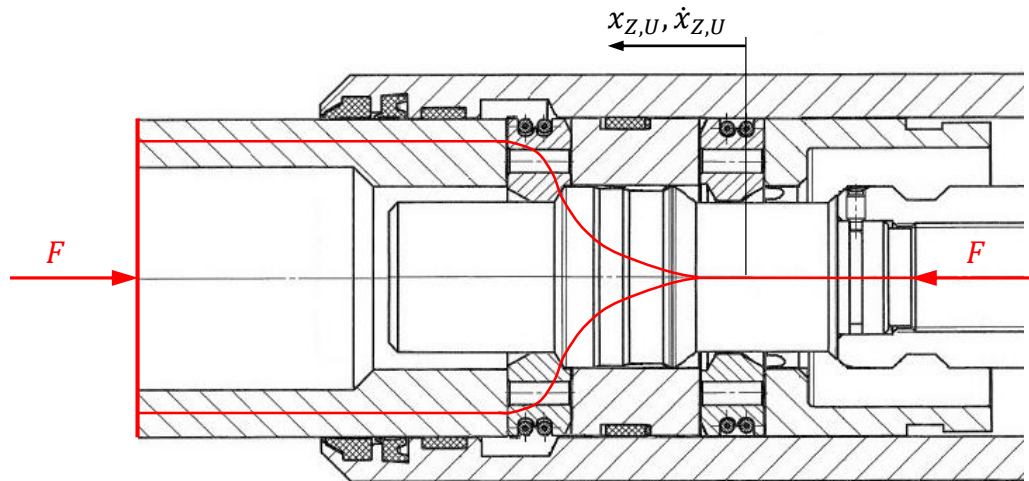


Abbildung 3.17: Kraftfluss im sich bewegenden Zylinder

Kraftfluss bei stehendem Zylinder

Der Kraftfluss im stehenden Zylinder ist für das Ende der Umstellung von großer Bedeutung. Nachdem der 3. Zylinder, welcher den geringsten Stellhub (80mm) aufweist verriegelt, steht dieser Zylinder und die Stellkräfte in dieser UE werden nicht mehr auf das Hydrauliksystem übertragen. Dies bedeutet, dass sich die Stellkräfte verringern. Durch die Verringerung der Stellkraft wird auch die Stelleistung verringert. Das wirkt sich positiv auf den Umstellvorgang aus.

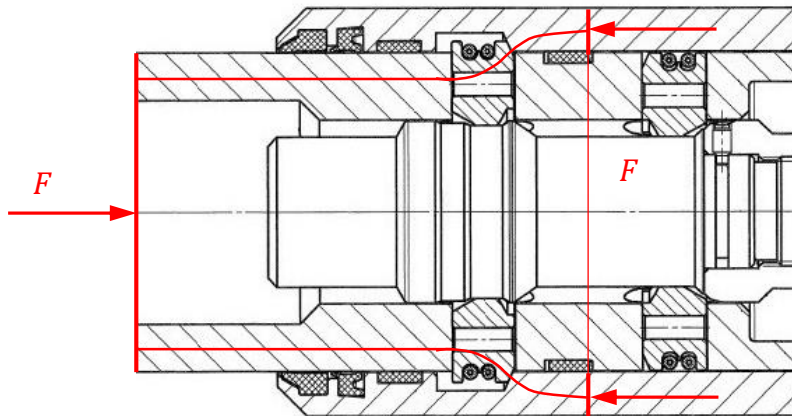


Abbildung 3.18: Kraftfluss im stehenden Zylinder

3.3 Gesamte Bewegung der Weiche

Dabei wird wieder die einfache Weiche mit einem Weichenradius von 1200mm für die Betrachtung herangezogen (EW 60E1 1200-1:18,5). Diese Weichenausführung hat drei Stellebenen. Drei Stellebenen bedeuten drei Krafteinleitungspunkte bei jeder Zungenschiene. Dieser Umstand kann zu Verspannungen führen. In den drei Umstellebenen kommen Zylinder mit unterschiedlichen Stellhuben zum Einsatz. Der Hub im Spitzenverschluss beträgt 120mm, im Mittenverschluss 100mm und im Wurzelverschluss 80mm. Da diese drei Zylinder im selben Hydraulikkreislauf in Serie geschaltet sind, beginnen alle Zylinder den Stellhub zur gleichen Zeit, beenden ihn aber zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Dieser Umstand ist in Abbildung 3.19 dargestellt.

In Tabelle 3.4 sind die Zeitpunkte der Zylinderaktivitäten bei der Umstellung ersichtlich. In dieser Tabelle sind alle drei Zylinder dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass das Bewegungsende der Zylinder aufgrund ihrer Baulängen unterschiedlich ist.

Diese Zeiten ergeben sich bei einer Zylinderstellgeschwindigkeit von 3,96cm/s während der Zylinderbelastungsphase und einer Stellgeschwindigkeit von 4,01cm/s außerhalb der Belastungsphasen. Eine Geschwindigkeit von 3,96cm/s ergibt sich bei einer Motordrehzahl von 1422 U/min und 4,01cm/s bei 1442 U/min. Wobei die Belastungsphase, jener Zeitraum ist, in welchem sich die Zungenschiene bei der jeweiligen Umstellebene bewegt. Während dieser Phase bewegt sich bei diesem Zylinder zumindest eine außenliegende Stange. Während die Phase ohne Belastung, jene ist, bei welcher sich nur die innenliegende Stange bewegt. Diese Zylinderstellgeschwindigkeiten werden mit einem volumetrischem Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe von $\eta_{p,v} = 0,95$ berechnet. Für den Zylinder wird ein volumetrischer

Wirkungsgrad von $\eta_{z,v} = 0,95$ angenommen, wobei hier die Leckagen über die Kolbendichtungen und die Durchströmung der Kolbendrossel beinhaltet sind.

Tabelle 3.4: Zeitliche Auflistung der drei Umstellebenen und deren Zylinderhüben

Zeit [s]	Ereignis im Zylinder	Ereignis der Zungen
0	Alle innenliegenden Stangen beginnen den Zylinderhub	
0,44	Alle linken außenliegenden Stangen beginnen den Stellhub	Linke Zungenschiene (am Beginn: abliegende) beginnt Stellhub
0,73	Alle rechten außenliegenden Stangen beginnen den Stellhub	Rechte Zungenschiene (am Beginn: anliegende) beginnt Stellhub
2,44	UE3: Linke außenliegende Stange stoppt Stellhub	UE3: Linke Zunge (am Ende: anliegend) hat Stellhub beendet
2,75	UE3: Rechte außenliegende Stange stoppt Stellhub	UE3: Rechte Zunge (am Ende: abliegend) hat Stellhub beendet
2,95	UE2: Linke außenliegende Stange stoppt Stellhub	UE2: Linke Zunge hat Stellhub beendet
3,03	UE3: Innenliegende Stange beendet Zylinderhub, UE3: Spülvorgang beginnt	
3,25	UE2: Rechte außenliegende Stange stoppt Stellhub	UE2: Rechte Zunge hat Stellhub beendet
3,45	UE1: Linke außenliegende Stange stoppt Stellhub	UE1: Linke Zunge hat Stellhub beendet
3,53	UE2: Innenliegende Stange beendet Zylinderhub UE2: Spülvorgang beginnt	
3,75	UE1: Rechte außenliegende Stange stoppt Stellhub Gesamtspülvorgang beginnt	UE1: Rechte Zunge hat Stellhub beendet
4,03	UE1: Innenliegende Stange beendet Zylinderhub Gesamtspülvorgang ist beendet	

Tabelle 3.5: Dauer der Stellhübe

	UE1 (120mm Stellhub)	UE2 (100mm Stellhub)	UE (80mm Stellhub)
Ereignis	Zeit [s]		
Dauer, Stellhub von einer Zungenschiene	3,03	2,53	2,02
Dauer, Stellhub von beiden Zungenschiene bei einem Zylinder (weil der Hub links und rechts zeitversetzt beginnt)	3,33	2,83	2,32
Dauer, Zylinderhub der innenliegenden Stange	4,03	3,53	3,03
Stellzeit	3,75		

In Tabelle 3.5 ist ersichtlich, dass der Zylinder in der Umstellebene 3 nach 3,03s seinen kompletten Zylinderhub beendet hat. Zu diesem Zeitpunkt hat auch die innenliegende Kolbenstange ihre Endlage erreicht. Im Kolben dieses Zylinders wird in der Endlage ein Ventil geöffnet, damit das Öl weiter im Kreislauf zirkulieren kann. Ansonsten würden auch die anderen Zylinder stehen bleiben. Diese müssen ihrer Stellhübe aber erst zu Ende führen. Nachdem das Ventil im Zylinder

geöffnet wurde, wird der Kolben und der ganze Zylinder durchspült. Darum wird dieser Zeitabschnitt auch Spülvorgang genannt.

Der Zylinder in der Umstellebene 2 hat nach 3,53s seine Endlage erreicht. Danach wird auch dieser Zylinder gespült und es bewegt sich nur noch der Zylinder in der Umstellebene 1. Dieser erreicht nach 4,03s seine Endlage.

Die Stellzeit der Zungenvorrichtung ist in dieser Tabelle nicht ersichtlich. Der Startzeitpunkt für die Stellzeit ist das Anfahren der drei innenliegenden Zungenschienen. Das Ende wird erreicht, wenn die Umstelleinheit 1 ihren Stellhub beendet hat. UE 1 muss dabei einen Zylinderhub von 149 mm ausüben. Mit den oben angeführten Parametern beträgt die Stellzeit 3,75s.

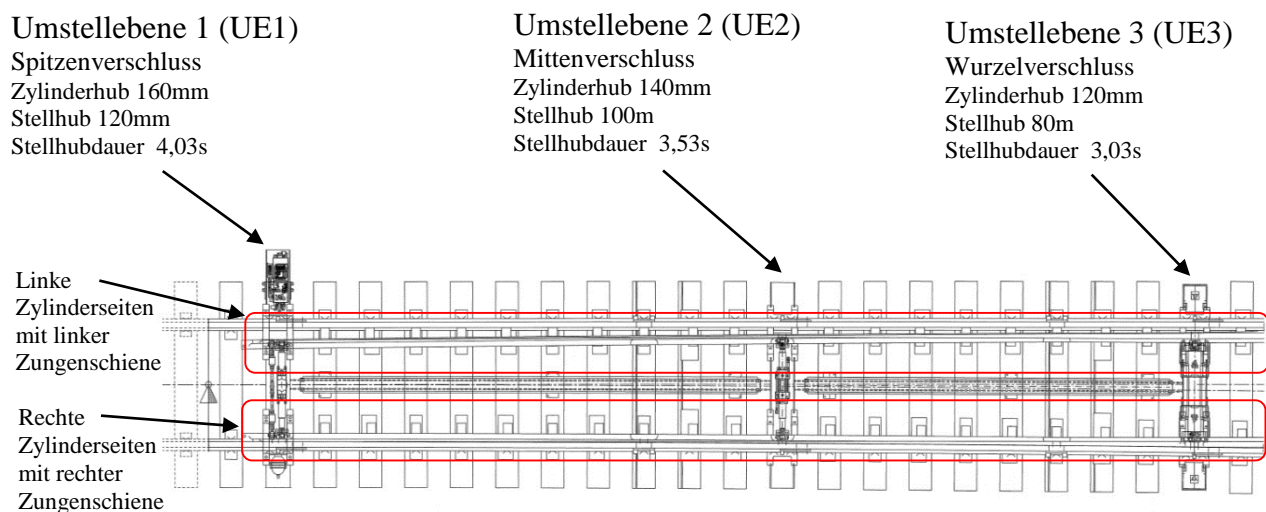


Abbildung 3.19: Darstellung der Umstellebenen und der Zungenschienen, bei einer Umstellung von rechts nach links.

4 Analyse des Leistungsflusses in den Teilsystemen

Im folgenden Kapitel werden die Teilsysteme analysiert. Am Beginn wird der Leistungsfluss in der betrachteten Anlage, HYDROSTAR[®] ZV, erklärt. Danach werden die Untersysteme detailliert betrachtet. Teilweise kommen Berechnungsgrundlagen zum Einsatz. In anderen Teilsystemen wird mit Wirkungsgraden oder auch mit Kennlinien gearbeitet. Es wird darauf eingegangen wie Verluste entstehen und von welchen Einflussfaktoren diese abhängen.

Darstellung der betrachteten Systeme

Es wird darauf geachtet, dass die Beschreibung und die Analyse unabhängig von der Weichengeometrie und damit unabhängig von der Anzahl der Umstellebenen geschieht. Bei der Berechnung der Stellkräfte ist dies nicht möglich, da es keinen expliziten Ansatz zur Berechnung gibt, welcher für alle Weichengeometrien allgemein gültig wäre.

In der folgenden Darstellung ist der Leistungsfluss der Weiche ersichtlich. Diese Betrachtung erleichtert die Vorstellung der Systeme und gibt einen Ausblick auf die nachstehenden Analysen.

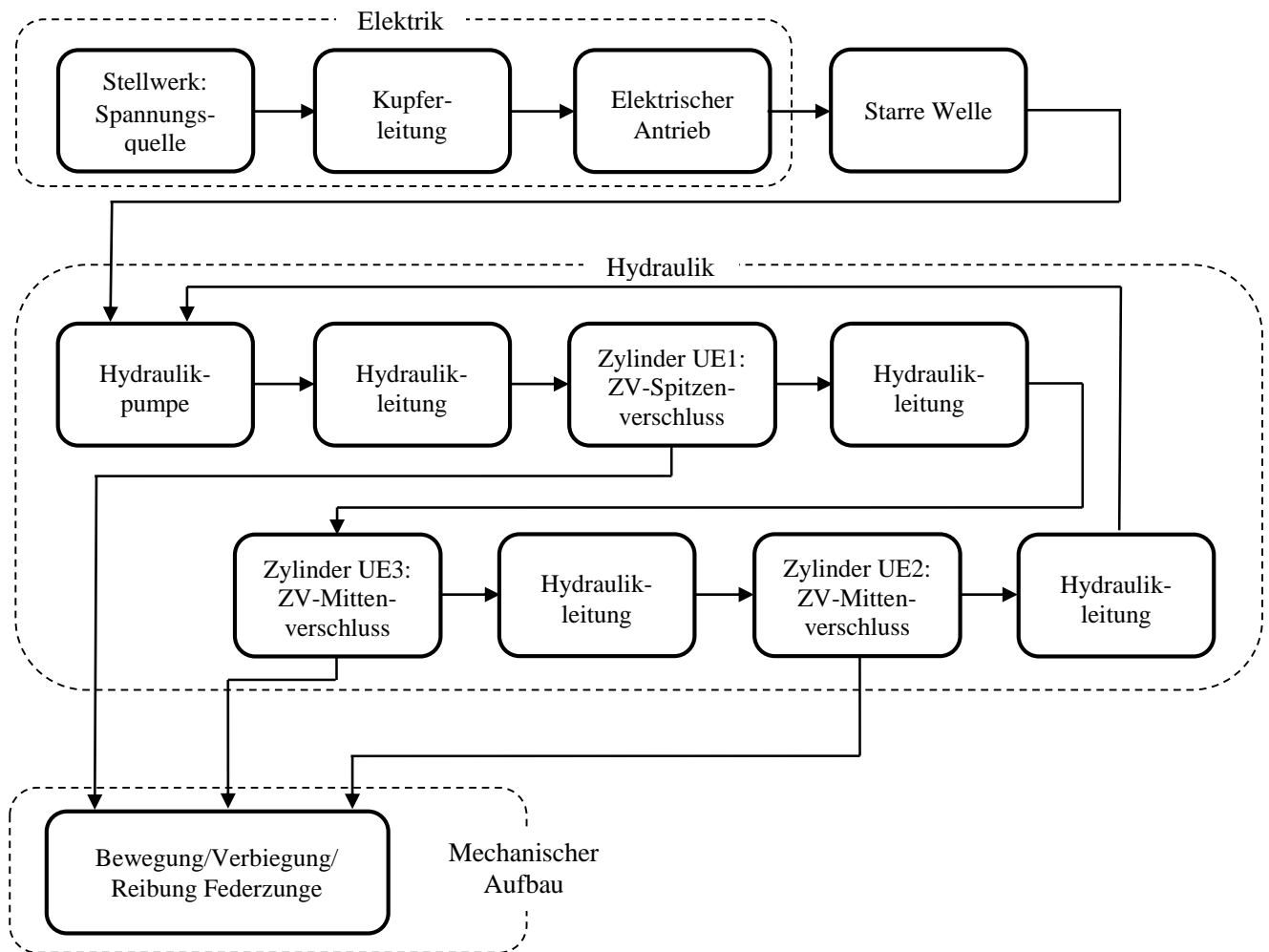


Abbildung 4.1: Leistungsflussschaubild der Weiche

In Abbildung 4.1 ist der Leistungsfluss der 1200m Weiche, mit drei Umstallebenen, dargestellt. Denn Anfang des Energieflusses bildet das Stellwerk. Von dort führt die elektrische Leitung zum Elektromotor. Nach dieser ersten Einheit wird das Teilsystem der Elektrik verlassen. Der Elektromotor ist direkt mit der Hydraulikpumpe verbunden. Durch die rotatorische Bewegung der Pumpe strömt das Hydrauliköl durch den Hydraulikkreislauf. Am Pumpenausgang herrscht ein Pumpenausgangsdruck, welcher nach jeder weiteren Station im Hydrauliksystem abnimmt und schlussendlich am Pumpeneingang gegen null geht. Das Öl fließt mit einem gewissen Volumenstrom, welcher konstant ist, durch das Hydrauliksystem. Nach der Pumpe verläuft der Energiefluss weiter durch mehrere Hydraulikleitungen und Zylinder. Die Anordnung der Zylinder mit der Reihenfolge 1, 3 und 2 kommt aus der geometrischen Anordnung der Zylinder in der Zungenvorrichtung. Dort ist der erste Zylinder am Anfang und der dritte am Ende, was einer Reihenfolge 1, 2 und 3 entspricht. Durchflossen werden die Zylinder aber in der Reihenfolge 1, 3

und 2 wie in Abbildung 4.1 angeführt. Dieses Teilsystem war die Hydraulik. Die Leistungsabgabe in der Hydraulik geschieht in den Zylindern. Dort wird durch die Druckbeaufschlagung der Kolbenflächen eine Kraft erzeugt. Diese Kraft wird, nach Abzug der Reibkräfte im Zylinder und des Zungenangriffsstückes, Stellkraft genannt und wird aufgewendet um die Zungenschienen umzustellen. Dort wird die noch vorhandene Leistung abgebaut. Die Leistung wird vor allem dazu benötigt, um die Reibkräfte während der Umstellung zu überwinden.

4.1 Elektrik

Die elektronische Seite der Weiche besteht aus drei Hauptkomponenten. Dem Stellwerk, der Kupferleitung und dem Asynchronmotor. Es gibt keine Regelung des Systems. Im Stellwerk wird bei dem Befehl der Umstellung der Schalter umgelegt und somit der Motor eingeschaltet. Die Problematik der elektrischen Anlage liegt in den oftmals sehr langen Kupferleitungen. Sie können mehrere Kilometer lang sein. Dabei entsteht ein sehr großer Widerstand, welcher die Spannung sehr stark abfallen lässt. Dies bedeutet aber, dass der Elektromotor teilweise in einem ungünstigen Betriebspunkt arbeitet. Damit der Motor bei diesem Spannungsabfall überhaupt noch arbeitet, müssen die Läuferwicklungen und das Läuferpaket speziell auf diesen Anwendungsfall abgestimmt sein.

4.1.1 Elektrische Leitung

Jedes Leitermaterial besitzt einen spezifischen elektrischen Widerstand. Der Leitungswiderstand ist temperaturabhängig. Die folgende Formel wird für Kupfer und einer Referenztemperatur von 20°C dargestellt. Bei der Berechnungsgrundlage handelt es sich um die Norm DIN VDE 0100-520:2013-06.

$$\rho_{cu(T_L)} = \rho_{cu,20^\circ C} \cdot (1 + \alpha_{cu} \cdot (T_L - T_{20^\circ C})) \quad [\Omega mm^2/m] \quad \text{Gleichung 4.1}$$

Die dazugehörigen Werte sind der spezifische Leitungswiderstand von Kupfer bei 20°C $\rho_{cu,20^\circ C} = 0,0175 \Omega mm^2/m$ und der lineare Temperaturwiderstandsbeiwert $\alpha_{cu} = 0,0039 \text{ 1/K}$, welcher in einem Temperaturbereich von -40 bis 60°C als konstant angenommen werden kann. [RAI15]
Der Leitungswiderstand pro Leiter, des dreiphasigen Kabels, kann mit der folgenden Formel berechnet werden.

$$R = \rho_{cu(T_L)} \cdot \frac{L}{A} \quad [\Omega] \quad \text{Gleichung 4.2}$$

Wobei $\rho_{cu(T)}$ der spezifische Leitungswiderstand von Kupfer bei einer gegebenen Temperatur in $\Omega mm^2/m$, L die Leiterlänge in m und A der Aderquerschnitt pro Leiter in mm^2 ist.

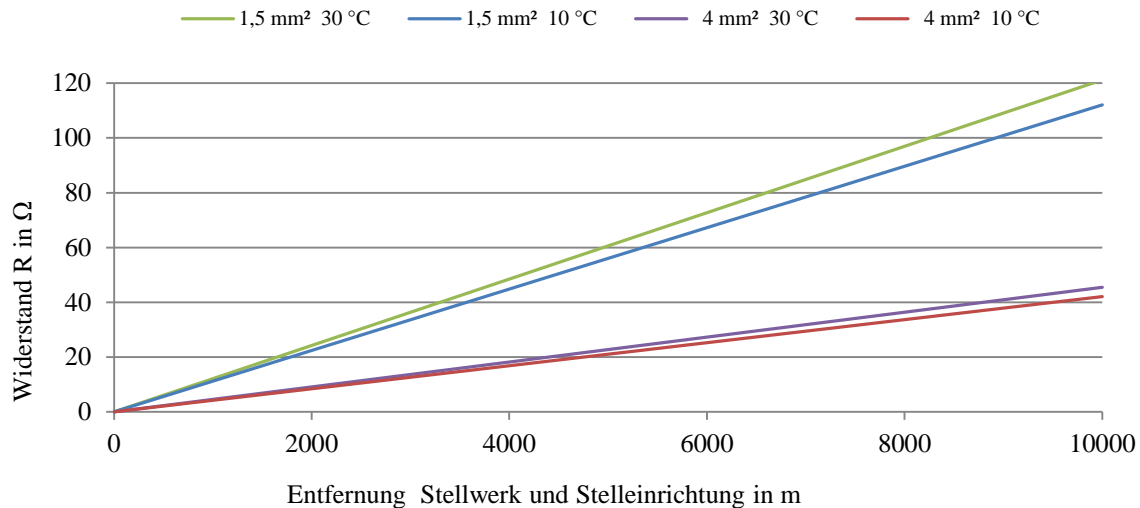


Abbildung 4.2: Widerstand einer Kupferleitung in Abhängigkeit von Stellentfernung, Aderquerschnitt und Temperatur

In Abbildung 4.2 ist der Widerstand der Kupferleitung, in Abhängigkeit der Leitungslänge, ersichtlich. Zudem wurden zwei unterschiedliche Aderquerschnitte und Temperaturen bei der Berechnung verwendet.

Die Entfernung zum Stellwerk und die Umgebungstemperatur sind vorgegeben. Der Leitungswiderstand kann bei vorgegebenen Parametern der Weiche nur mehr durch den Aderquerschnitt beeinflusst werden.

Nach DIN VDE 0100-520:20132-06 Anhang G kann der dazugehörige Spannungsabfall für einen Leiter berechnet werden. Die Formel dafür ist nachfolgend dargestellt. Bei dieser Formel handelt es sich um den Spannungsabfall pro Phase.

$$\Delta u_{phase} = \left(\rho_{1(T_L)} \cdot \frac{L}{A} \cdot \cos\varphi + \lambda \cdot L \cdot \sin\varphi \right) \cdot I_B \quad [V] \quad \text{Gleichung 4.3}$$

Die Variablen in Gleichung 4.3 sind teilweise gegeben und teilweise vom Betriebspunkt des Elektromotors abhängig. Der Leitungswiderstand, welcher von dem Aderquerschnitt, der Leitungslänge und von der Temperatur abhängig ist, kann berechnet werden. Auch der Blindwiderstand λ wird als gegebene Konstante angenommen.

Laut VDE wird der Term des Leitungswiderstandes mit dem Faktor 1,25 multipliziert. Deshalb wurde der Parameter $\rho_{1(T_L)}$ eingeführt, welcher wie folgt lautet, $\rho_{1(T_L)} = 1,25 \cdot \rho_{cu(T_L)}$. Der Betriebsstrom I_B und der Wirkleistungsfaktor $\cos \varphi$ sind vom Betriebspunkt des Motors abhängig und werden von den Motordatenblättern abgelesen. Diese Datenblätter sind in Abschnitt 4.1.2 angeführt.

Der Wirkleistungsfaktor $\cos \varphi$ und der Blindleistungsfaktor $\sin \varphi$ stehen in direktem Zusammenhang, weil sie beide von der Phasenverschiebung φ abhängig sind. Der Blindleistungsfaktor wird mit folgender Formel ausgedrückt.

$$\sin \varphi_{(\cos \varphi)} = \sin(\arccos(\cos \varphi)) \quad \text{Gleichung 4.4}$$

4.1.2 Elektromotor

Durch die lange elektrische Leitung entsteht ein hoher Vorwiderstand. Dieser Vorwiderstand hängt von der Leitungslänge und dem Aderquerschnitt ab. Um die Standardisierung der Komponenten zu gewährleisten, wird nur ein Motor verwendet. Dieser Motor muss bei unterschiedlichen Vorwiderständen funktionieren. Aus diesem Grund wird ein Elektromotor mit speziellen Rotorwicklungen verwendet.

Da die Stellkräfte bei großen Weichen höher sind, entsteht im Hydrauliksystem ein höherer Druck. Diese unterschiedlichen Drücke erfordern unterschiedlich Motormomente. Bei einer Weichengeometrie ändert sich der Betriebspunkt, außer beim Anfahrvorgang, nur wenig. D.h., dass die Drehzahl über einen Umstellvorgang keine großen Schwankungen erfährt. Dieser Umstand ist bei allen konventionellen Asynchronmotoren zu beobachten, weil der übliche Nennbereich im nahezu geradlinigen Bereich der Motorkennlinie liegt. Eine solche Motorkennlinie ist in Abbildung 4.3 dargestellt (Theorie nach Kloss'sche). Diese Motorkennlinie kann bei speziellen Nutformen des Käfigs unterschiedlich aussehen. Der Arbeitsbereich sollte jedoch auf einer Geraden in diesem Bereich (Ellipse) liegen. Dort hat eine Veränderung des geforderten Drehmomentes, nur eine sehr kleine Auswirkung auf die Drehzahl des Motors.

Es ist davon auszugehen, dass der Motor symmetrisch belastet wird. Damit kann die Wirkleistung im elektrischen Teil der Anlage, mit Gleichung 4.5 berechnet werden. Dabei muss die verkettete Spannung verwendet werden. [DIR13]

$$P_{el} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad \text{Gleichung 4.5}$$

Die Bestimmung des Motorbetriebspunktes wird mit den folgenden Kennlinien erfolgen. Dabei wird ein stationärer Betriebspunkt, für einen gewissen Punkt oder Bereich des Umstellvorganges abgebildet.

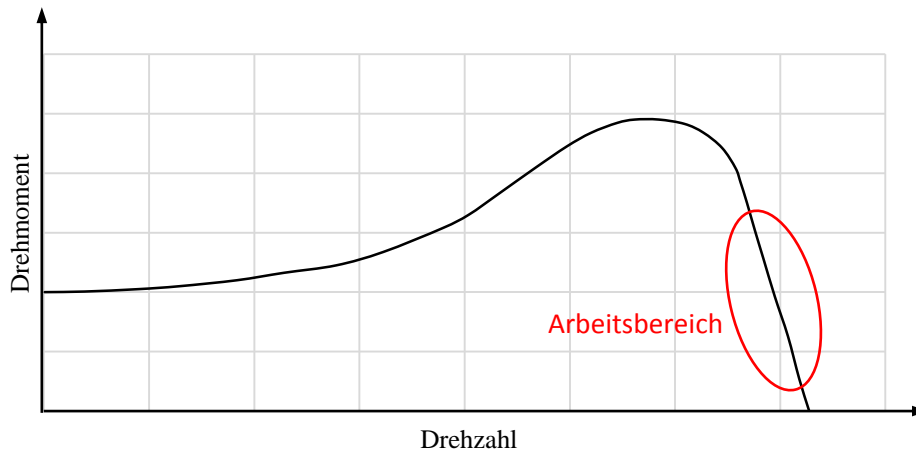


Abbildung 4.3: Motorkennlinie zur Darstellung des üblichen Nennbereiches (Arbeitsbereich) [SPR09]

Für die Bestimmung des erforderlichen Motormoments wird eine Tabelle herangezogen. Diese Werte wurden von der vaSignaling in einem Versuch bestimmt. Dabei kann das Motormoment, welches erforderlich ist, um einen gewissen Druck im Hydrauliksystem aufzubauen, berechnet werden. Diese Tabelle wird in Abbildung 4.4 grafisch dargestellt.

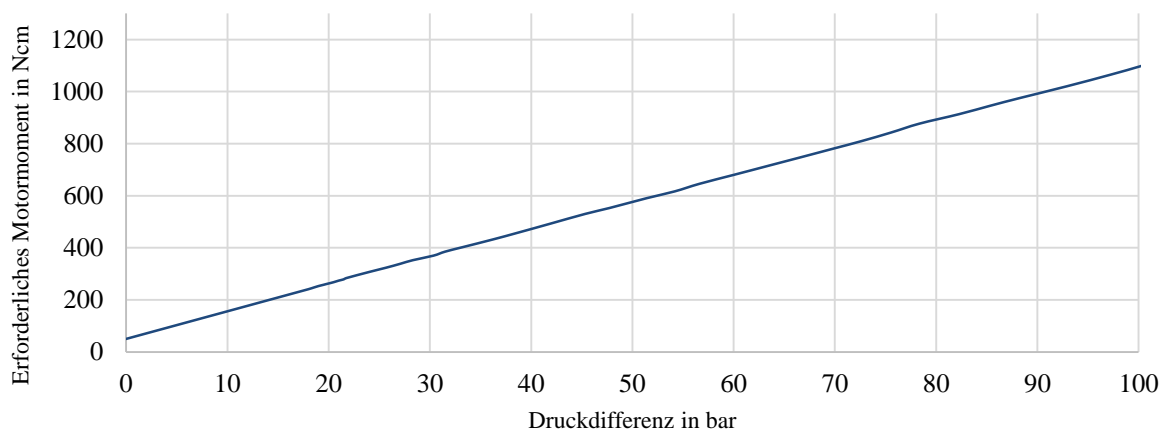


Abbildung 4.4: Erforderliches Motormoment für notwendige Druckdifferenz

Da die Druckdifferenz des Hydrauliksystems durch die Druckmesskurven als gegeben gilt, kann das erforderliche Drehmoment des Motors ermittelt werden.

Der Zusammenhang zwischen dem Druckverhältnis und dem erforderlichen Drehmoment des Motors, welches in Abbildung 4.4 ersichtlich ist, ist nahezu linear. Durch diesen Sachverhalt ist es möglich eine Formel für diesen Zusammenhang zu erstellen.

$$M_{EM(dp)} = 56,43 + 10,47 \cdot dp \quad [Ncm] \quad \text{Gleichung 4.6}$$

Gleichung 4.6 beschreibt den linearen Zusammenhang zwischen der Differenzdruck im Hydrauliksystem und dem erforderlichen Drehmoment auf der Motorwelle.

Der zweite wesentliche Parameter für das System, Pumpe-Elektromotor, ist der Volumenstrom im Hydrauliksystem. Durch einen plötzlichen Druckabfall, wie es z.B. beim Öffnen eines Ventiles der Fall wäre, könnte der Volumenstrom unendlich groß werden und eine unendlich große Leistung erfordern. Dies sollte durch einen Membranspeicher mit einem Fassungsvermögen von 2,8 Liter und einem Bemessungsdruck von 6 bar verhindert werden.

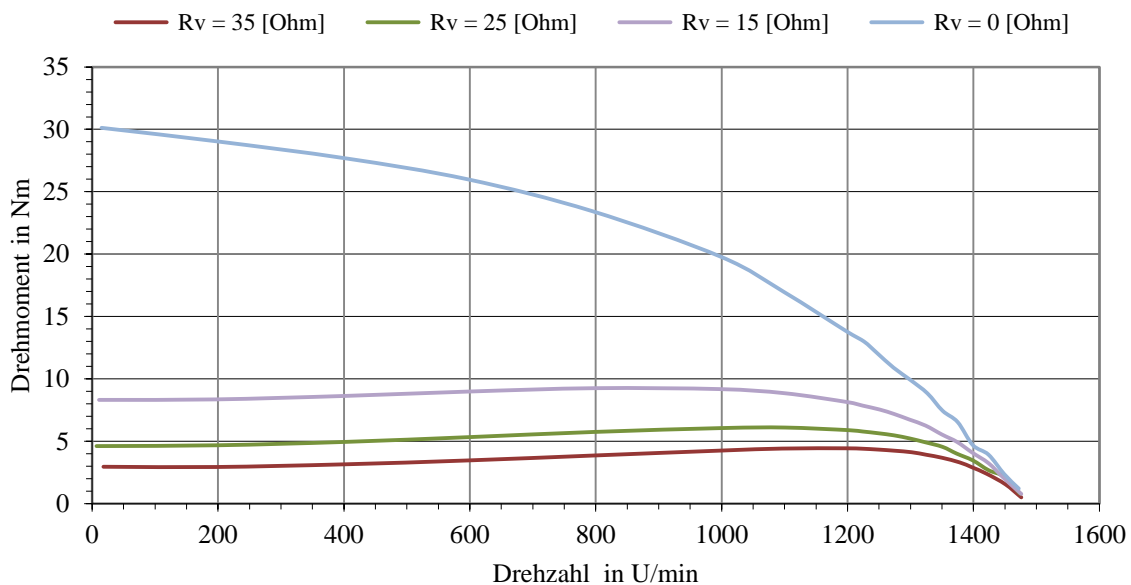


Abbildung 4.5: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie des Elektromotors, bei verschiedenen Vorwiderständen

In Abbildung 4.5 sind die Motorkennlinien, bei verschiedenen Vorwiderständen, dargestellt. Dabei fällt auf, dass die Linie mit dem Vorwiderstand 0Ω , welche eigentlich der normale Zustand eines Elektromotors wäre, keine typische Kennlinie mit einem Kippunkt aufweist. Erst ab einem Vorwiderstand von 15Ω sieht die Kurve wie jene eines Asynchronkurzschlussläufers aus. Die Daten, welche in Abbildung 4.5 – 4.7 ersichtlich sind, wurden von der vaSignaling zur Verfügung gestellt und stammen aus Messungen.

Wenn man die Diagramme der Reihenfolge entsprechend von oben her vorgeht, ist das erforderliche Drehmoment des Motors bereits gegeben. Mit dem Vorwiderstand aus den Kupferleitungen kann die Drehzahl im derzeitigen Betriebspunkt des Motors ausgelesen werden.

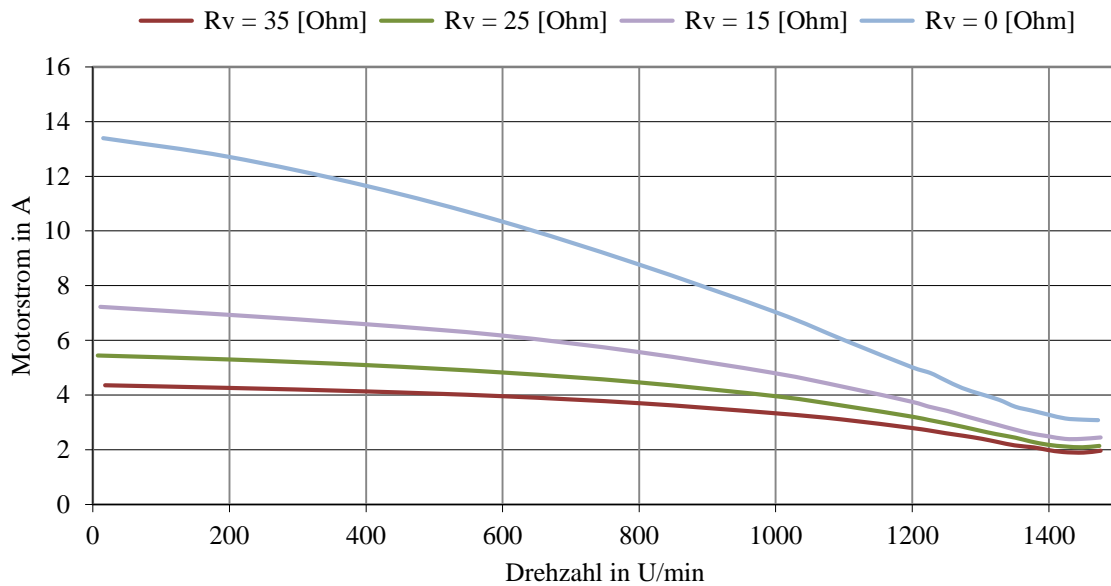


Abbildung 4.6: Strom-Drehzahl-Kennlinie des Elektromotors, bei verschiedenen Vorwiderständen

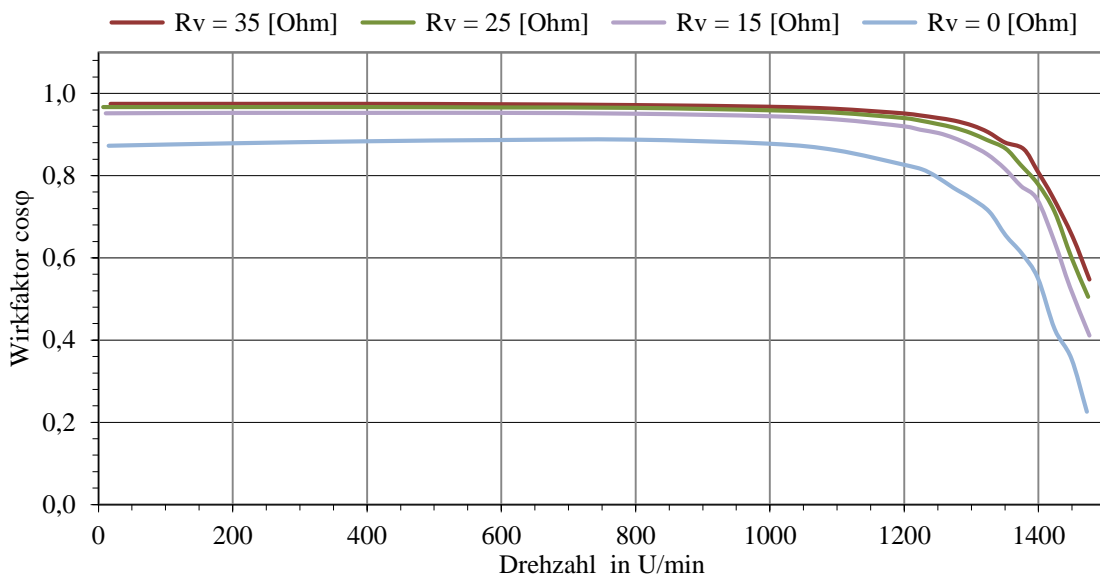


Abbildung 4.7: $\cos\varphi$ -Drehzahl-Kennlinie des Elektromotors, bei verschiedenen Vorwiderständen

Mit der vorhin ermittelten Drehzahl können in Abbildung 4.6 und Abbildung 4.7 der Betriebsstrom I_B und der Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi$ ermittelt werden. Damit sind der Spannungsabfall in der Leitung und der gesamte Leistungsverlust im Elektromotor, bei einem quasi-stationären Zustand, bestimmbar.

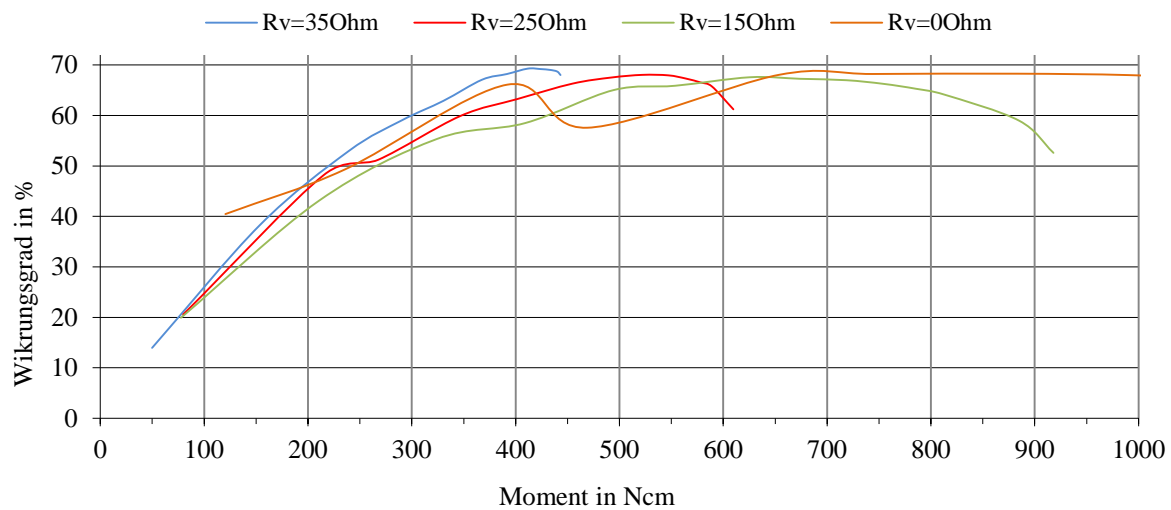


Abbildung 4.8: Wirkungsgrad des Elektromotors in Abhängigkeit des Motormoments

In Abbildung 4.8 ist der Wirkungsgrad des Elektromotors zu sehen. Dabei wird schnell ersichtlich, dass der Wirkungsgrad bei niedrigen erforderlichen Drehmomenten stark sinkt. Bei der 1200m Weiche befindet sich das Drehmoment bei einem Wert von ca. 300Ncm, also genau dort, wo der Wirkungsgrad zu sinken beginnt. Der Vorwiderstand aus der elektrischen Leitung hat einen untergeordneten Einfluss auf den Wirkungsgrad. Einzig die 0Ohm Linie weist einen Verlauf auf, welcher nicht erklärt werden kann. Aus unplausiblen Gründen sinkt der Wirkungsgrad im Bereich zwischen 400 und 500Ncm ab. Der Wirkungsgrad ist eine Funktion von Drehzahl und Drehmoment auf der Antriebswelle und Spannung, Strom und Wirkleistungsfaktor auf der elektrischen Seite.

4.2 Hydrauliksystem

Im folgenden Abschnitt werden das Hydraulikgesamtsystem und die darin befindlichen Bauteile analysiert und beschrieben.

4.2.1 Gesamtsystem

In Abbildung 4.9 ist der Hydraulikkreislauf, mit den wesentlichen Bauteilen, dargestellt.

Die Komponenten sind:

- Antriebseinheit (Pumpe)
- Zylinder
- 2/2-Wege-Ventile (Ein- und Ausströmen der Zylinder)
- Schlauchleitungen
- Rohrleitungen
- Kupplungen

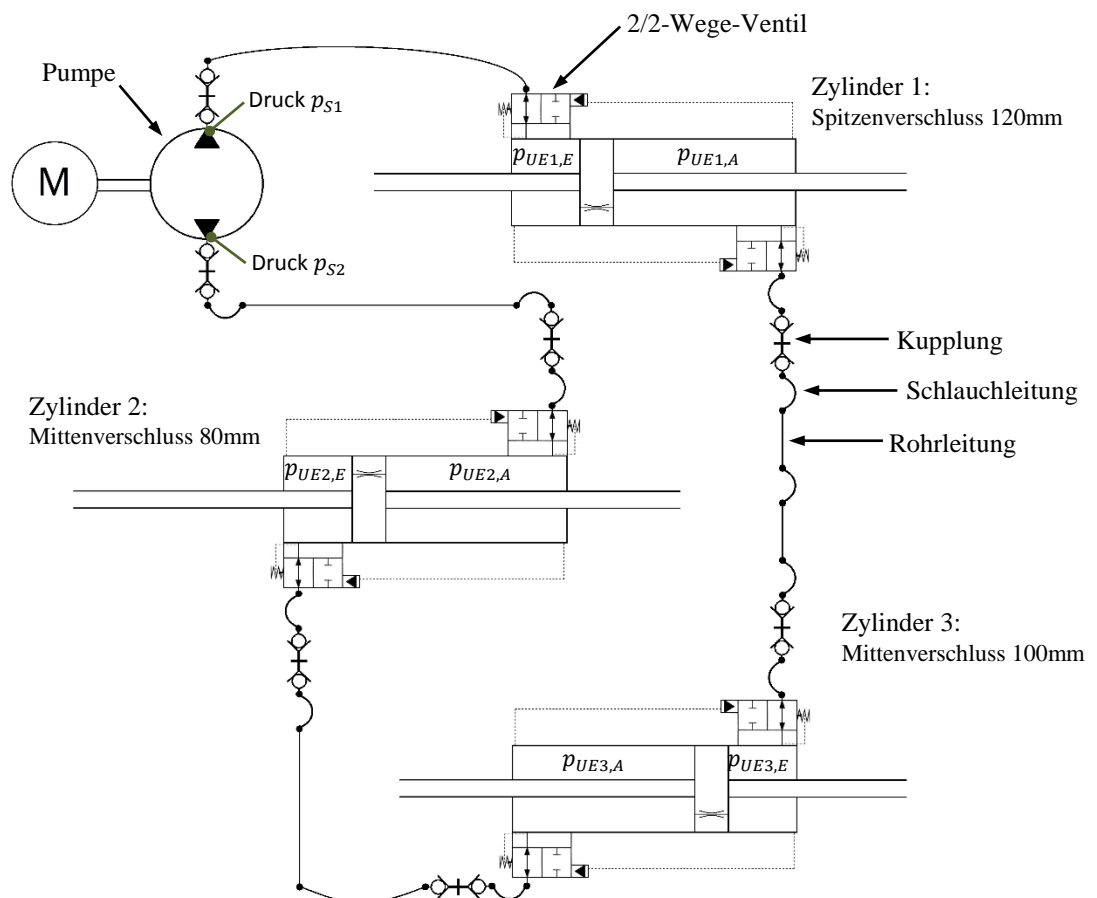


Abbildung 4.9: Darstellung des Hydraulikkreislaufes, mit den wesentlichen verlustbehafteten Elementen

In Abbildung 4.9 sind die Komponenten der Hydraulikanlage dargestellt. Dabei handelt es sich um eine vereinfachte Darstellung der Komponenten, welche für die Leistungsverluste verantwortlich sind. In den Zylindern und bei der Pumpe sind Drücke eingezeichnet. Diese Drücke werden gemessen und sind dieselben wie in den Druckmesskurven. In Tabelle 4.1 sind die Komponenten nach der Durchströmung aufgelistet. Diese Auflistung deckt sich mit der Darstellung in Abbildung 4.9. Dabei sind auch die Rohr- und Schlauchlängen ersichtlich.

Tabelle 4.1: Komponenten des Hydrauliksystems

System	Komponentenbezeichnung	Druck
Antriebseinheit	Pumpenausgang	p_{S1}
	Block der Antriebseinheit	
Leitungssystem	Kupplung	
	Schlauchleitung 1900mm	
	2/2-Wege-Ventil	
Zylinder UE1	Zylinderkammer UE1 Eingang	$p_{UE1,E}$
	Kolben mit Drossel UE1	
	Zylinderkammer UE1 Ausgang	$p_{UE1,A}$
Leitungssystem	2/2-Wege-Ventil	
	Schlauchleitung 1/2" 280 mm	
	Kupplung	
	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
	Rohrleitung 3/8" 5529 mm	
	Schlauchleitung 1/2"	
	Rohrleitung 3/8" 4319 mm	
	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
	Kupplung	
	Schlauchleitung 1/2" 280 mm	
2/2-Wege-Ventil		
Zylinder UE2	Zylinderkammer UE2 Eingang	$p_{UE2,E}$
	Kolben mit Drossel UE2	
	Zylinderkammer UE2 Ausgang	$p_{UE2,A}$
Leitungssystem	2/2-Wege-Ventil	
	Schlauchleitung 1/2" 280 mm	
	Kupplung	
	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
	Rohrleitung 3/8" 4319 mm	
	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
	Kupplung	
Schlauchleitung 1/2" 280 mm		
2/2-Wege-Ventil		
Zylinder UE3	Zylinderkammer UE3 Eingang	$p_{UE3,E}$
	Kolben mit Drossel UE3	
	Zylinderkammer UE3 Ausgang	$p_{UE3,A}$
Leitungssystem	2/2-Wege-Ventil	
	Schlauchleitung 1/2" 280 mm	
	Kupplung	
	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
Rohrleitung 3/8" 5529 mm		

	Schlauchleitung 1/2" 1700 mm	
	Kupplung	
Antriebseinheit	Block der Antriebseinheit	
	Pumpeneingang	p_{S2}

Bei der Anlage handelt es sich um einen geschlossenen Kreislauf. In dieser hydraulischen Anlage, können nur Zylinder verwendet werden, welche in beide Strömungsrichtungen dieselbe Kolbenfläche aufweisen. Bei der Pumpe muss auf die Leckverluste der Pumpe geachtet werden. Damit die Funktionstüchtigkeit der Anlage nicht gefährdet wird, muss eine geschlossene Anlage eine Leckageergänzungseinrichtung [WIG11] besitzen.

Der Kreislauf kann durch die reversierbare Zahnradpumpe und den Aufbau der Ventile, in beiden Richtungen durchströmt werden. In der Anlage sind mehrere Komponenten integriert, welche hier nicht dargestellt sind. Durch den Verzicht auf diese Komponenten, wie es z.B. der Membranspeicher ist, wird die Darstellung erleichtert. Die energetische Betrachtung wird dadurch jedoch nicht beeinflusst.

Die hydraulische Anlage wird in der qualitativen Betrachtung die größte Bedeutung haben. Dieses System befindet sich, energetisch, in der Mitte der Anlage. Was aber noch wichtiger ist, ist die große Anzahl an vorhanden Daten und Druckmesskurven dieser Anlage. Mit den Druckmesskurven kann berechnet werden, in welchem Leistungsbereich sich der Umstellvorgang abspielt.

Um ein Gefühl für die Anlage zu bekommen werden in der folgenden Tabelle die wesentlichsten Parameter zur hydraulischen Anlage dargestellt. Drücke von maximal 60bar werden in der Hydraulik als klein dargestellt. Somit hat der Druck nahezu keinen Einfluss auf die Kompression des Öles.

Tabelle 4.2: Parameter der Hydraulikanlage bei 10°C, kin. Viskosität 31mm²/s

Parameter	Weichengeometrie/Baugröße	
	1200-1:12	10000-1:32,05
Maximaler Druck	max. 30 bar	max. 65 bar
Mittlerer Druck während der Umstellung	21 - 24 bar	42-50 bar
Drehzahl der Pumpe	1422 U/min	1335 U/min
Mittlerer praktischer Volumenstrom	132 cm ³ /s	124 cm ³ /s
Strömungsgeschwindigkeit, Rohre (Ø12mm)	718 mm/s	674 mm/s
Länge der Hydraulikleitungen	34,5 m	80 m

4.2.2 Pumpe in der Antriebseinheit

Die Antriebseinheit des Hydraulikkreislaufes sitzt in der Trogschwelle des Spitzenverschlusses. Dort befinden sich der Elektromotor, die Pumpe, der Zylinder des Spitzenverschlusses und der Membranspeicher.

Die Pumpe ist der wesentliche Teil dieser Antriebseinheit. Bei einer Hydraulikpumpe treten volumetrische und mechanische Verluste auf.

In Abbildung 4.10 wird beispielhaft die Pumpenkennlinie einer Zahnradpumpe mit Innenverzahnung dargestellt. Dabei ist ersichtlich, wie sich die beiden Wirkungsgrade einer Hydraulikmaschine verhalten.

Der volumetrische Wirkungsgrad nimmt dabei mit dem Pumpenausgangsdruck linear ab. Die Begründung dafür, liegt in den erhöhten Leckageverlusten, bei höheren Differenzdrücken.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad, steigt mit steigenden Drücken am Pumpenausgang an. Die Verluste teilen sich in Lager- und Reibungsverluste der Dichtungen. Diese Verluste sind nicht von der Druckdifferenz in der Pumpe abhängig. Diese Verluste sind bei niedrigen Differenzdrücken gleich groß, wie bei hohen. Bei kleinen Drücken wirkt sich dieser Verlust in einem größeren Maße aus, wie bei hohen Drücken. Aus diesem Grund steigt der Wirkungsgrad mit größer werdendem Differenzdruck.

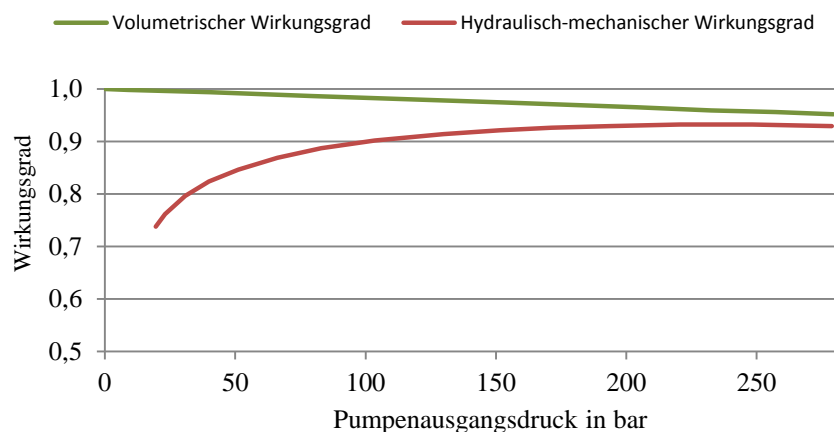


Abbildung 4.10: Beispiel einer Pumpenkennlinie, Bauform Zahnradpumpe mit Innenverzahnung
[FIN06]

Volumetrischer Wirkungsgrad [GRO12]

Durch die volumetrischen Verluste Q_s wird der theoretische Volumenstrom Q_{th} verringert. Am Pumpenausgang ist der effektive Volumenstrom Q_e zu beobachten. Der effektive und der

theoretische Volumenstrom werden durch den volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_V = \frac{Q_e}{Q_{th}}$ miteinander verbunden.

Die dabei auftretenden volumetrischen Verluste gliedern sich in

- *Innerer Leckstrom der Pumpe* $Q_{s,in}$: wird durch unvermeidliche Spalten in der Pumpenkonstruktion und dem herrschendem Druckgefälle verursacht
- *Äußerer Leckstrom der Pumpe* $Q_{s,ex}$: ist der nach außen austretende Leckstrom
- *Füllungsverluste* $Q_{s,fü}$: tritt bei unvollständiger Befüllung des Pumpenrades, vor allem bei Kavitation auf
- *Kompressionsverluste* $Q_{s,k}$: durch die Kompressibilität des Öles wird der Förderstrom verringert

Die Summe der volumetrischen Verluste, kann wie folgt, dargestellt werden.

$$Q_s = Q_{s,in} + Q_{s,ex} + Q_{s,fü} + Q_{s,k} = Q_{th} - Q_e \quad \text{Gleichung 4.7}$$

Der Volumetrische Wirkungsgrad ist eine Funktion der Pumpendrehzahl und des Pumpendifferenzdruckes zwischen Pumpeneingang und Pumpenausgang. Dabei sinkt der volumetrische Wirkungsgrad bei geringeren Differenzdrücken und höheren Drehzahlen.

Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad [GRO12]

Neben den volumetrischen Verlusten treten auch noch hydraulisch-mechanische Verluste auf. Diese Verluste entstehen wegen des viskosen Verhaltens des Öles und den Reibungen bei Dichtungen und Lagern.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{hm} = \frac{M_i}{M_e}$, ist der Quotient aus dem Pumpeneingangsmoment M_e und dem wirkenden internen Moment M_i .

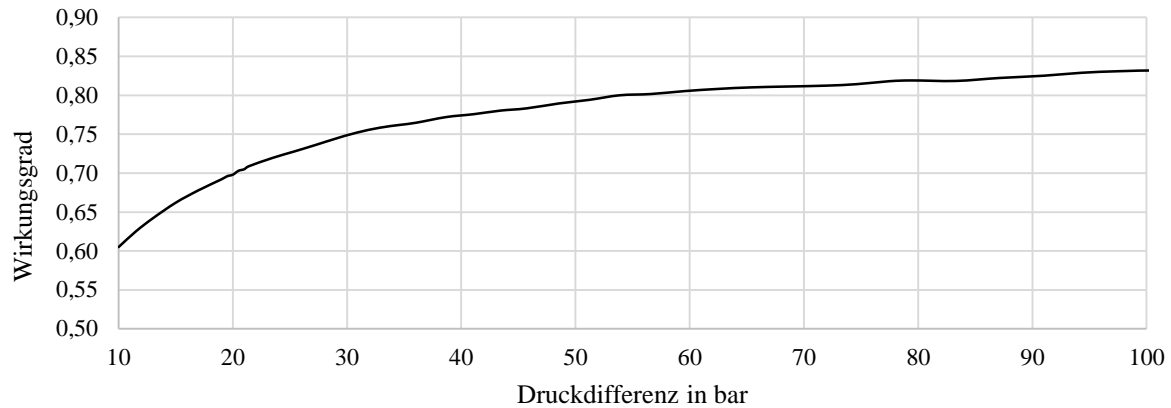


Abbildung 4.11: Hydraulisch-mechanischer Pumpenwirkungsgrad (gemessen), hydraulische Leistung durch mechanische Wellenleistung

In Abbildung 4.11 ist der Zusammenhang zwischen der theoretischen hydraulischen Leistung im Hydraulikkreislauf und der mechanischen Wellenleistung ersichtlich. Diese grafische Darstellung beruht auf Messungen der v_a -Signaling. Der dabei dargestellte Wirkungsgrad, wurde mit der folgenden Formel $\eta_{hm} = \frac{\dot{V}_{th} \cdot \Delta p}{M_e \cdot \omega}$ in mehreren Betriebspunkten ermittelt. Der volumetrische Wirkungsgrad ist dabei nicht inbegriffen. Das spezifische Schluckvolumen der Pumpe wird laut Herstellerangabe mit $v_p = 5,85 \text{ cm}^3/U$ angegeben und beeinflusst den theoretischen Volumenstrom. Der theoretische Volumenstrom $\dot{V}_{th} = n \cdot v_p$ ist demnach von der Motordrehzahl und dem Schluckvolumen der Hydraulikpumpe abhängig. Die anderen Parameter, wie Drehzahl n , Druckdifferenz Δp und das Moment M_{EM} , sind Motordaten und wurden gemessen. Der Wirkungsgrad wurde bei Raumtemperatur ermittelt und ändert sich bei steigender oder sinkender Temperatur durch die Viskosität des Öles.

Gesamtwirkungsgrad [GRO12]

Aus dem volumetrischen und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad lässt sich ein Gesamtwirkungsgrad $\eta_t = \eta_V \cdot \eta_{hm}$ definieren.

Die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades ist nur mit großem Aufwand und sehr detaillierten Angaben möglich. Einflussfaktoren sind dabei der Betriebspunkt der Pumpe sowie Abmessungen und Spaltmaße bzw. Spaltausgleich der Pumpe, sowie die Temperatur und Viskosität des Öles.

Eine detaillierte Erläuterung der Verluste einer Pumpe kann in *Dietmar Findeisen, Ölhydraulik* [FIN06] nachgeschlagen werden.

4.2.3 Zylinder

Die Bewegung des Zylinders wurde schon in Abschnitt 3.2 dargestellt. Dort wurden die Vorgänge, Entriegelung, Bewegung und Verriegelung erläutert. Dabei wurde auch der Kraftfluss, während der Bewegung, dargestellt.

Die schematische Darstellung des Zylinders, bezüglich der Hydraulik, ist in Abbildung 4.12 ersichtlich. Dabei sind die rechte und die linke Zylinderkammer zu erkennen, in welcher sich auch die Druckmesspunkte für die vorliegenden Druckkurven befinden.

Die Bezeichnung für den Druckmesspunkt lautet im Allgemeinen UE_i Eingang/Ausgang. Wobei UE für Umstellebene steht. Der Index *i* bezeichnet die Nummer der Umstellebene, nach seiner Lage in der Zungenvorrichtung. Wobei die Umstellebene 1 den Spitzenverschluss am Weichenanfang mit einem Stellhub von 120mm darstellt. Bei einer einfachen Weiche 60E1-1200-1:18,5 mit drei Umstellebenen gibt es UE1, UE2 und UE3. Als letzte Bezeichnungsart gibt es noch den Ein- oder Ausgang. Bei einer Umstellung von der rechten zur linken Endlage des Zylinders, werden die rechten Zylinderkammern mit dem Eingang bezeichnet, weil dort das Öl zuerst hineinströmt.

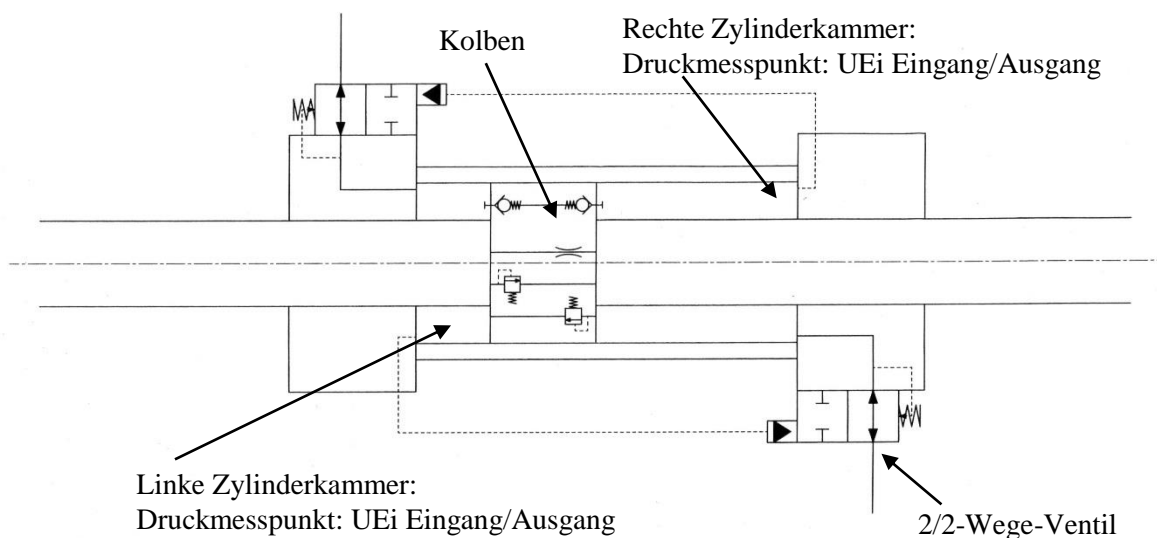


Abbildung 4.12: Zylinder mit 2-2-Wege-Ventilen im hydraulischen Schema mit Druckmesspunkten für Messkurven

Ein weiterer interessanter Bauteil ist der Kolben. Dort befindet sich in der Mitte eine Drossel, um Verspannungen im Gesamtsystem zu vermeiden. Die zwei Rückschlagventile, welche sich in entgegengesetzter Richtung im oberen Teil des Kolbens befinden, ermöglichen einen Spülvorgang in der Endlage des Zylinders. Dadurch kann das Öl durch den Kolben strömen nachdem der

Zylinderhub beendet ist. Das geschieht bei dem Zylinder mit dem kürzesten Stellhub am frühesten. Der Zylinderhub des Spitzenverschlusses beträgt 160mm. Diesen Weg legt die innenliegende Stange in der Umstellebene 1 bei einer Umstellung zurück. Dieser Zylinderhub darf nicht mit dem Stellhub verwechselt werden, welcher im Spitzenverschluss nur 120mm beträgt. Ein Zylinder weist, wie jedes bewegliche hydraulische Element, hydraulisch-mechanische und volumetrische Verluste auf. Die volumetrischen Verluste, werden mit dem Volumenstrom über die Drossel im Kolben, mit berücksichtigt. Diese Verluste fallen in den hydraulischen Kreislauf. Die hydraulisch-mechanischen Verluste, welche vor allem durch die Reibungen in den Dichtungen und Abstreifern verursacht werden, sind im folgenden Abschnitt dargestellt. Diese Verluste werden zum mechanischen Aufbau, als Reibungsverluste im Zylinder, gezählt.

Reibung im Zylinder während der Bewegung

Wie bei jeder Relativbewegung zwischen zwei Bauteilen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten, wirken auch im Zylinder Reibkräfte. Diese Reibung in den Kontaktstellen bewirkt einen Kraftverlust des Zylinders.

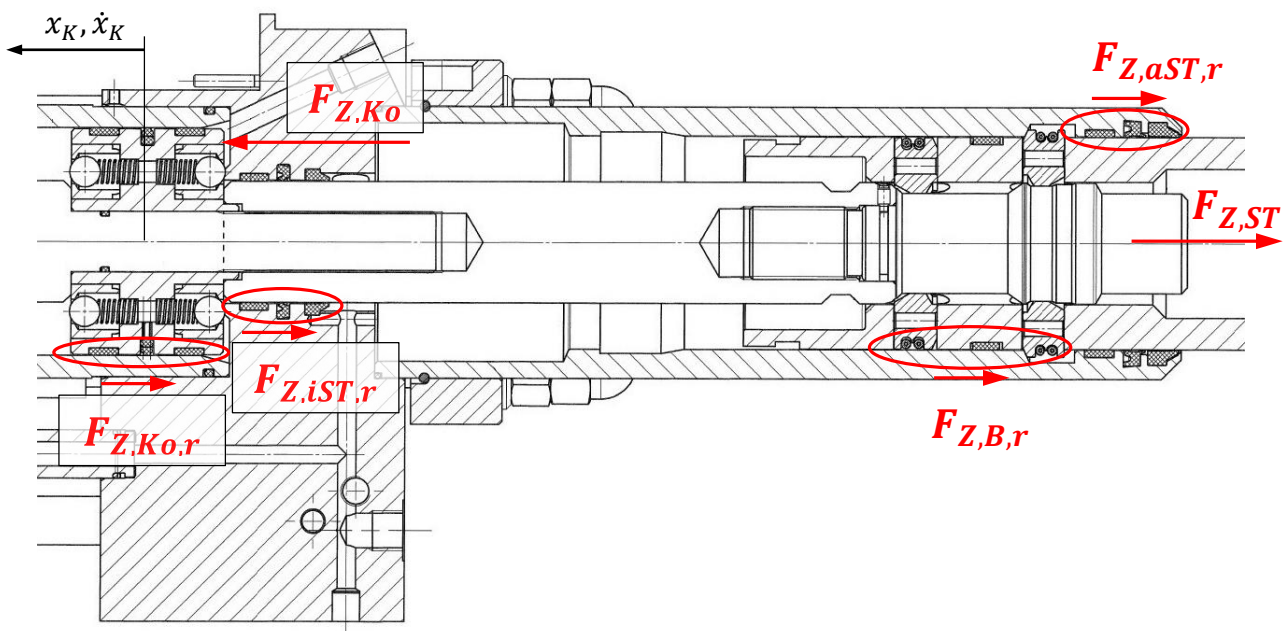


Abbildung 4.13: Kräfte am Zylinder, halbe Zylinderseite

In Abbildung 4.13 ist die rechte Zylinderseite mit dem Kolben dargestellt. Dabei sind die wirkenden Kräfte während der Umstellbewegung ersichtlich. Es handelt sich um eine Umstellung von der rechten zur linken Endlage des Zylinders. Aus diesem Grund zeigen die Pfeile der Reibkräfte nach rechts, also entgegen der Bewegungsrichtung.

Die Reibkräfte und die Stangenkraft, treten natürlich auf beiden Zylinderhälften auf. In dieser Abbildung, wurde auf die Darstellung der linken Seite, zugunsten der Darstellungsgröße verzichtet. Um die Kräfte exemplarisch zu erfassen werden sie nur einmal gezählt. Durch eine doppelte Erfassung der Kräfte in den Zylindern, würde die Durchgängigkeit der Berechnung verloren gehen.

Tabelle 4.3: Beschreibung der Kräfte am Zylinder zu Abbildung 4.13

Kraft	Erklärung
$F_{Z,Ko}$	Kolbenkraft, welche durch den Druckunterschied der Kolbenkammern zustande kommt
$F_{Z,Ko,r}$	Reibkraft zwischen Dichtungspartie am Kolben und Kolbenaußenrohr
$F_{Z,iST,r}$	Reibkraft zwischen Dichtungspartie in Zylinderblock und Kolbenstange
$F_{Z,aST,r}$	Reibkraft zwischen Dichtungspartie in Rohr über außenliegender Stange und außenliegender Stange
$F_{Z,B,r}$	Reibkraft zwischen Backenpartie und Rohr über der außenliegender Kolbenstange
$F_{Z,ST}$	Stangenkraft, welche auf das Zungenangriffsstück wirkt

$$F_{Z,Ko} = F_{Z,Ko,r} + F_{Z,B,r} + F_{Z,iST,r} + F_{Z,aST,r} + F_{Z,ST} \quad \text{Gleichung 4.8}$$

$$F_{Z,ST} = F_{Z,Ko} - (F_{Z,Ko,r} + F_{Z,B,r} + F_{Z,iST,r} + F_{Z,aST,r}) \quad \text{Gleichung 4.9}$$

$$F_{Z,r} = F_{Z,Ko,r} + F_{Z,B,r} + F_{Z,iST,r} + F_{Z,aST,r} \quad \text{Gleichung 4.10}$$

$$\eta_{Z,hm} = \frac{F_{Z,ST}}{F_{Z,Ko}} = \frac{F_{Z,Ko} - F_{Z,r}}{F_{Z,Ko}} = 1 - \frac{F_{Z,r}}{F_{Z,Ko}} \quad \text{Gleichung 4.11}$$

$$\eta_{Z,V} = \frac{q_{Z,vi}}{q_{Z,vi} + q_{Z,vs}} \quad \text{Gleichung 4.12}$$

$$\eta_{Z,t} = \eta_{Z,V} \cdot \eta_{Z,hm} \quad \text{Gleichung 4.13}$$

$$F_{Z,Ko} = \Delta p_{ZG} \cdot A_{Ko} \quad \text{Gleichung 4.14}$$

Die Gleichungen 4.8 bis 4.14, stellen die Berechnung der Reibkräfte im Zylinder, dar. Dabei soll ersichtlich werden, dass sich die Kolbenkraft aus den Reibungskräften und der Stangenkraft zusammensetzt.

Die Reibkräfte sind in erster Linie von der Normalkraft auf die Kontaktfläche abhängig. Da die Normalkräfte auf die Kontaktflächen aber nicht in der Ebene der Kolben-, Stangen- und Reibkräfte

liegen, ist die Normalkraft auch nicht von den Stellkräften des Zylinders abhängig. Auf den Wirkungsgrad eines Zylinders bezogen bewirkt dieser Umstand, dass der Anteil der Reibkräfte bei kleinen Druckdifferenzen zwischen den Kolbenkammern, einen großen Anteil des Kräftegleichgewichtes einnimmt.

D.h., dass der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{Z,hm}$ bei niedrigeren Drücken geringer ist, wie bei hohen. Das ist theoretisch bei Nutringdichtungen der Fall.

Neben den Reibungsverlusten treten im Zylinder auch noch Leckverluste auf. Aus diesen zwei Verlusten wird ein Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Z,t}$ gebildet, welcher aus dem hydraulisch-mechanischen und dem volumetrischen Wirkungsgrad besteht.

Der volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{Z,V}$ kann bei diesem Zylinder vernachlässigt werden, weil die Leckströme den Weg des geringsten Widerstandes gehen und somit die Drossel im Kolben durchströmen werden. Aus diesem Grund werden andere Leckströme sehr gering sein und daher vernachlässig.

$$\eta_{Z,V} \approx 1 \quad \text{Gleichung 4.15}$$

$$\eta_{Z,t} \approx \eta_{Z,hm} \quad \text{Gleichung 4.16}$$

Der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Z,t}$ wird bei Zylindern, in Abhängigkeit von Arbeitsdrücken oder auch Bauformen, sehr unterschiedlich angenommen. In der folgenden Tabelle sind die Gesamtwirkungsgrade aufgelistet.

Tabelle 4.4: Gesamtwirkungsgrade von Hydraulikzylindern

Beschreibung	Quelle	Wert
Wirkungsgrad für grundlegende Berechnungen (Arbeitsdruck: 20bar)	[HYD08]	0,85
Wirkungsgrad für grundlegende Berechnungen (Arbeitsdruck: 120bar)	[HYD08]	0,9
Wirkungsgrad Arbeitszylinder, doppelwirkend, Nutringdichtung	[FIN06]	0,84-0,96

Bei diesem Zylinder handelt es sich um eine Sonderkonstruktion mit mehreren Dichtungen und Abstreifern wie bei einem gewöhnlichen Gleichlaufzylinder. Dazu herrschen sehr niedrige Arbeitsdrücke. Aus diesen Gründen wird der Gesamtwirkungsgrad für den Zylinder mit $\eta_{Z,t} = 0,83$ angenommen.

4.2.4 2/2-Wege-Ventile

Die 2/2-Wege-Ventile sind eine eigene Entwicklung der vaSignaling. Dieses Ventil befindet sich am Eingang und am Ausgang jedes Zylinders. Die Hauptaufgabe dieser Ventile ist es die Zylinder

und auch die gesamte Zungenvorrichtung vor zu großen Kräften zu schützen. Diese Ventile sind einstellbare Druckbegrenzungsventile und sind als Druckwaage ausgeführt. Dieses Ventil muss in beiden Durchlaufrichtungen funktionieren. Da eine Umstellung von rechts nach links und umgekehrt nur durch die Richtungskehr des Elektromotors und die reversierbare Hydraulikpumpe zustande kommt. Dies bedeutet aber auch, dass die linke Zylinderkammer einmal einen hohen und bei der umgekehrten Umstellung einen niedrigen Absolutdruck aufweist. Die Einbauorte der 2/2-Wege-Ventil sind in Abbildung 4.9 und Abbildung 4.12 ersichtlich. Dabei ist die Druckbetätigung des Ventiles, aus der gegenüberliegenden Zylinderkammer, zu erkennen.

Die Ventile verursachen, wie alle Hydraulikkomponenten welche durchströmt werden, eine Druckverminderung im System. D.h., dass der Absolutdruck vor dem Ventil größer ist als danach. Dieser Druckabfall bewirkt einen Leistungsverlust über das Ventil.

Der genaue Druckverlust kann mit vertretbarem Aufwand nur empirisch ermittelt werden. Dazu wäre ein Versuchsaufbau notwendig. Manche Amateurenhersteller legen ihren Ventilen Diagramme bei in welchen der Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms, der Viskosität des Öles und der Schaltstellung ersichtlich ist. Damit kann der Druck- und Leistungsverlust in einem Ventil abgeschätzt werden.

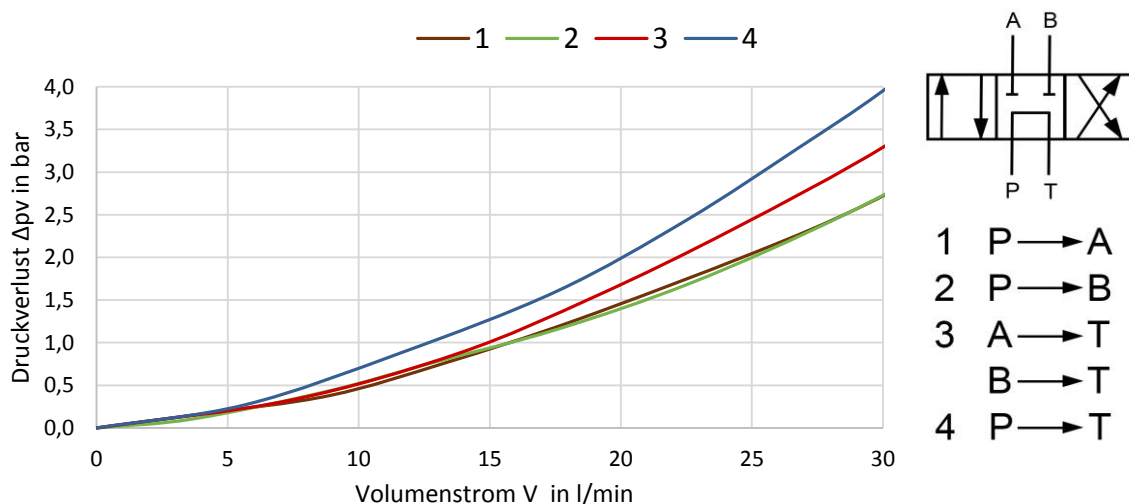


Abbildung 4.14: Druckverlust Δp_V eines 4/3-Wege-Ventiles, bei einer kinematischen Viskosität von $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$ [FIH14]

In Abbildung 4.14 ist der Druckverlust eines Wege-Ventiles ersichtlich. Dieser Verlust ist von der kinematischen Viskosität des Öles und dem Volumenstrom abhängig. Die kinematische Viskosität ist dabei wieder von der Temperatur des Öles abhängig. Der Druckverlust ist auch von der Durchströmung des Ventiles abhängig. Da in verschiedenen Stellungen andere Hindernisse die Durchströmung des Öles unterschiedlich stark erschweren.

Der Volumenstrom in der Hydraulischen Anlage beträgt ca. 7,5l/min. D.h., dass bei diesem Ventil mit der vorhandenen Viskosität des Öles, ein Druckverlust von ca. 0,6bar auftreten würde.

Es gibt Modelle zur Beschreibung der Strömungswiderstände, welche mit einfachen Formeln aufgebaut sind. Es wird mit Faktoren gearbeitet, welche aber durch Messungen bestimmt werden müssen. [WIG11]

4.2.5 Hydraulikleitungen

Für die Berechnung des Druckverlustes in Hydraulikleitungen gibt es einen Formalismus, welcher in sehr vielen Literaturstellen genau behandelt wird.

Berechnung des Druckabfalls in den Leitungen [GRO12]

Bei einer realen verlustbehafteten Strömung herrscht Reibung aufgrund der Viskosität des Fluids. Durch diese Reibung wird Strömungsenergie in Wärme umgewandelt. Die Reibungsverluste äußern sich in einem Druckabfall zwischen dem Leitungsanfang und dem Leitungsende. Dieser Druckabfall wird mit der Bernoulli-Gleichung ermittelt.

$$\Delta p_R = \lambda_R \frac{l \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot w^2}{d \cdot 2} \quad \text{Gleichung 4.17}$$

Für eine isotherme und laminare Strömung ist die Rohrreibungszahl λ_R nur von der Reynoldszahl abhängig. Die Reynoldszahl wird durch die folgende Gleichung

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{öl}(T)}} \quad \text{Gleichung 4.18}$$

Tabelle 4.5: Beschreibung der Variablen zu Gleichung 4.17 und Gleichung 4.18

Variable	Erklärung
λ_R	Rohrreibungszahl
l	Leitungslänge
d	Leitungsdurchmesser
$\rho_{\text{öl}}$	Dichtes des Fluids
w	Strömungsgeschwindigkeit
$\nu_{\text{öl}(T)}$	Kinematische Viskosität

Dabei ist die Viskosität von der Temperatur und der Zusammensetzung des Öles abhängig. Die Strömungsgeschwindigkeit wird vom Elektromotor und seiner Drehzahl vorgegeben. Der Innendurchmesser des Rohres ist durch die verwendeten Rohre und Schläuche vorgegeben.

Bei einem maximalen Innendurchmesser des Schlauches von 12,7mm, einer kinematischen Viskosität des Öles bei 10°C von 31mm²/s und einer maximalen Strömungsgeschwindigkeit des Fluids von ca. 700mm/s wird eine maximale Reynoldszahl von 290 erreicht. Der Punkt bei dem die Strömungsform zwischen laminar und turbulent umschlägt, liegt bei der kritischen Reynoldszahl von 2320. Daraufhin wird das System als laminar angesehen und in weiterer Folge werden die Berechnungen für eine laminare Strömung verwendet.

Dies bedeutet aber keinesfalls, dass im System lokal keine turbulenten Strömungen auftreten können. In sehr kleinen Strömungsquerschnitten, welche in den 2/2-Wege-Ventilen und den Kupplungen vorkommen, wird sehr wohl turbulente Strömung vorliegen. Diese lokalen Stellen können nur sehr schwer mit einfachen mathematischen Formalismen beschrieben werden. Dies ist hier auch nicht Gegenstand dieser Arbeit und deswegen wird darauf verzichtet.

Die Gleichung für die Rohrreibungszahl lautet

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad \text{Gleichung 4.19}$$

Damit können die Druckverluste in den Rohren mit einem Innendurchmesser von 12mm und in den flexiblen Schläuchen mit einem Innendurchmesser von 12,7mm bestimmt werden.

Bei den gegebenen Voraussetzungen wie der Drehzahl n_{EM} des Elektromotors von ca. 1420U/min und den verwendeten Rohren und Schläuchen ist die Temperatur des Öles der größte Faktor für den Druckverlust in den Rohren und Schläuchen. Die Änderung der Temperatur und damit die Änderung der Viskosität des Öles haben einen wesentlichen Einfluss auf die Verluste in der hydraulischen Anlage. Da die Strömung des Öles stark erschwert wird.

Durchmesser der Leitungen

Die Leitungen bestehen aus Rohren und flexiblen Schläuchen. Wobei die Krümmungen in den Schläuchen sehr gering sind, sodass sich hier kein nennenswerter Verlust ergibt. Der Innendurchmesser des Rohres beträgt 12mm, daraus ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von 718mm/s. Der Innendurchmesser des Schlauches ist ein wenig größer und beträgt 12,7mm. Daraus ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von 641mm/s. Diese Werte werden bei einem praktischen Volumenstrom \dot{V} von 132cm³/s errechnet. In der Literatur werden für Druckleitungen mit einem Druck von > 50bar maximale Strömungsgeschwindigkeiten von 3 – 4 m/s angegeben.

Bei Drücken von 50 bis 100bar sind es 4 – 5m/s. [FIN06] Wobei sich bei solchen Strömungsgeschwindigkeiten die Verluste in den Leitungen in Folge von Reibung deutlich erhöhen würden.

4.2.6 Kupplungen

Die Kupplungen sind vor und nach den Zylindern eingebaut. Sie erleichtern das Montieren und auch das Wechseln von Schläuchen oder dem ganzen Zylinder erheblich. Durch diese Kupplungen kann das Öl auf beiden Kupplungsseiten nicht austreten. Wären diese Kupplungen nicht verbaut, müsste man zum Wechseln von Bauteilen einen Auffangbehälter verwenden, denn das Öl würde unbehindert aus der Leitung ausströmen.

Der Nachteil dieser Kupplungen ist jedoch eine Querschnittsveränderung und damit verbunden natürlich eine Behinderung der Strömung, was wiederum einen Druckabfall über die Kupplung zur Folge hat.

Eine Berechnung des Druckabfalls ist bei solch einem Bauteil, ähnlich wie bei Ventilen, nur sehr schwer möglich und mit sehr hohem Aufwand verbunden. Dazu wäre es notwendig ein CFD-Modell zu erstellen.

In weiterer Folge wird der Druckverlust in Abhängigkeit von Absolutdruck und Temperatur angenommen.

4.2.7 Öl

Das Öl ist ein wesentlicher Bestandteil jeder Hydraulikanlage. Bei der Auswahl von Ölen muss darauf geachtet werden, dass das Öl bei herrschenden Temperaturen ausreichend dünnflüssig bleibt. Es muss aber auch sichergestellt werden, dass das Öl bei höheren Temperaturen nicht zu dünnflüssig wird, denn ansonsten würden die Leckageverluste unzumutbar hoch werden. Es ist auch darauf zu achten, dass das Öl schmierend wirkt.

In dem HYDROSTAR® ZV wird ein spezielles Öl aus der Raumfahrt verwendet, da diese Hydrauliköle bei geringen Temperaturen in einem gewissen Maße auch noch dünnflüssig sind. Das verwendete Öl auf Mineralölbasis nennt sich AeroShell Fluid 41. Das dazugehörige Viskositäts-Temperatur-Diagramm ist in Abbildung 4.15 dargestellt.

Viskosität des Öles [FIN06]

Die Viskosität ist ein Maß für die innere Reibung der Flüssigkeit. Eine hohe Viskosität verursacht höhere Druckverluste im gesamten Hydrauliksystem und bewirkt bei sehr hohen Werten den

Totalausfall der Anlage. Die Zähigkeit wird meist in Viskositäts-Temperatur-Diagrammen abgebildet.

Bei sehr geringen Viskositätswerten, welche bei hohen Temperaturen auftreten, werden die Leckageverluste in der Hydraulikpumpe sehr groß. Dieser Umstand kann zu einer zu geringen Arbeitsgeschwindigkeit der Hydraulikanlage führen.

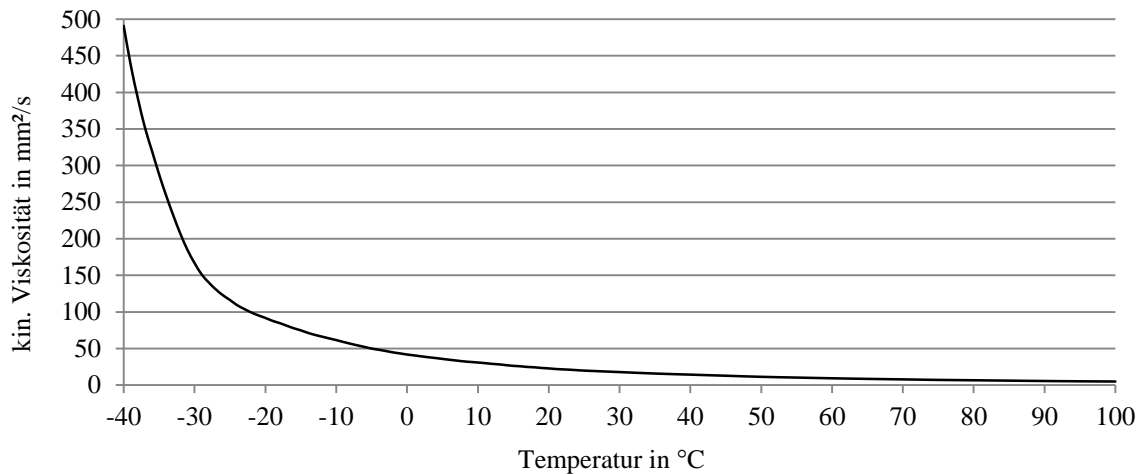


Abbildung 4.15: Viskositäts-Temperatur-Diagramm des Mineralöles AeroShell Fluid 41

Die Bestimmung der Betriebstemperatur ist ohne Messungen nicht möglich. Bei der Auslegung von Hydraulikanlagen bleibt die Temperatur aus diesem Grund ein Unsicherheitsfaktor. Vor allem bei großen Temperaturschwankungen kann die Viskosität ein Problem werden, weil diese dann nicht ständig im optimalen Bereich liegen kann.

Bei der Anlage des HYDROSTAR® ZV werden die Hydraulikleitungen bodennah verlegt. Dadurch ist anzunehmen, dass das Öl bei tiefen Temperaturen der Umgebungsluft wärmer als diese sein wird. Wenn man bedenkt, dass in Teilen Russlands, die Außentemperatur über längere Zeit -40 bis -60°C betragen kann, dann ist in Abbildung 4.15 ersichtlich, dass die Viskosität stark zunimmt. Ein weiterer Aspekt sind die Strömungsverluste in der gesamten Hydraulikanlage. Bei der Durchströmung dieser Armaturen wird im Öl Druck abgebaut und somit entstehen Leistungsverluste. Diese Energie geht als Wärme in das Öl über und erwärmt dieses. Da die Umstellung aber nur vier bis sieben Sekunden dauert, wird dieser Effekt nur eine geringe Auswirkung haben. Temperaturerhöhungen, bei stationären Strömungen, infolge von Druckverlusten werden in [WIG11] dargestellt.

Tabelle 4.6: Weitere Eigenschaften des Öles AeroShell Fluid 41

Eigenschaft	Wert
Dichte	0,874 kg/dm ³
Wassergehalt	< 100 ppm
Farbe	rot
Pourpoint	< -60 °C

Der Pourpoint [FIN06] beschreibt die Temperatur, bei welcher das Öl gerade noch fließt.

Die Dichte bei 15.6°C beträgt 0,874 kg/dm³ und ändert sich natürlich mit der Temperatur des Fluids. Dieser Umstand wird in dieser Arbeit aber vernachlässigt, weil die Auswirkungen sehr klein sind. Es ist auch nicht bekannt welche Temperatur das Öl, lokal im System, aufweist. Da der Umstellvorgang nur ein paar Sekunden dauert, wird sich das Öl lokal nicht sehr stark erwärmen, wie es beispielsweise bei einem Dauerbetrieb der Fall wäre. Die Erwärmung des Öles wird durch jeden einzelnen Verlust im Hydrauliksystem hervorgerufen. Diese Verlustleistung wird in Wärme umgewandelt und an das Öl und die Umgebung abgegeben.

Dichte des Öles

Die Dichte des Öles ist von der Temperatur und dem Druck abhängig. Wobei die Druckabhängigkeit bei kleinen Drücken, wie im der Fall des HYDROSTAR® ZV, eine untergeordnete Rolle spielt. Die Abhängigkeit der Dichte von der Temperatur, bei konstantem Druck, ist in Gleichung 4.20 dargestellt. Wobei der Volumenausdehnungskoeffizient bei konstantem Druck $\alpha_{\text{öl},V,T} = 0,00065 \text{ 1/K}$ beträgt. Eine Temperaturdifferenz von 50°C bewirkt demnach eine Dichteänderung von 3,3 %. Das würde bei einem geschlossenem System ohne Speicher zu Druckanstiegen führen. [BAU11]

$$\rho_{\text{öl}(T)} = \frac{\rho_{\text{öl},15^\circ\text{C}}}{[1 + \alpha_{\text{öl},V,T} \cdot (T_{\text{öl}} - 15^\circ\text{C})]} \quad \text{Gleichung 4.20}$$

Wassergehalt des Öles [FIN06]

Der Wassergehalt sollte weniger als 100ppm (Part per Million) betragen, was bei diesem Öl der Fall ist. Diese Eigenschaft ist von besonderer Bedeutung, da dieser Umstand als Ausfallskriterium für eine Hydraulikanlage oft unterschätzt wird. Wasser kann zusätzlich bei der Befüllung des Systems oder bei Undichtheiten in das Öl gelangen. Wasser in disperser Form (Wasser-in-Öl-Emulsion) kann Schäden an der Hydraulikanlage anrichten. Im Weiteren werden einige Punkte aufgezählt:

- Beschleunigt die Ölalterung durch Oxidation

- Setzt den Verschleißschutz des Öles herab
- Setzt die Filtrierbarkeit herab
- Zerstört Dichtungen durch Quellung, insbesondere Dichtungen aus Polyurethan

Kompressibilität [FIN06]

Die Kompressibilität des Öles ist bei Systemen mit großen Ölmengen und hohen Drücken nicht zu unterschätzen. Vor allem Druckstöße in langen Leitungen, sowie auch auftretende Elastizitäten im System sind dann die Folge. Dabei tritt eine Volumenverminderung im System auf.

4.3 Mechanische Komponenten

Nachdem die Hydraulik behandelt wurde, beschäftigt sich der nächste Abschnitt mit den mechanischen Komponenten. Die wesentlichen Einzelbauteile im mechanischen Aufbau sind die zwei Zungenschienen, welche auf den Gleitstühlen, oder falls vorhanden auf Umstellhilfen mit Rollensystem gleiten oder rollen. Bei der Zungenschiene handelt es sich im Wesentlichen um einen Träger, welcher als Federelement dargestellt werden kann. Während der Bewegung verbiegen sich die Zungenschienen und verursachen dabei Kräfte. Die Zungenschienen bestehen aus einem speziellen metallischen Schienenwerkstoff. Die Biegung der Zungenschienen befindet sich im elastischen Bereich.

4.3.1 Umstellhilfe Piroll

Die Umstellhilfe Piroll wurde teilweise schon in Abschnitt 2.3.1 behandelt. Dabei wurde der Gesamtreibkoeffizient des Rollensystems betrachtet.

Ein weiterer Betrachtungspunkt ist die Höhenlage der Rollen. Bei Veränderung dieser Höhenlage muss die Zungenschiene höher oder weniger hoch angehoben werden. Dieser Umstand führt zu sehr unterschiedlichen Energiemengen, welche bei der Anhebung von einer Zungenschiene erforderlich sind.

In Abbildung 4.16 ist die Auffahrhöhe dargestellt. Es handelt sich dabei um eine schematische Darstellung, welche zeigen sollte über welchen Teil der Rolle die Zungenschiene rollt. Bei der Auffahrhöhe sollte in der Praxis ein Wert zwischen 1 und 2,5mm, in der verlegten Weiche, erreicht werden. Diese Differenz der Auffahrtshöhe von 1,5mm ergibt deutliche Unterschiede bei der erforderlichen Energiemenge für das Anheben der Zungenschiene. Es wird dabei auch die erforderliche durchschnittliche Leistung über die Auffahrlänge l_{auf} verändert. Die Auffahrlänge und die Auffahrhöhe sind durch den Radius nicht linear zueinander und daher entsteht auch der

Leistungsunterschied zwischen den unterschiedlichen Auffahrhöhen. Die durchschnittliche Leistung über das Auffahren nimmt mit höher stehender Rolle zu.

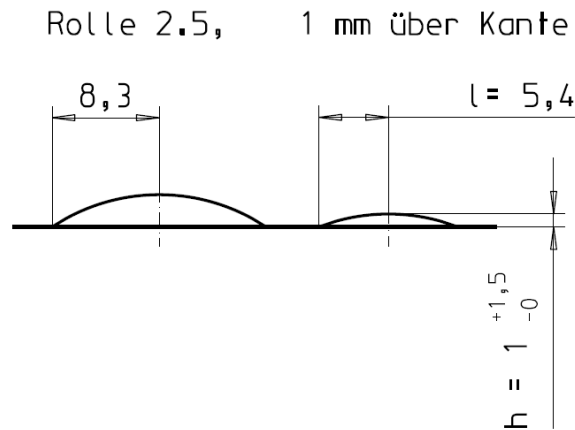


Abbildung 4.16: Darstellung der überfahrenen Rolle, Auffahrtshöhe/-länge der Zungenschiene

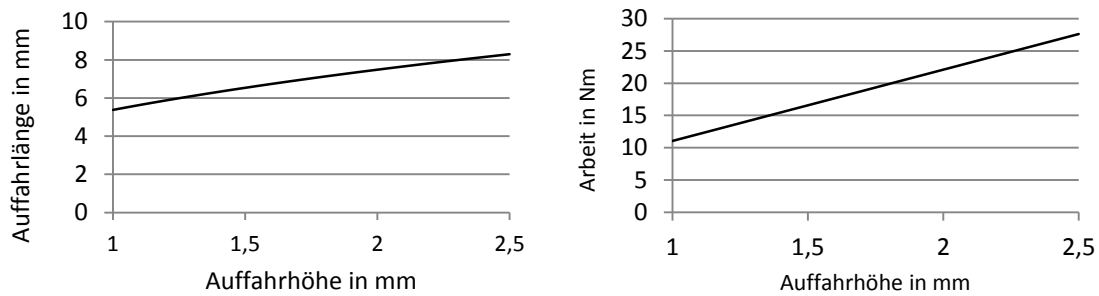


Abbildung 4.17: Links: Auffahrlänge über der Auffahrtshöhe, Rechts: erforderliche Arbeit zum Anheben der Zungenschiene

In Abbildung 4.17 rechts ist die erforderliche Arbeit für das Anheben der Zungenschiene, über der Auffahrtshöhe, ersichtlich. Dieser Zusammenhang ist linear und entspricht der potentiellen Energie $E_{pot} = m_Z \cdot g \cdot h_{auf}$. Wobei als Gewicht der Zunge $m_{ZA} = 1125kg$ verwendet wurde. Dieses Gewicht ist geringer als das Gesamtgewicht der Zunge, weil das Gewicht zwischen der Einspannstelle und der dritten Umstelleben nur zur Hälfte angehoben werden muss.

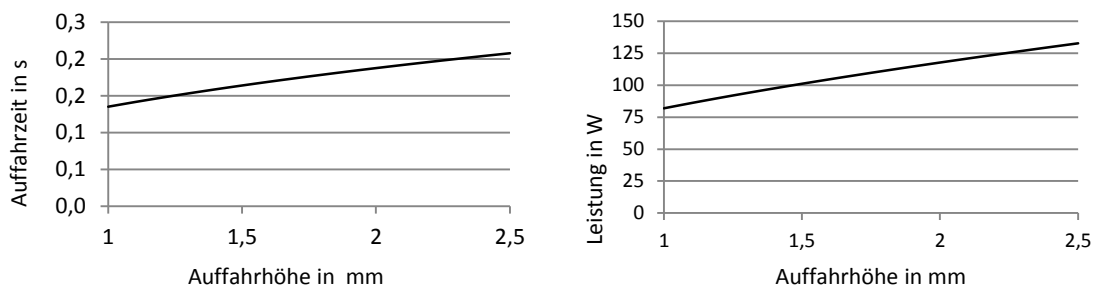


Abbildung 4.18: Auffahrzeit und erforderliche Leistung beim Auffahren der Zungenschiene

Beim Auffahren der Zunge über die Rolle bewegt sich die Zungenschiene mit der Geschwindigkeit des Zylinders $\dot{x}_{Z,U}$. Die Auffahrlänge ist bereits bekannt und somit kann die Auffahrzeit berechnet werden. Mit der erforderlichen Auffahrarbeit und der Auffahrzeit kann die erforderliche durchschnittliche Leistung über den Auffahrvorgang ermittelt werden. Dieser Wert ist allerdings sehr theoretisch. Denn dafür müsste die gesamte Zungenschiene zur gleichen Zeit über alle Rollen auffahren. In der Praxis fährt die Zungenschiene aber nicht gleichzeitig auf alle Rollen auf, dadurch teilt sich diese Auffahrleistung auf einen größeren Zeitabschnitt auf und verringert sich entsprechend.

4.3.2 Umstellen der halben Zungenvorrichtung, eine Zungenschiene

Die Zungenschienen sind die Bauteile, durch welche das Schienenfahrzeug in das Stammgleis, oder in den Abzweiger gelenkt wird. In einer Weiche gibt es zwei Zungenschienen, wobei eine gerade und eine gebogen ist.

In diesem Abschnitt wird nur eine Zungenschiene betrachtet. Der Grund liegt in dem Umstand, dass die Zungenschienen bei der Bewegung einen Hubversatz von 12mm aufweisen. Deshalb können die folgenden Kräfte nicht einfach verdoppelt werden. Die folgenden Modellbetrachtungen können aber für beide Zungenschienen verwendet werden. An dieser Stelle werden nach der Modellerstellung gleich die Stellkräfte berechnet. Dies sei hier kurz erwähnt, weil in den Abschnitten zuvor, keine Zahlenwerte eingesetzt wurden.

Die Zungenschiene ist zum Weichenanfang hin bearbeitet. Durch die Verringerung des Schienenquerschnittes wird auch das Gewicht, welches auf den Untergrund wirkt, geringer. Dies bewirkt eine Verringerung der Reibkräfte im vorderen Teil der Zungenschiene.

Querschnittsfläche der Zungenschienen

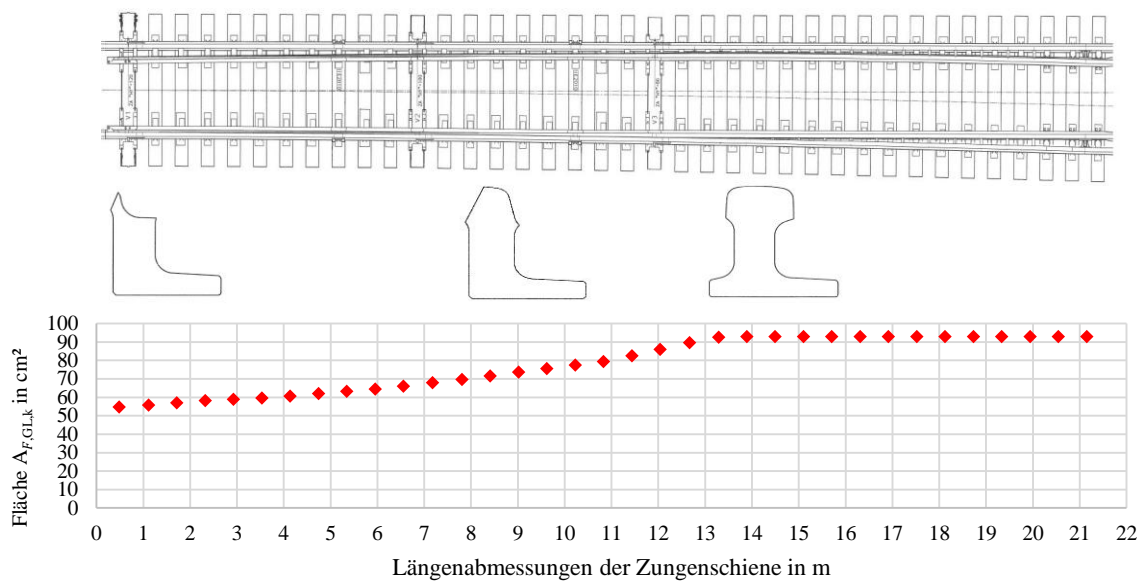


Abbildung 4.19: Querschnittsfläche der Zungenschienen

Die Bezeichnung $A_{F,GL,k}$ beschreibt die Querschnittsfläche der Zungenschiene bei der Position des jeweiligen Gleitstuhles. $A_{F,GL,1}$ wäre der 1. Gleitstuhl, beginnend beim Weichenanfang, dort wo auch die Zungenspitze mit dem kleinsten Querschnitt liegt.

Kraftsituation auf der Zungenschiene

Auf die Zungenschiene wirken vier Arten von Kräften.

- Stellkräfte (Zylinderkräfte) $\Sigma F_{F,St}$
- Reibkräfte $F_{F,R}$
- Federkräfte $F_{F,B}$
- Sonstige Kräfte $F_{F,S}$

Die Kräftebilanz für die Zungenschiene ist in Gleichung 4.21 ersichtlich. Die Kräfte werden in den folgenden Beschreibungen dargestellt. Im Index der folgenden Kräfte ist das F als erster Index angeführt und steht für Fahrbahn, damit die Kräfte der Fahrbahn zugeordnet werden können.

$$\Sigma F_{F,St} - F_{F,S} - F_{F,R} - F_{F,B} = 0$$

Gleichung 4.21

Reibkräfte

Die Reibkräfte $F_{F,R}$ ergeben sich aus dem reibungswirksamen Gewicht der Zungenschiene, multipliziert mit dem Reibkoeffizienten.

Wobei man hier zwischen einer Weiche mit Umstellhilfe und ohne Umstellhilfe unterscheiden muss. Durch die Rollen in der Weiche wird der Reibkoeffizient verbessert und eine flüssigere Bewegung ermöglicht. Das reibwirksame Gewicht der Zungenschiene bleibt jedoch dasselbe, weil sich das Gewicht der Zungenschiene nicht ändert. Die Weichengröße hat eine Auswirkung auf das Gewicht. Bei einer Weiche mit einem größeren Weichenradius wird die Zungenschiene länger, was zur Folge hat, dass sich das reibwirksame Gewicht vergrößert. Das reibwirksame Gewicht m_z einer Zungenschiene beträgt bei der 1200m Weiche 1312kg.

Ohne Umstellhilfe

Im folgenden Abschnitt ist die Berechnung des Gewichtes pro Reibungspunkt dargestellt. Dabei wird, so wie in jedem Abschnitt, die Weiche mit einem Weichenradius von 1200m verwendet. In der ersten Betrachtung sind keine Umstellhilfen verbaut. D.h., dass die Zungenschiene direkt auf den Gleitstühlen gleitet und Reibung zwischen der metallischen Zungenschiene und dem metallischem Gleitstuhl herrscht. Das Gewicht wird dabei aus dem Querschnitt der Zungenschiene am jeweiligen Gleitstuhl, multipliziert mit seiner halben Länge zu seinen benachbarten Gleitstühlen berechnet.

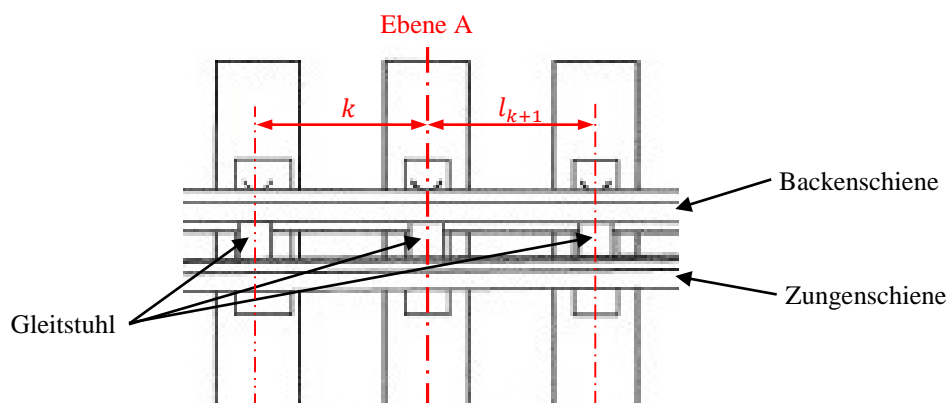


Abbildung 4.20: Berechnung des Gewichtes über einem Gleitstuhl

Das verwendete Profil der Zungenschiene ist das 60E1A1, welches eine Fläche von 92,95cm² aufweist. In Richtung Weichenanfang wird die Zungenschiene durch diverse spannde Bearbeitungen zunehmend dünner, damit sie sich verlaufend an die Backenschiene anschmiegt.

In Abbildung 4.20 ist die Berechnung des Gewichtes der Zungenschiene über einem Gleitstuhl dargestellt. Dabei wird die Zungenschiene in der Ebene A geschnitten gedacht und dabei die Fläche ermittelt. Diese Fläche $A_{F,GL,k}$ ist als gegeben anzunehmen. Sie kann teilweise aus der Fertigungszeichnung der Zungenschiene direkt entnommen, oder mittels Interpolation von Zwischensegmenten errechnet werden. Der Abstand zwischen den Gleitstühlen ist in der Regel der Schwellenabstand.

$$m_{F,GL,k} = A_{F,GL,i} \cdot \frac{(l_k + l_{k+1})}{2} \quad \text{Gleichung 4.22}$$

$$F_{F,R,GL,k} = m_{F,GL,k} \cdot g \cdot \mu_{F,Gl} \quad \text{Gleichung 4.23}$$

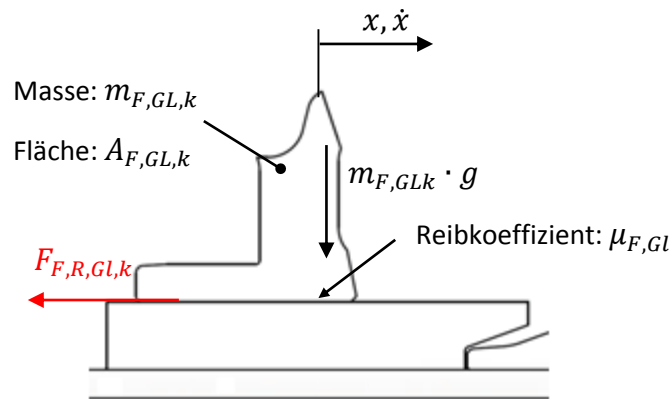


Abbildung 4.21: Modell zur Ermittlung der Reibkräfte am Gleitstuhl ohne Umstellhilfen

Die Reibkraft $F_{F,R,GL,k}$ auf einem Gleitstuhl ist in Gleichung 4.23 [WOK09], das Modell dazu in Abbildung 4.21, ersichtlich. Dabei wird das Standardmodell für Festkörperreibung verwendet. Dieses Modell wird bei jedem Gleitstuhl angewandt. Dabei ändert sich die Querschnittsfläche der Zungenschiene und in einem kleine Maße auch die verwendete Länge des Querschnittes. Dadurch sind die Gewichtskräfte am Zungenanfang geringer, wie am Zungenende wo das gesamte Zungenschieneprofil 60E1A1 vorliegt.

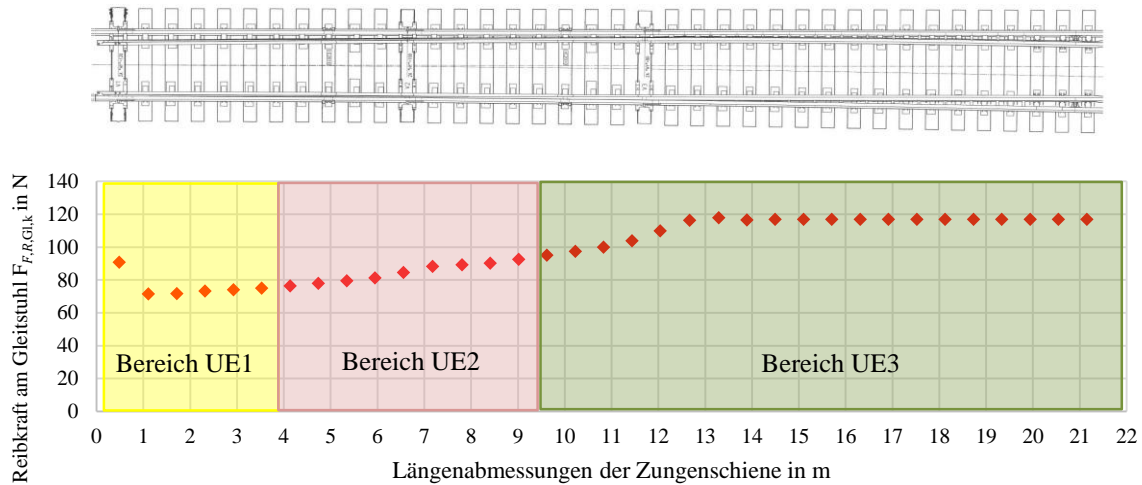


Abbildung 4.22: Reibkraft am Gleitstuhl, von einer Zungenschiene

In Abbildung 4.22 sind die Reibkräfte auf jedem Gleitstuhl aufgetragen. Dabei wurde das Gewicht der Zungenschiene auf dem jeweiligen Gleitstuhl berechnet und mit der Erdbeschleunigung g und dem Gleitkoeffizient $\mu_{F,Gl}$ multipliziert. Der Gleitkoeffizient wurde mit 0,27 angenommen. Dieser Wert wurde auch bei einer Stellkraftberechnung der VAE verwendet.

$$F_{F,R,Gl} = \sum_{k=1}^n F_{F,R,Gl,k} \tag{Gleichung 4.24}$$

Die Summe der Reibkräfte von einer Zungenschiene ist in Gleichung 4.24 dargestellt. Die Summe der Reibkräfte $F_{F,R,Gl}$ beträgt dabei 3476N pro Zungenschiene.

Tabelle 4.7: Reibkräfte in den Umstellebenen und gesamt bei einer Zungenschiene, ohne Umstellhilfen

Kraft	Wert [N]
$F_{F,R,Gl,UE1}$	456
$F_{F,R,Gl,UE2}$	855
$F_{F,R,Gl,UE3}$	2165
$F_{F,R,Gl}$	3476

In Tabelle 4.7 sind die Reibkräfte in den Umstellebenen dargestellt. Dabei wird nur eine Zungenschiene berücksichtigt.

Mit Umstellhilfe

Mit der Umstellhilfe Piroll verändert sich die Reibkraftsituation. Zum Ersten wird der Reibkoeffizient deutlich verringert. Und der zweite Vorteil entsteht beim Anfahrvorgang der Zungenschienenbewegung. Die abliegende Zunge liegt auf den Rollen, was die Haftreibung deutlich senkt.

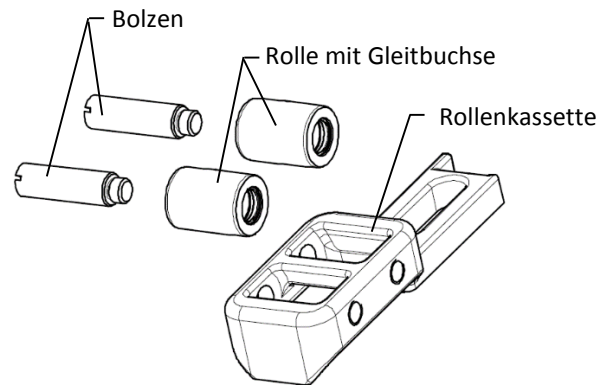
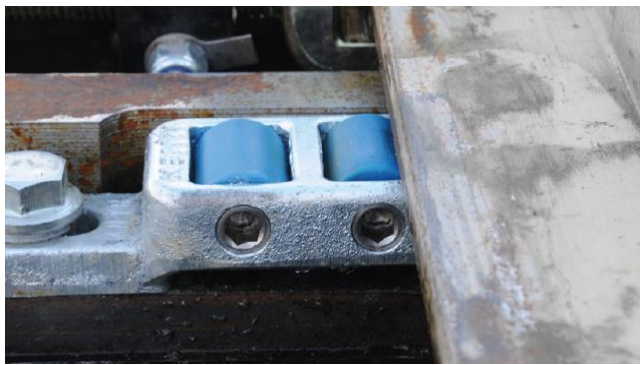


Abbildung 4.23: Darstellung der Piroll Umstellhilfen, Explosionsdarstellung mit den wichtigsten Komponenten

In Abbildung 4.23 links ist eine Rollenkassette im eingebauten Zustand ersichtlich. Im rechten Bild ist von derselben Rollenkassette eine Explosionsdarstellung zu sehen.

Der Bolzen wird fest in der Rolle verschraubt und steht still. Die Rolle dreht sich auf dem Bolzen. In der Rolle ist eine Gleitbuchse eingepresst. Auf der Innenseite der Gleitbuchse ist eine Teflonschicht aufgebracht, welche auf dem Bolzen gleitet. Der Boden der Zungenschiene rollt hingegen auf der Außenseite der Rolle.

Der Bolzen weist eine Rauigkeit auf. Diese Rauigkeit ist jedoch für die Teflonschicht der Gleitbuchse wesentlich zu grob. Bei ausgebauten Rollen, mit sehr vielen Umstellvorgängen, ist auch ein deutlicher Verschleiß der Teflonschicht ersichtlich.

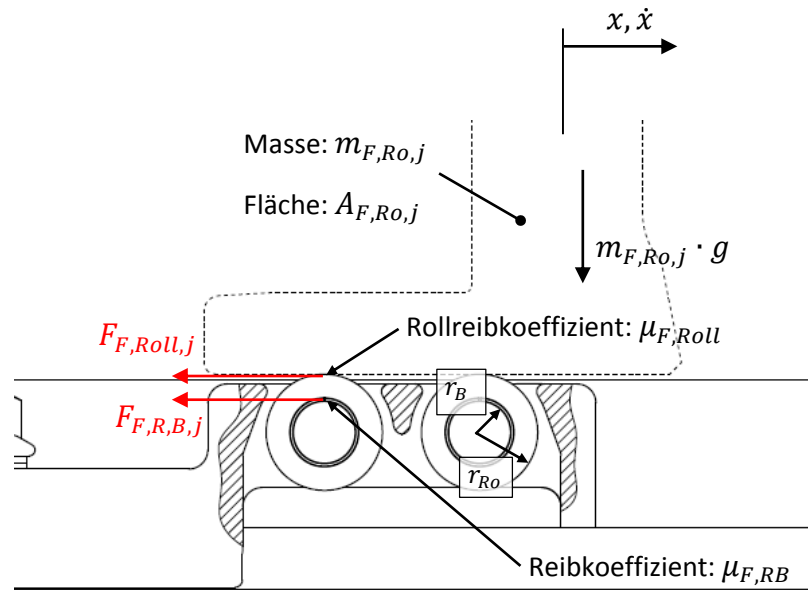


Abbildung 4.24: Modell zur Ermittlung der Reibkräfte am Gleitstuhl mit Umstellhilfen Piroll

Abbildung 4.24 zeigt das Modell der Reibungssituation auf den Rollen. Dabei herrscht Rollreibung, mit dem Rollreibungskoeffizient $\mu_{F,Roll}$, zwischen dem Schienenfuß und den Rollen. Zwischen dem Bolzen und der Gleitbuchse liegt Festkörperreibung vor. Dabei herrscht der Reibkoeffizient $\mu_{F,RB}$. Dieser Reibkoeffizient muss aber auf die Rollenoberfläche zu der Rollreibungskraft reduziert werden. Aus diesem Grund ist dort das Radienverhältnis angeführt. Das Radienverhältnis $\frac{r_B}{r_{Ro}}$ sollte möglichst gering werden. Um dies zu erreichen, müsste der Bolzendurchmesser klein, oder der Rollendurchmesser erhöht werden.

$$m_{F,Ro,j} = A_{F,Ro,j} \cdot \frac{(l_j + l_{j+1})}{2} \quad \text{Gleichung 4.25}$$

$$F_{F,Ro,j} = m_{F,Ro,j} \cdot g \cdot \mu_{F,Roll} \quad \text{Gleichung 4.26}$$

$$F_{F,R,B,j} = m_{F,Ro,j} \cdot g \cdot \mu_{F,RB} \quad \text{Gleichung 4.27}$$

$$F_{F,R,P,j} = F_{F,Roll,j} + \frac{r_B}{r_{Ro}} \cdot F_{F,R,B,j} = m_{F,Ro,j} \cdot g \cdot \left(\mu_{F,Roll} + \frac{r_B}{r_{Ro}} \cdot \mu_{F,RB} \right) \quad \text{Gleichung 4.28}$$

$$F_{F,R,P} = \sum_{j=1}^n F_{F,R,P,j} \quad \text{Gleichung 4.29}$$

Zwischen der Teflonschicht und dem Bolzen herrscht normale Festkörperreibung ohne einem Schmierzusatz. Zwischen dem metallischen Schienenboden und der Rolle herrscht Rollreibung.

Diese zwei Reibformen werden zusammengefasst und es entsteht ein kombinierter Reibkoeffizient $\mu_{F,P} = \mu_{F,Roll} + \frac{r_B}{r_{Ro}} \cdot \mu_{F,RB} = 0,125$ für das System Piroll.

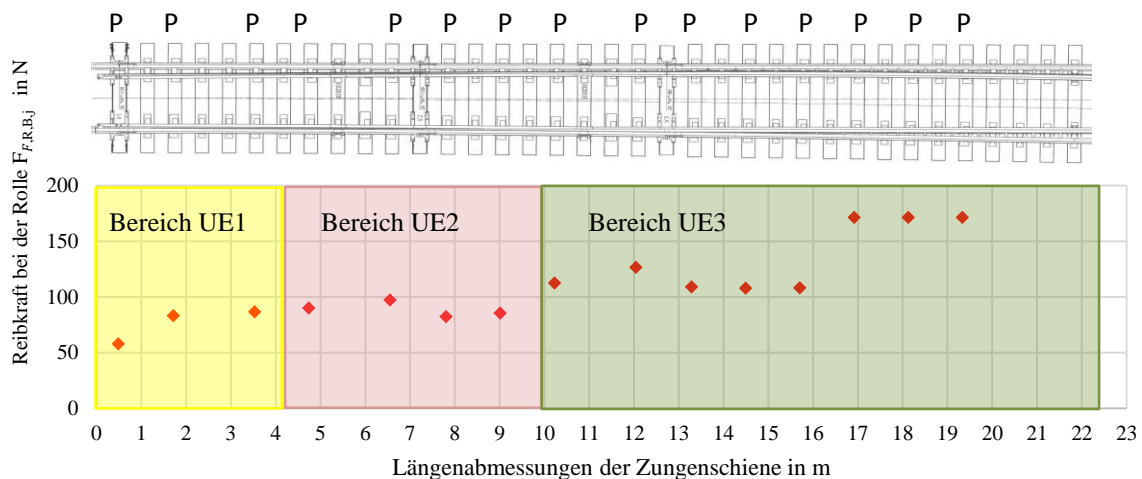


Abbildung 4.25: Reibkraft bei der Rolle, von einer Zungenschiene

In Abbildung 4.25 sind die Reibkräfte über den Rollen dargestellt. In dieser Weiche sind pro Zungenschiene 15 Rollenkassetten verbaut. Der Rollreibkoeffizient wurde mit 0,005 angenommen und der Reibkoeffizient zwischen Bolzen und Gleitbuchse ergibt, sich mit den Radien des Bolzens r_B und dem Rollenradius r_{Ro} , mit 0,225. Daraus wird ein Gesamtreibkoeffizient, unter Einbeziehung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Rolle und Bolzen für die Piroll Umstellhilfe, von 0,125 berechnet. Dieser Wert wurde unter Einbeziehung der Druckmesskurven ermittelt und liegt wesentlich unter jenem von der Umstellung ohne Umstellhilfen. In Abbildung 4.25 ist ersichtlich, dass die drei Rollenkassetten auf der rechten Seite die größten Kräfte aufnehmen. Die Länge der Zungenschiene zwischen den drei Rollenkassetten und weiter bis zur Einspannstelle ist dabei sehr groß, was ein hohes Gewicht nach sich zieht und zu hohen Normalkräften führt. Dazu weißt die Zungenschiene dort den gesamten unbearbeiteten Zungenschiennenquerschnitt auf.

Die Summe der Reibkräfte $F_{F,R,P}$ bei einer Zungenschiene mit Piroll beträgt $1664N$. Dieser niedrige Wert, im Gegensatz zur Umstellung ohne Piroll, kommt einzig und alleine durch den niedrigen Reibkoeffizienten zustande. Das reibwirksame Gewicht der Zungenschiene ist in beiden Fällen dasselbe.

Tabelle 4.8: Reibkräfte in den Umstellebenen und gesamt bei einer Zungenschiene mit Umstellhilfen (Piroll)

<i>Kraft</i>	Wert [N]
$F_{F,R,P,UE1}$	228
$F_{F,R,P,UE2}$	356
$F_{F,R,P,UE3}$	1080
$F_{F,R,P}$	1664

Die treibenden Faktoren für die Reibkräfte sind aus theoretischer Sicht das Gewicht der Zungenschienen und der Reibkoeffizient.

Biegekräfte

Die zwei Zungenschienen werden während des Umstellvorganges verbogen und wirken wie große Federelemente, welche mit der Balkentheorie berechnet werden können. Die Biegung der Zungenschienen geschieht durch die Krafteinleitung in den Umstellebenen, welche durch die Zylinder bewerkstelligt wird.

Die Berechnung der Biegekräfte wird mit der Balkentheorie vorgenommen. Dabei wird die Vereinfachung getroffen, dass die Verbiegung sehr klein ist. Daraus wird die Biegelinie abgeleitet, welche allgemein in der folgenden Gleichung 4.30 ersichtlich ist. [CEC04]

$$E \cdot I_y \cdot w''(x) = -M_y(x) \quad \text{Gleichung 4.30}$$

Um die Zungenschienen in eine Endlage biegen zu können, ist eine Kraft notwendig. Bei der Wegnahme der Kraft, in den Endlagen, werden die Zungenschienen wieder in ihre Ausgangslagen zurückkehren. Dieser Ausgangszustand wird spannungslose Lage genannt und in Abbildung 4.26 dargestellt.

Spannungslose Lage

Die spannungslose Lage kann an einer Weiche ermittelt werden. Dafür werden die Zungenschienen auf gelagerte Führungsleisten gelegt. Die Zungenschiene bewegt sich dann auf ihre spannungslose Lage hin. Diese Lage wird bei dem folgenden Modell so angenommen, dass sie sich in allen Umstellebenen in der Mitte des jeweiligen Stellhubes befindet. Das hat den Vorteil, dass mit einem Modell beide Zungenschienen dargestellt werden können. Wäre die spannungslose ein Drittel zu zwei Drittel, müssten eigene Beigelinien berechnet werden. Wie diese spannungslose Lage tatsächlich vorzuliegen hat, hängt von den Richtlinien der jeweiligen Bahnverwaltung ab.

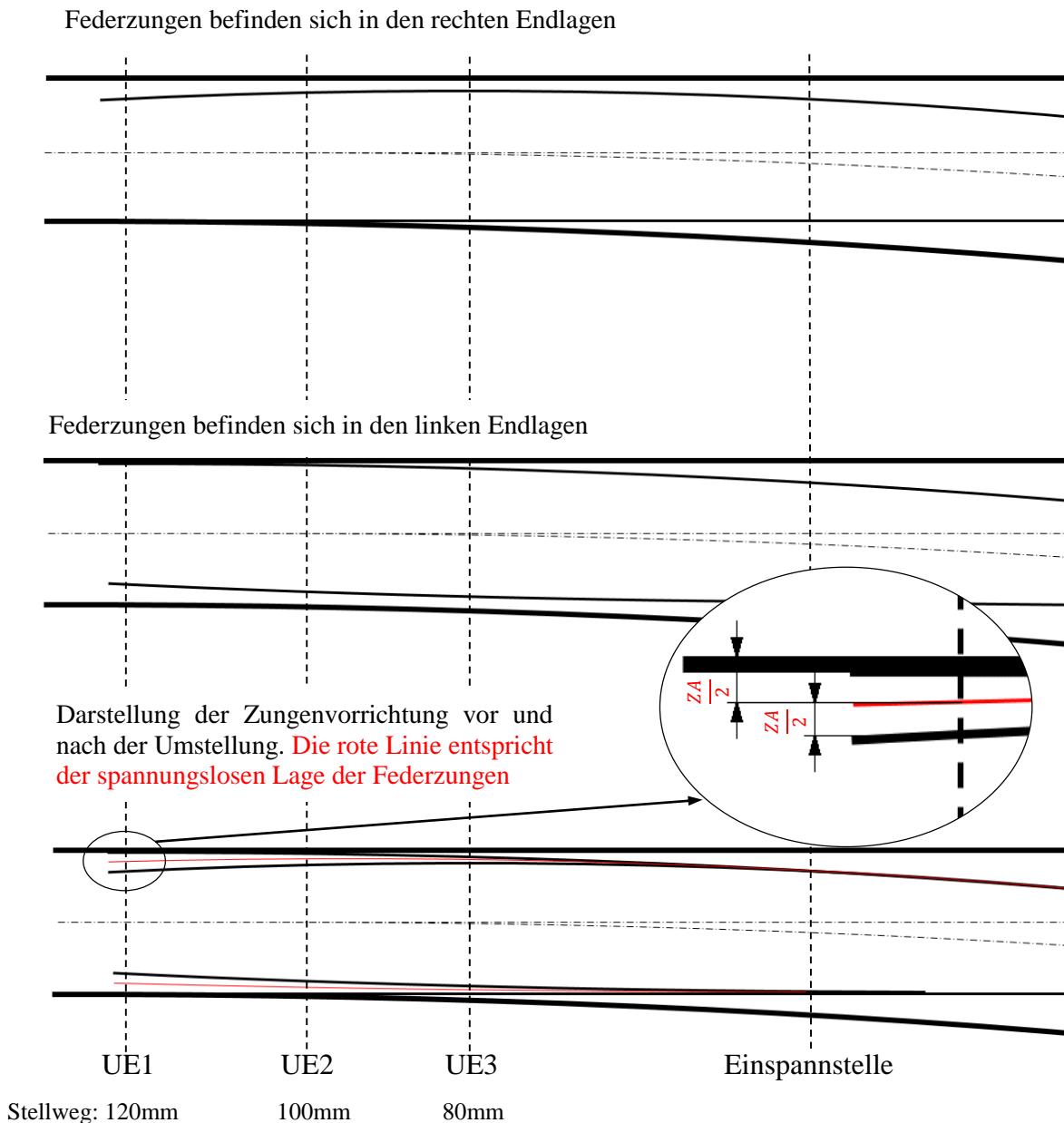


Abbildung 4.26: Darstellung der Zungenvorrichtung vor/nach der Umstellung, Spannungslose Lage der Federzungen (Bild unten)

Wie die spannungslose Lage theoretisch aussieht wird in Abbildung 4.26 erläutert. Im obersten Bild befinden sich die Federzungen in der rechten Endlage. Nach der Umstellung erreichen die Federzungen ihre linken Endlagen, welche im mittleren Bild ersichtlich sind. In der untersten Darstellung sind die ersten zwei Bilder übereinander gelegt. Dort sind die zwei Federzungen jeweils in der linken und der rechten Endlage dargestellt. Die spannungslose Lage der Zungenschiene ist genau mittig zwischen diesen Endlagen. D.h., dass sich die spannungslose Lage in den Umstellebenen, einen halben Zungenaufschlag von einer Endlage entfernt, befindet. Das ist

in dem elliptischen Detail ersichtlich. Damit ist die Biegelinie der Federzungen während eines Umstellvorganges geometrisch beschreibbar und demnach auch errechenbar.

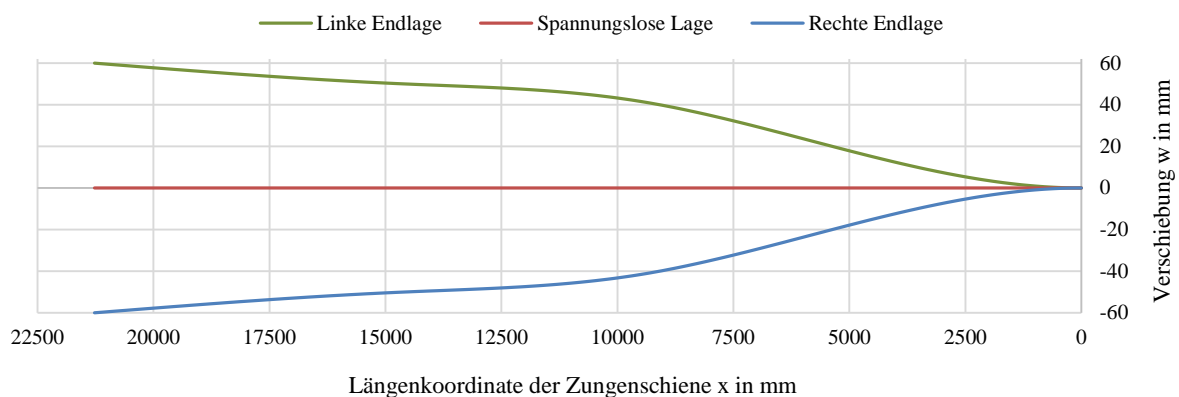


Abbildung 4.27: Endlagen und spannungslose Lage der Zungenschiene

In Abbildung 4.27 ist das Modell der Zungenschienebiegung ersichtlich. Wenn man sich einen Umstellvorgang von links nach rechts vorstellt, befinden sich die zwei Zungenschiene am Beginn des Vorganges in den linken Endlagen. Von dort ausgehend würden die Zungenschiene gerne ihre spannungslose Lage erreichen. D.h., dass am Anfang des Umstellvorganges die Federwirkung der Zungenschiene den Umstellvorgang erleichtert. Diese Wirkung ist am Anfang des Umstellvorganges am größten und nimmt bis zur spannungslosen Lage linear ab. Ab der spannungslosen Lage müssen die Kräfte für die Verbiegung zusätzlich aufgebracht werden.

Um die Kräfte für die Verbiegung berechnen zu können, wurde die Zungenschiene in drei Teile geteilt. Diese Einteilung ist in Abbildung 4.28 ersichtlich.

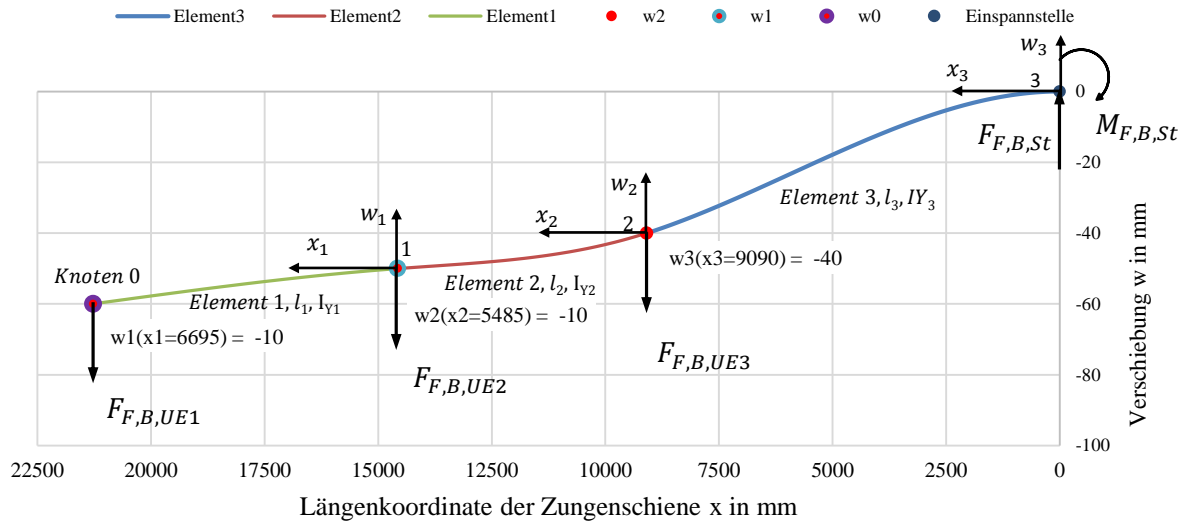


Abbildung 4.28: Modell der Zungenschienebiegeline im verbogenen Zustand

In Abbildung 4.28 sind die Kräfte $F_{F,B,UE1}$, $F_{F,B,UE2}$ und $F_{F,B,UE3}$ für die Verbiegung der Zungenschiene dargestellt. Diese Kräfte befinden sich in den Knoten 0 bis 2, welche die Umstellebenen darstellen. Zwischen den Knoten befinden sich die drei Biegeelemente, welche alle ein konstantes aber unterschiedliches Flächenträgheitsmoment aufweisen. Die Flächenträgheitsmomente im roten und im grünen Element verändern sich, weil sich die Querschnittsfläche der Zungenschiene ändert. Dieser Umstand wird zugunsten einer vereinfachten Berechnung vernachlässigt.

Der Knoten 3 stellt die Einspannstelle dar. Dort können keine Verschiebungen und Verdrehungen stattfinden. Dafür kann die Einspannstelle ein Stützmoment $M_{F,B,St}$ und eine Stützkraft $F_{F,B,St}$ aufnehmen. Die Knoten 0 bis 2 stellen die Umstellebenen dar. Dort werden die Stellkräfte eingeleitet. Die drei Elemente werden mit eigenen Biegelinien dargestellt. Diese Biegelinien sind in den Knoten durch die Neigung $w'(x)$ gekoppelt. Um die Biegelinie der Zungenschiene berechnen zu können, ist es notwendig die Biegemomentengleichungen innerhalb der Elemente aufzustellen. Danach setzt man die Gleichungen der Biegemomente in die Biegelinien ein und integriert einmal für die Neigung und ein zweites Mal für die Verschiebung der Zungenschiene. Nachdem diese Schritte durchgeführt wurden, konnten in Excel die erforderlichen Kräfte, in Abhängigkeit der Stellhöhe berechnet werden. Dieses Problem wurde mit dem Solver, einem Tool in Excel, gelöst.

Die Ergebnisse wurden mit einem ausgereiften Onlinetool auf Richtigkeit überprüft. [DAD15]

Die geometrischen Eigenschaften für die Berechnung sind in Tabelle 4.9 und Tabelle 4.10 dargestellt.

Tabelle 4.9: Geometrische Eigenschaften der Trägerelemente

<i>Element e</i>	<i>Länge l_e</i> [mm]	<i>Flächenträgheitsmoment $I_{y,e}$</i> [mm ⁴]
3	9090	7412000
2	5485	5800000
1	6695	5200000

Tabelle 4.10: Geometrische Eigenschaften der Knoten und Verschiebung in der Endlage

<i>Knoten n</i>	<i>Längenkoordinate x_n</i> [mm]	<i>Verschiebung w_n</i> [mm]
3	0	0
2	9090	-40
1	14575	-50
0	21270	-60

Unter den geometrischen Bedingungen und dem Elastizitätsmodul für Stahl mit $E = 210000N/mm^2$ können die erforderlichen Kräfte für die Biegung der Zungenschiene berechnet werden.

Tabelle 4.11: Notwendige Kräfte zur Biegung der Zungenschiene in eine Endlage, welche in Abbildung 4.28 dargestellt ist

<i>Kraft</i>	Wert [N]
$F_{F,B,UE1}$	39
$F_{F,B,UE2}$	-393
$F_{F,B,UE3}$	880
$F_{F,B,St}$	526

In Tabelle 4.11 sind die notwendigen Kräfte für die Verbiegung der Zungenschiene, hin zu einer Endlage dargestellt. Dabei spielt es keine Rolle welche Endlage dargestellt ist. Es fällt ins Auge, dass die Kraft $F_{F,B,UE2}$ in der 2. Umstellebene entgegen der dargestellten Krafrichtung von Abbildung 4.28 wirkt. Ein weiterer Punkt ist, dass die Kraft in der 3. Umstellebene deutlich den höchsten Wert aufweist. Der Grund dafür ist der geringste Abstand zur Einspannstelle. Die Form der verbogenen Zungenschienebiegeline mit der negativen Kraft in der Umstellebene 2 erhöht diese hohe Kraft zusätzlich.

$$F_{F,B,St} = F_{F,B,UE1} + F_{F,B,UE2} + F_{F,B,UE3} \quad \text{Gleichung 4.31}$$

Die Stützkraft $F_{F,B,St}$ in der Einspannstelle, welche in Gleichung 4.31 dargestellt wird, ist zugleich auch die gesamte notwendige Kraft für die Biegung einer Zungenschiene. Diese Kraft wird zu den Stellkräften addiert.

Die Kräfte für die Biegung der Zungenschiene sind von der Verschiebung w der Zungenschiene abhängig. Die dadurch resultierenden Kräfte sind in den folgenden Tabellen und Abbildungen dargestellt. Dabei muss beachtet werden, dass sich die Hydraulikzylinder zum gleichen Zeitpunkt von den Endlagen wegbewegen und durch die unterschiedlichen Stellwege zu unterschiedlichen Zeitpunkten ihren Hub beenden. Dieser Umstand wird in Abbildung 4.29 ersichtlich. Die oberste (grüne) Linie stellt den Beginn der Umstellung dar. Nach unten hin wird der Stellweg je Biegelinie um 20mm größer. Dies geschieht nur bis zu einem Stellweg von 80mm. Dort beendet die Umstellebene 3 (Längenkoordinate $x=9090\text{mm}$) ihren Stellhub und der Verschluss verriegelt die außenliegenden Zylinderstange. Bei 100mm Stellweg beendet auch die Umstellebene 2 (Längenkoordinate $x=14575\text{mm}$) ihren Stellhub. Von dort weg bewegt sich nur mehr der Zylinder von UE1 in seine Endposition. Die roten Punkte markieren die Knotenpunkte in den Endlagen.

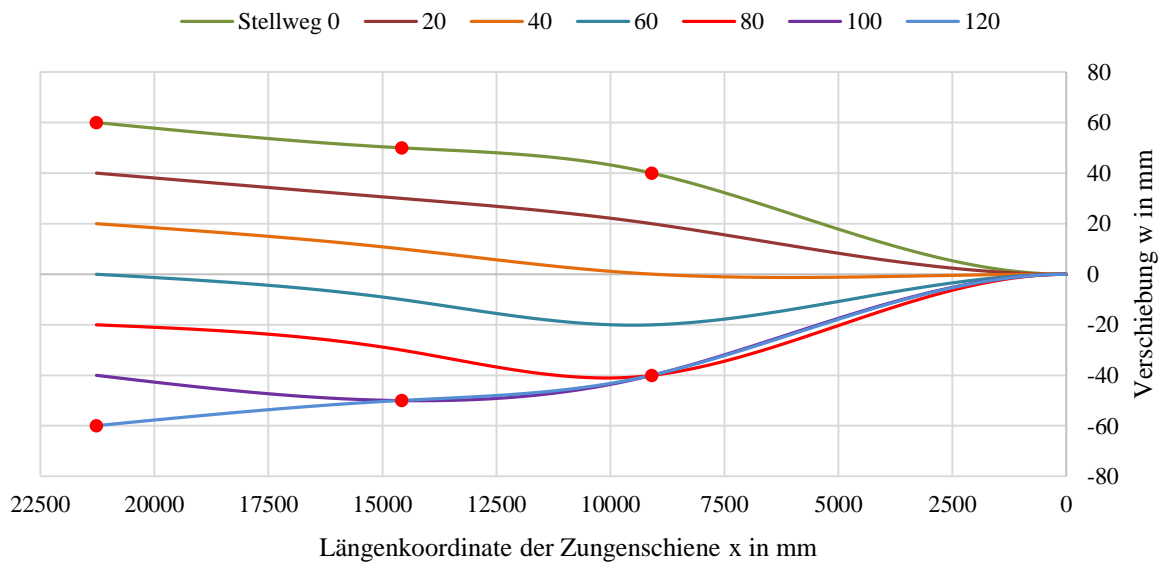


Abbildung 4.29: Die entstehenden Biegelinien beim Umstellvorgang in Abhängigkeit des Stellweges

In Tabelle 4.12 sind die Federkräfte für das Biegelinienmodell in Abbildung 4.29 dargestellt. Der Maximalwert tritt bei einem Stellweg von 80mm auf. Dort muss UE3 für die Biegung der

Zungenschiene einen Spitzenwert von 1435N aufbringen. Danach sinken die Federkräfte, weil die Biegelinie günstiger verläuft wie bei dem Stellweg von 80mm.

Tabelle 4.12: Federkräfte in den Umstellebenen in Abhängigkeit des Stellweges

Parameter		Einheit	Wert						
Stellweg	$x_{F,St}$	[mm]	0	20	40	60	80	100	120
Verschiebung UE3	$x_{Z,3}$	[mm]	40	20	0	-20	-40	-40	-40
Verschiebung UE2	$x_{Z,2}$	[mm]	50	30	10	-10	-30	-50	-50
Verschiebung UE1	$x_{Z,1}$	[mm]	60	40	20	0	-20	-40	-60
Kraft UE3	$F_{F,B,UE3}$	[N]	-880	-301	278	857	1435	639	880
Kraft UE2	$F_{F,B,UE2}$	[N]	393	96	-201	-499	-796	-57	-393
Kraft UE1	$F_{F,B,UE1}$	[N]	-39	-2	35	72	110	-94	39
Federkräfte gesamt	$F_{F,B}$	[N]	-526	-207	111	430	749	489	526

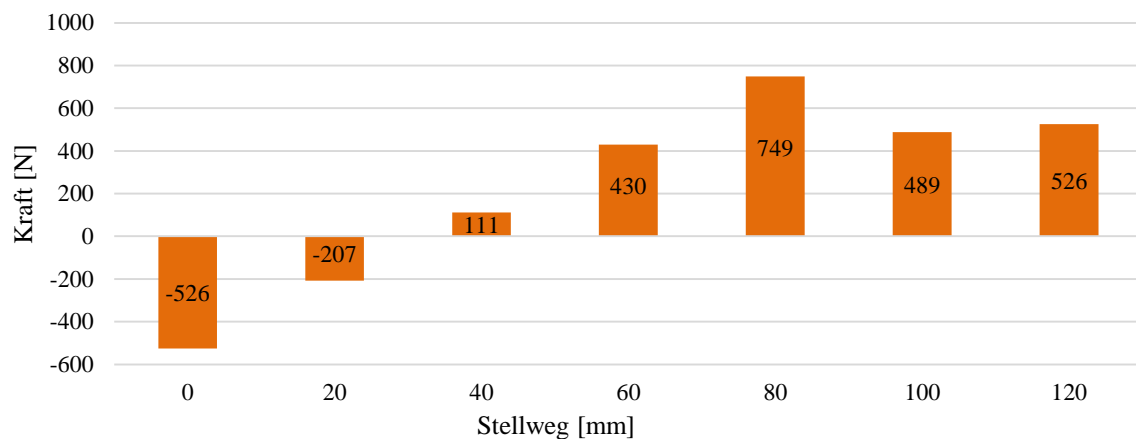


Abbildung 4.30: Gesamtfederkräfte der Zungenschiene in Abhängigkeit des Stellweges

In Abbildung 4.30 sind die Gesamtkräfte für die Verbiegung der Zungenschiene nach Gleichung 4.31 ersichtlich. Die negative Kraft bei den Stellwegen von 0 und 20mm begünstigt die Stellkräfte. D.h., dass in diesem Bereich die Federwirkung der Zungenschiene den Umstellvorgang unterstützt. In dem späteren Abschnitt 4.3.3, ist dieser Umstand in einem Modell ersichtlich. Der maximale Wert tritt bei 80mm Stellweg auf, dort hat die Biegelinie einen ungünstigen Verlauf. Die Werte bei 100mm und 120mm sind hier vollständig dargestellt. In der Gesamtberechnung sind diese Werte deutlich kleiner weil UE2 und UE3 schon verriegelt sind und diese Kraft dadurch nicht mehr vom Hydrauliksystem aufgebracht werden muss.

Wurzelproblem

In gewissen Situationen kann es vorkommen, dass die Zungenschienen bei der Zungenwurzel auf den Gleitstühlen haften und sich bei der Umstellung dort nicht mehr bewegen. Die Zungenschiene bewältigt auf der letzten Schwelle vor der Einspannstelle lediglich einen Stellweg von 6,2mm bei einem Umstellvorgang. Durch lange Stellpausen oder Schmutz auf der Gleitfläche wird der Stellweg dort noch geringer, bis sich die Zungenschienen nicht mehr bewegen. Rost fördert diesen Vorgang zusätzlich.

In der folgenden Abbildung 4.31 ist das Biegemodell dargestellt. Wobei die blaue Linie den normalen Zustand darstellt und die rote Linie das Wurzelproblem behandelt. In diesem Modell wurde angenommen dass die Zungenschiene bei zwei Schwellen nach der Einspannstelle am Gleitstuhl haftet. Aus diesem Grund verschiebt sich die Einspannstelle in Richtung Weichenanfang. Dabei verkürzt sich der Abstand zwischen der Einspannstelle und der letzten Umstellebene. Der Abstand beträgt im normalen Zustand 9090mm und verkürzt sich hier auf 7880mm. Da in der Berechnung der Biegekräfte der Abstand im Nenner zur Dritten vorkommt, erhöhen sich die notwendigen Federkräfte.

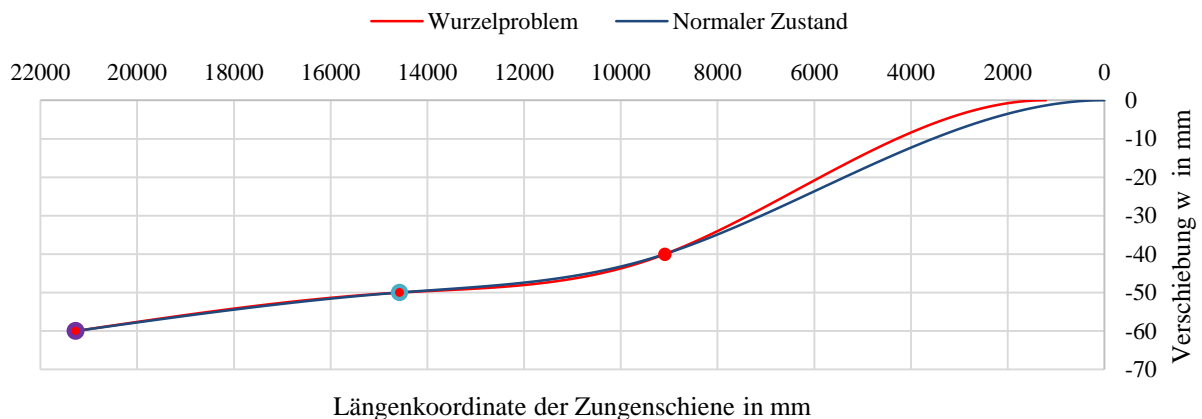


Abbildung 4.31: Biegemodell des Wurzelproblems

Bei einem Stellweg von 80mm, welcher die Maximalwerte aufweist, muss UE3 eine Kraft von 1898N aufbringen. Die Gesamtfederkraft aller Umstellebenen beträgt dort 1076N. Das ist ein Kraftanstieg von 32% in UE3 und 44% der Gesamtfederkräfte bei einer Zungenschiene für die Federkräfte.

Sonstige Kräfte

Neben den zuvor kategorisierten Kräften sind noch weitere Kräfte zu überwinden.

Endlagenprüfer

In der Weiche ist neben dem Antrieb der sogenannte Endlagenprüfer verbaut. Diese Endlagenprüfer gehören zur Sicherheitseinrichtung und geben ein Signal, wenn die Zungenschiene in deren Endlage liegt.

Die Endlagenprüfer sehen aus wie Zylinder und sind auch ähnlich aufgebaut, lediglich Öl fließt keines. Es wird wie bei Zylindern üblich, aber keine Kraft übertragen. Trotzdem ergeben sich Reibkräfte, welche bei der Bewegung der Prüfer überwunden werden müssen. Diese Endlagenprüfer sind an den Zungenschienen befestigt und werden von diesen mitgezogen. Dabei entstehen zusätzliche Reibkräfte, welche pro Prüferhälfte 100-200N betragen. Je nach Weichentyp sind dabei unterschiedlich viele Endlagenprüfer verbaut. Bei der 1200m Weiche sind drei Endlagenprüfer in Verwendung, welche alle in der Nähe der Umstellzylinder sind. In Summe ergeben sich für diesen Weichentyp zusätzliche Reibkräfte in der Höhe von 600-1200N.

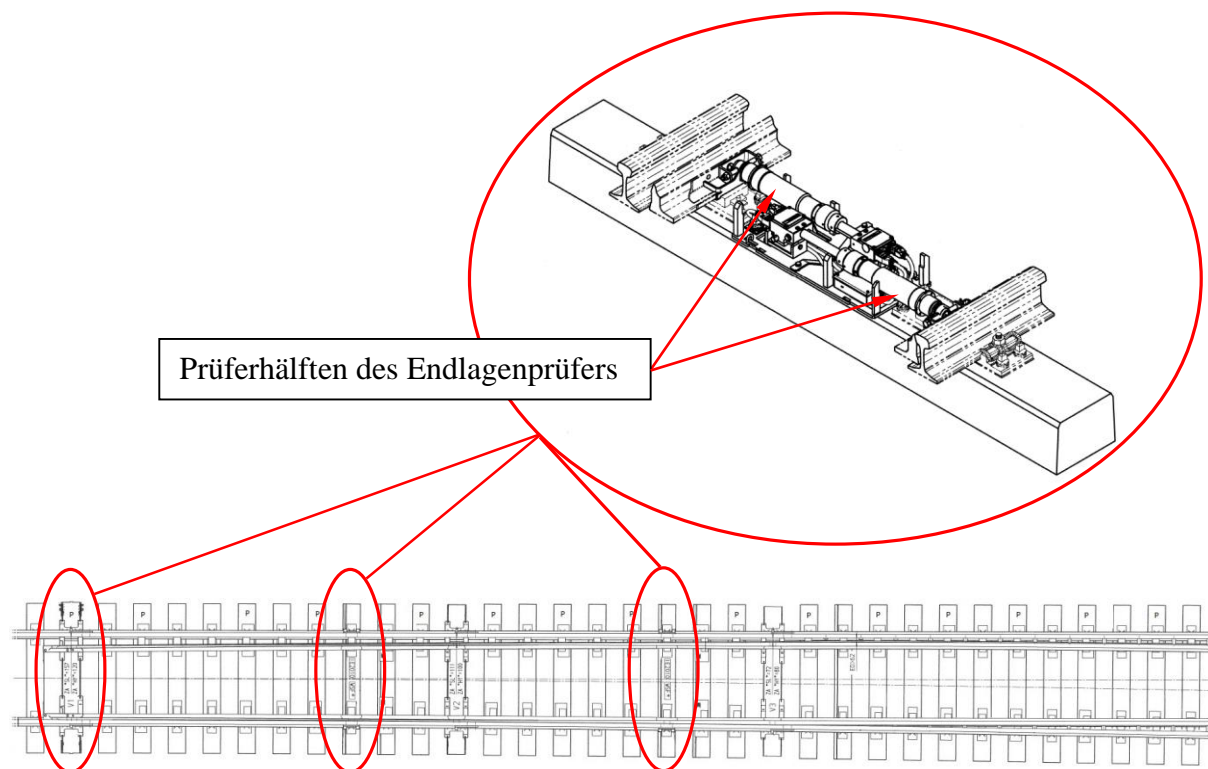


Abbildung 4.32: Anordnung der Endlagenprüfer in der 1200m Weicher, Darstellung der Prüferhälften

BlueCover

Über den außenliegenden Zylinderstangen sind Abdeckungen angebracht, welche den Zylinder vor Schmutz schützen. Diese Abdeckungen sind beweglich und erzeugen somit Reibungskräfte. Dabei ist die Abdeckung aus Kunststoff. Dieser Kunststoff ist auf Metall geführt und kann im schlechtesten Fall verhaken. Diese zusätzliche Kraft für diese Abdeckung, welche in der UE2 und UE3 vorhanden ist, wird mit 12,5N pro halber Umstelleinheit angenommen.

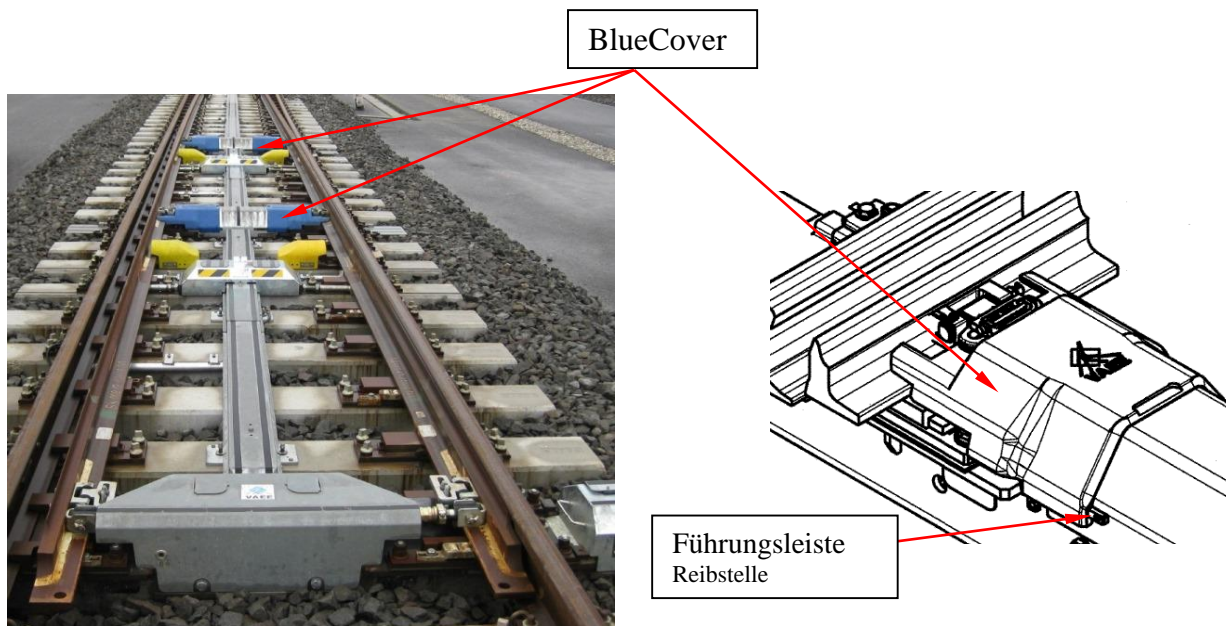


Abbildung 4.33: Darstellung der BlueCover Abdeckung, Reibstellen

In Abbildung 4.33 ist eine Zungenvorrichtung, mit den leicht ersichtlichen blauen Abdeckungen, dargestellt. Diese BlueCovers bewegen sich auf einer Führungsleiste. Auf diesen Kontaktflächen entstehen Reibkräfte, welche auch zu den Stellkräften zu zählen sind.

Diese Führungen neigen in gewissen Fällen zum Klemmen. Durch das Klemmen kann es dazu kommen, dass die Endlage der Umstellung nicht erreicht wird. Wenn die Endlage nicht erreicht wird, ist das ein Versagen des Umstellvorganges.

Weitere sonstige Kräfte

Zudem werden weitere Kräfte, in der Höhe von 12,5N pro halber Umstelleinheit, kalkuliert. Diese Kräfte könnten durch andere Reibstellen auftreten.

Damit ergeben sich folgende sonstigen Kräfte, welche in Tabelle 4.13 dargestellt sind.

Tabelle 4.13: Sonstige Kräfte bei der Umstellung, bei einer Zungenschiene

	Kraft	Wert [N]
UE 1	$F_{F,S,UE1}$	112,5
UE 2	$F_{F,S,UE2}$	125
UE 3	$F_{F,S,UE3}$	125
Gesamt	$F_{F,S,St} = F_{F,S,UE1} + F_{F,S,UE2} + F_{F,S,UE3}$	362,5

Stellkräfte

Die Summe der Stellkräfte $\sum F_{F,St}$ sind die Kräfte, welche notwendig sind um die Zungenschiene zu bewegen. Diese Kräfte wirken direkt bei den Aufnahmen für die Zungenangriffsstücke. Diese Gesamtkräfte ergeben sich aus den Reibkräften, den Federkräften und den sonstigen Kräften.

Linke halbe Zungenvorrichtung HZV“L“

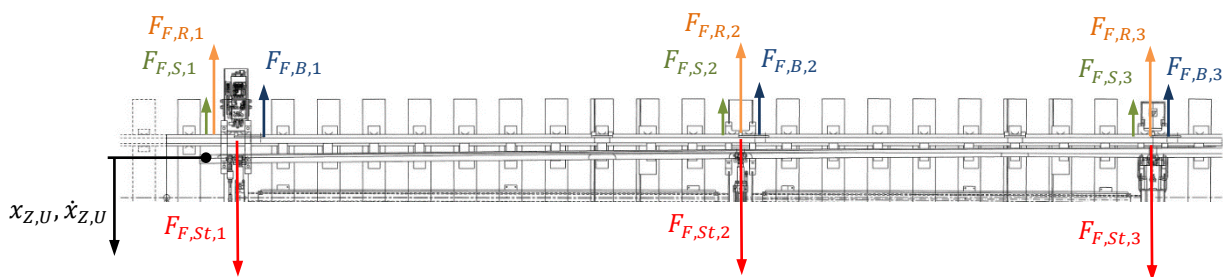


Abbildung 4.34: Modell zur Ermittlung der Stellkräfte, linke halbe Zungenvorrichtung

In Abbildung 4.34 sind die Kräfte in den Umstellebenen dargestellt. Dabei wirken die Reibungskräfte $F_{F,R,P(Gl),i}$, die Federkräfte $F_{F,B,i}$ und die sonstigen Kräfte $F_{F,S,i}$ entgegen der Bewegungsrichtung der Zungenschiene. Die Bewegungsrichtung ist durch die Kolbengeschwindigkeit $\dot{x}_{Z,U}$ während der Umstellung gegeben. Diese Geschwindigkeit gilt für alle drei Stellebenen.

$$F_{F,St,i} = F_{F,B,i} + F_{F,R,i} + F_{F,S,i} \quad \text{Gleichung 4.32}$$

$$\sum F_{F,St} = F_{F,St,1} + F_{F,St,2} + F_{F,St,3} \quad \text{Gleichung 4.33}$$

Die Gleichung 4.32 und Gleichung 4.33 beschreiben die Stellkräfte in den Umstellebenen. Der Index i beschreibt die Umstellebene. Bei der 1200m Weiche läuft der Index somit von 1 bis 3. Die

Stellkräfte können auch belastungsabhängig ermittelt werden. Die drei notwendigen Gleichungen dafür sind Gleichung 4.34 für die gesamten Federkräfte der Zungenschiene, Gleichung 4.35 für die sonstigen Kräfte und Gleichung 4.36 für die Reibkräfte. Die Reibkräfte werden je nach Ausführung der Weiche dargestellt. Wobei „P“ im Index für Piroll mit Umstellhilfen steht und „Gl“ für Gleitstuhl. Alle Gleichungen auf dieser Seite gelten nur für eine Zungenschiene. Die Berechnung für die Stellkräfte werden allesamt mit der Umstellhilfe Piroll, d.h. mit der Kraft $F_{F,R,P}$ durchgeführt. Der Grund dafür ist, dass die Druckmesskurven an einer Weiche mit Piroll aufgenommen wurden.

$$F_{F,B} = \sum_{j=1}^n F_{F,B,j} \quad \text{Gleichung 4.34}$$

$$F_{F,S} = \sum_{j=1}^n F_{F,S,j} \quad \text{Gleichung 4.35}$$

$$F_{F,R,P(Gl)} = \sum_{j(k)=1}^n F_{F,R,P(Gl),j(k)} \quad \text{Gleichung 4.36}$$

Tabelle 4.14: Zusammenfassung der Kräfte, halbe Zungenvorrichtung links (HZV“L“)

Parameter		Einheit	Wert						
Stellweg	$x_{F,St}$	[mm]	0	20	40	60	80	100	120
Verschiebung UE3	$x_{Z,3}$	[mm]	40	20	0	-20	-40	-40	-40
Verschiebung UE2	$x_{Z,2}$	[mm]	50	30	10	-10	-30	-50	-50
Verschiebung UE1	$x_{Z,1}$	[mm]	60	40	20	0	-20	-40	-60
Kraft UE3	$F_{F,St,3}$	[N]	324	903	1482	2061	2640	0	0
Kraft UE2	$F_{F,St,2}$	[N]	874	577	280	-18	-315	424	0
Kraft UE1	$F_{F,St,1}$	[N]	302	339	376	413	451	247	380
Reibungskräfte	$F_{F,R,P}$	[N]	1664	1664	1664	1664	1664	584	228
Federkräfte	$F_{F,B}$	[N]	-526	-207	112	430	749	-150	39
Sonstige Kräfte	$F_{F,S}$	[N]	363	363	363	363	363	238	113
Stellkräfte	$\sum F_{F,St}$	[N]	1500	1819	2138	2457	2775	671	380

In Tabelle 4.14 sind die Stellkräfte zusammengefasst. Es ist zu beachten, dass diese Kräfte nur für eine Zungenschiene gelten. Die zweite Zungenschiene benötigt zwar den gleichen Kraftaufwand und wird nach demselben Modell berechnet, kann aber nicht direkt zu dieser gezählt werden, weil sie hubversetzt bewegt wird. Die zweite Zungenschiene wird erst bewegt, wenn sich die erste schon um einen Stellweg von 12mm verschoben hat. Die rot markierten Werte in der Tabelle stellen die Stellwege dar, in denen sich diese Umstellebenen nicht mehr bewegen. Dort sind sie

dann auch schon verriegelt und die Kräfte werden nicht mehr auf das Hydrauliksystem übertragen. Aus diesem Grund sind die Kräfte in den Umstellebenen 2 und 3 auch null.

Vereinfachungen bei der Berechnung der Stellkräfte

Bei diesem Modell wurden drei Dinge vernachlässigt, welche alle das Anfahren der anliegenden Zungenschiene betreffen. In Abbildung 2.12 und Abbildung 2.13 sind die abliegende und die anliegende Schiene mit der Umstellhilfe Piroll dargestellt. Dort ist auch ersichtlich, dass die anliegende Zungenschiene am Gleitstuhl aufliegt und von dort wegbewegt werden muss. In diesem Fall müsste man im ersten Augenblick einen deutlich höheren Haftreibungskoeffizient annehmen. Weiters wird gleich nach dem Wegbewegen die Zungenschiene auf das Höhenniveau der Rollen angehoben. Dieser Sachverhalt wird in Abschnitt 4.3.1 behandelt, fließt aber nicht in die Stellkraftberechnung mit ein, weil diese Energiemenge wieder in das System eingebracht wird, wenn die andere Zungenschiene von den Rollen auf den Gleitstuhl fährt. Beschleunigungsleistungen werden ebenso vernachlässigt.

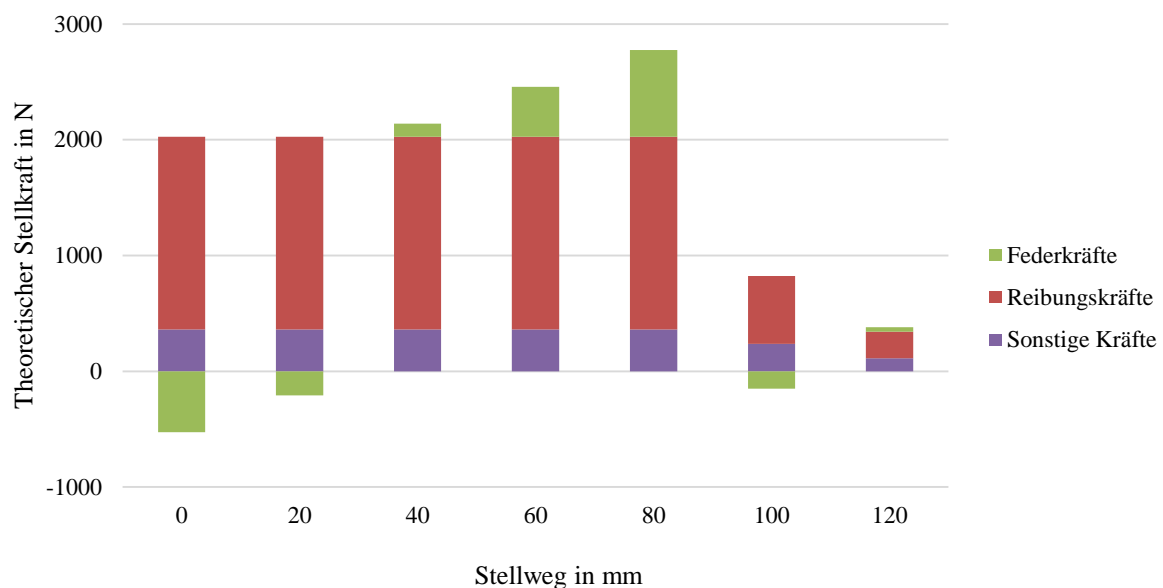


Abbildung 4.35: Stellkräfte für eine Zungenschiene nach Belastungsarten

In Abbildung 4.35 sind die Stellkräfte für eine Zungenschiene nach den Belastungsarten dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die Federwirkung der Zungenschiene die Umstellkräfte senkt und erst ab einem Stellweg von 40mm die Stellkräfte erhöht.

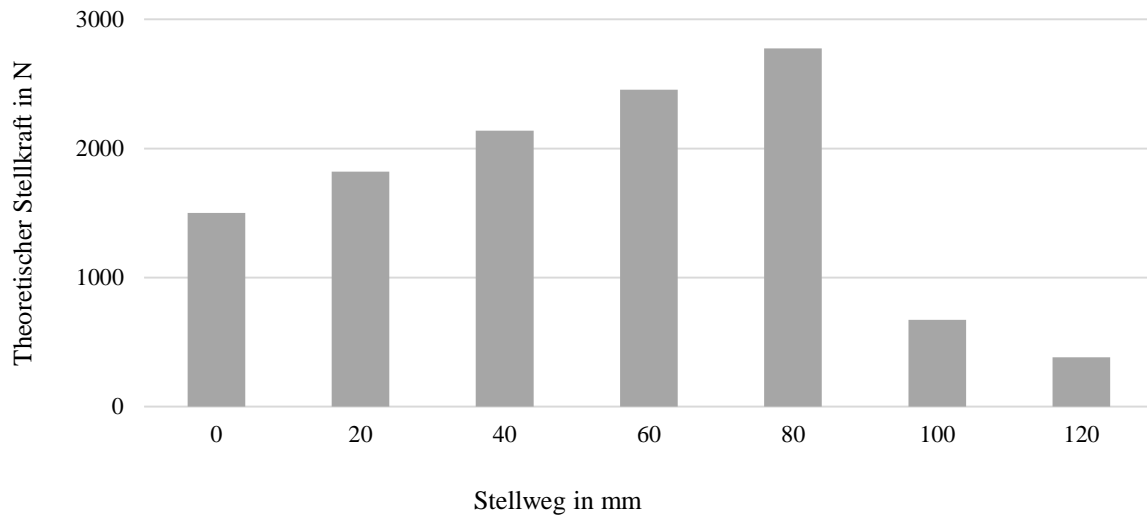


Abbildung 4.36: Gesamtstellkraft für eine Zungenschiene

In Abbildung 4.36 ist die Gesamtstellkraft über den Stellweg dargestellt. Dabei steigt die Stellkraft bis zu einem Stellweg von 80mm an. Dafür sind die Federkräfte verantwortlich. Nach dem Stellweg von 80mm ist UE3 verriegelt und es fällt ein großer Teil der Stellkräfte weg. Nach 100mm Stellweg ist auch noch UE2 verriegelt und es arbeitet nur noch UE1.

Rechte halbe Zungenvorrichtung HZV“R“

Die rechte und die linke halbe Zungenvorrichtung unterscheiden sich durch den Stellweg. Die Stellkräfte werden nach dem gleichen Modell berechnet. Da die Reibkräfte und die sonstigen Kräfte nicht vom Stellweg abhängig sind bleiben diese identisch. Die Federkräfte unterscheiden sich, weil sich zum gleichen Zeitpunkt unterschiedliche Biegelinien ergeben. Die unterschiedlichen Biegelinien erfordern unterschiedliche Federkräfte.

Um die Kräfte addieren zu können, werden die Stellwege der zwei Zungenschiene so gewählt, dass sich der gleiche Zeitpunkt der Umstellung ergibt. Wenn man dies ausführt ergibt sich folgende Tabelle 4.15.

Die Stellzeit für die Verbiegung der Zungenschiene beträgt 3,3s. Dabei wird ein Stellweg von 132mm ausgeführt. Dieses Ereignis wird in Abschnitt 5.1 auch der „Umstellvorgang“ genannt.

Tabelle 4.15: Stellzeit und Stellwege der gesamten Umstellung und der einzelnen Zungenschienen

Parameter	Einheit	Wert							
		0,00	0,30	0,80	1,30	1,80	2,31	2,81	3,31
Stellzeit	[s]	0,00	0,30	0,80	1,30	1,80	2,31	2,81	3,31
Stellweg gesamt	[mm]	0	12	32	52	72	92	112	132
Stellweg HZV"L"	[mm]	-	0	20	40	60	80	100	120
Stellung HZV"L"	[mm]	abliegend			spannungslose Lage			anliegend	
Stellweg HZV"R"	[mm]	0	12	32	52	72	92	112	-
Stellung HZV"R"	[mm]	anliegend			spannungslose Lage			abliegend	

In Tabelle 4.16 sind die Kräfte für die rechte halbe Zungenvorrichtung zusammengefasst. Wie vorhin schon erwähnt unterscheiden sich die Federkräfte von der linken halben Zungenvorrichtung. Man beachte die Stellwege in der Tabelle.

Tabelle 4.16: Zusammenfassung der Kräfte, halbe Zungenvorrichtung rechts (HZV"R")

Parameter		Einheit	Wert						
Stellweg HZV"R"	$x_{F,St}$	[mm]	0	12	32	52	72	92	112
Biegung UE3	$x_{Z,3}$	[mm]	40	28	8	-12	-32	-40	-40
Biegung UE2	$x_{Z,2}$	[mm]	50	38	18	-2	-22	-42	-50
Biegung UE1	$x_{Z,1}$	[mm]	60	48	28	8	-12	-32	-52
Kraft UE3	$F_{F,St,3}$	[N]	324	672	1251	1830	2408	0	0
Kraft UE2	$F_{F,St,2}$	[N]	874	696	398	101	-196	128	0
Kraft UE1	$F_{F,St,1}$	[N]	302	324	361	398	436	328	327
Reibungskräfte	$F_{F,R,P}$	[N]	1664	1664	1664	1664	1664	584	228
Federkräfte	$F_{F,B}$	[N]	-526	-335	-16	303	621	-365	-14
Sonstige Kräfte	$F_{F,S}$	[N]	363	363	363	363	363	238	113
Stellkräfte	$\sum F_{F,St}$	[N]	1500	1692	2010	2329	2648	457	327

4.3.3 Umstellen der gesamten Zungenvorrichtung

Um die Verständlichkeit zu erhöhen wurde in Abschnitt 4.3.2 nur eine Zungenschiene, bzw. nur eine halbe Zungenvorrichtung betrachtet. In diesem Abschnitt werden beide Teile zusammengeführt.

Tabelle 4.17: Stellkräfte für die komplette Zungenvorrichtung

Parameter		Einheit	Wert							
Stellweg, gesamt	$x_{F,St,ges}$	[mm]	0	12	32	52	72	92	112	132
Stellweg HZV "R"	$x_{F,St,R}$	[mm]	0	12	32	52	72	92	112	-
Stellweg HZV "L"	$x_{F,St,L}$	[mm]	-	0	20	40	60	80	100	120
Kraft UE3	$F_{F,St,3,ges}$	[N]	324	993	2154	3312	4470	2640	0	0
Kraft UE2	$F_{F,St,2,ges}$	[N]	874	1570	975	381	-214	-187	424	0
Kraft UE1	$F_{F,St,1,ges}$	[N]	302	626	700	775	849	779	574	380
Reibungskräfte	$F_{F,R,P,ges}$	[N]	1664	3328	3328	3328	3328	2248	813	228
Federkräfte	$F_{F,B,ges}$	[N]	-526	-861	-223	414	1052	384	-165	39
Sonstige Kräfte	$F_{F,S,ges}$	[N]	363	725	725	725	725	600	350	113
Stellkräfte	$\sum F_{F,St,ges}$	[N]	1500	3192	3830	4467	5104	3232	998	380

In Tabelle 4.17 sind die Stellkräfte dargestellt. Aus den Stellkräften in der letzten Zeile ergibt sich eine durchschnittliche Stellkraft $\sum F_{F,St,ges,AVS} = 3240N$ und eine maximale Stellkraft $\sum F_{F,St,ges,max} = 5104N$. Diese Werte wurden mit einem kombinierten Reibkoeffizienten (mit Umstellhilfe Piroll, von $\mu_{F,P} = 0,125$) errechnet.

Die durchschnittlichen Kräfte über den Umstellvorgang sind in Tabelle 4.18 ersichtlich. Diese Kräfte wurden mit dem Verfahren zur Ermittlung von Durchschnittswerten aus Abschnitt 6.1 errechnet.

Tabelle 4.18: Durchschnittliche Stellkräfte nach Belastungsarten

Parameter		Einheit	Wert
Reibungskräfte	$F_{F,R,P,ges,AVS}$	[N]	2567
Federkräfte	$F_{F,B,ges,AVS}$	[N]	69
Sonstige Kräfte	$F_{F,S,ges,AVS}$	[N]	605

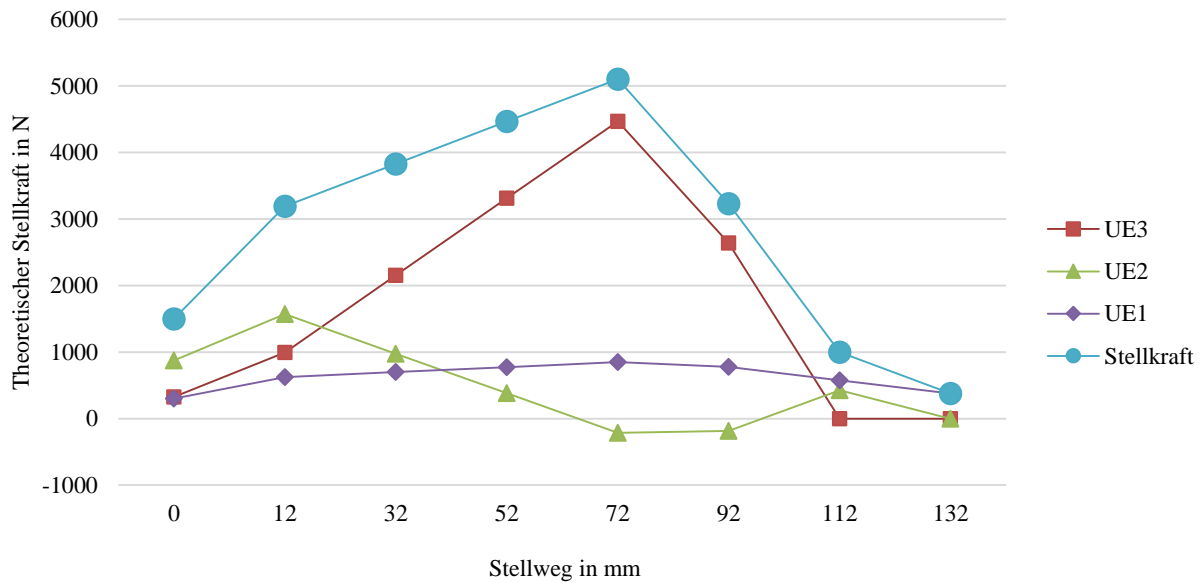


Abbildung 4.37: Stellkräfte für eine komplette Zungenvorrichtung, nach Umstellebenen

Die Stellkräfte in den Umstellebenen sind nicht gleichmäßig aufgeteilt. UE3 muss den größten Anteil der Kraft aufbringen. Die Kraft von UE2 ist bei einem Stellweg von 72 und 92mm sogar negativ und wirkt den anderen Kräften somit entgegen. Dieser Umstand ist in den Druckmesskurven auch ersichtlich (Abbildung 4.38, roter Bereich).

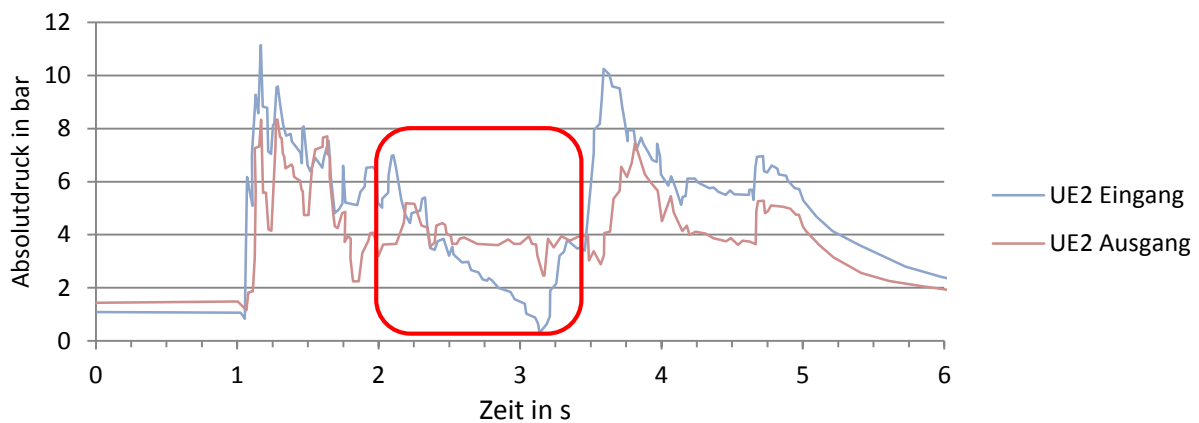


Abbildung 4.38: Absolutdruck der 2. Umstelleinheit, negative Druckdifferenz in Markierung

Die gesamte Stellkraft $\sum F_{F,St,ges}$ (blaue Linie) steigt am Anfang an und sinkt nach dem Stellhub von 72mm stark ab. Bei 72mm verriegelt die erste Zylinderhälfte von UE3. Bei 80mm dann die zweite. Dieses Verriegeln bewirkt, dass die Belastung von UE3 nicht mehr auf die Hydraulikanlage übertragen wird, sondern auf die Befestigung des Zylinders übergeht.

4.3.4 Anfahrvorgang der gesamten Zungenvorrichtungen

Der Anfahrvorgang beschränkt sich auf einen Gesamtstellweg von 19mm, was einer Zeitdauer von ca. 0,5s entspricht. Der Vorgang muss in mehrere Abschnitte unterteilt werden. Diese Abschnitte werden in Abhängigkeit des praktischen Stellweges dargestellt. Dabei muss erwähnt werden, dass die Beschleunigung der Zungenschienen vernachlässigt wird.

Stellweg 0mm

Bei einem Stellweg von 0mm wird die abliegende Zungenschiene, welche auf den Rollen des Piroll Systems liegt, losgerissen. Dieses Losreißen geschieht mit einem Haftreibungskoeffizient $\mu_{F,P,0} = 0,20$.

Tabelle 4.19: Stellkräfte bei einem Stellweg von 0mm, abliegende Zungenschiene

Parameter		Einheit	Wert
Reibungskräfte, Haftreibung	$F_{F,R,P,0}$	[N]	2574
Federkräfte	$F_{F,B,0}$	[N]	-526
Sonstige Kräfte	$F_{F,S,0}$	[N]	363

Damit ergibt sich eine Gesamtstellkraft von $\sum F_{F,St,0} = 2411N$. Multipliziert man diese Stellkraft mit der Zylindergeschwindigkeit, ergibt sich eine Stelleistung von 96W.

Stellweg 1 – 11mm

Bei einem Stellweg von 1-11mm bewegt sich ausschließlich die abliegende Zungenschiene. Dies geschieht mit dem kombinierten Gleitreibungskoeffizienten $\mu_{F,P} = 0,125$. Die Berechnung ist identisch mit jener vom Stellweg bei 0mm. Es unterscheiden sich dabei ausschließlich die Reibkräfte. Die Federkräfte würden sich leicht ändern, was hier jedoch vernachlässigt. In diesem Fall ergibt sich eine Gesamtstellkraft von $\sum F_{F,St} = 1445N$ und daraus eine Stelleistung von 58W.

Stellweg 12mm

Bei 12mm Stellweg wird die anliegende Zungenschiene vom Gleitstuhl losgerissen. Dabei herrscht Reibung zwischen dem Gleitstuhl und dem Schienenfuß. Die Reibpartner bestehen beide aus Metall. Der Haftreibungskoeffizient ($\mu_{F,M,0} = 0,50$) wird dabei höher angenommen.

Die Stelleistung der anliegenden Zungenschiene berechnet sich wie jene der abliegenden. Der Unterschied besteht nur im Reibkoeffizienten. Es ergibt sich dabei eine Stellkraft von $\sum F_{F,St,0} = 6272N$ und daraus eine Stelleistung für diese Zungenschiene von $250W$.

Für die Gesamtleistung muss diese Leistung jedoch mit der Bewegungsleistung der anderen Zungenschiene (Stellweg 1-11mm) addiert werden. Dadurch ergibt sich eine Leistung von $308W$.

Stellweg 13mm

Bei diesem Stellweg ist die zweite Zungenschiene losgerissen worden, jedoch muss sie jetzt auf die Rollen auffahren. Die Leistung für das Auffahren der Zungenschiene ist in Abschnitt 4.3.1 berechnet worden. Es wird angenommen, dass die gesamte Zungenschiene 2mm Höhenunterschied überwinden muss. Während des Auffahrvorganges muss das Gesamtsystem diese Mehrleistung aufbringen. Bei 2mm Höhenunterschied entspricht dies einer durchschnittlichen Leistung von $118W$ für den Auffahrvorgang. Dazu müssen noch die Leistungen für die Überwindung der Stellkräfte addiert werden. D.h., dass sich die Leistungen aus der doppelten Bewegungsleistung mit einem Gleitreibungskoeffizient von $\mu_{F,P} = 0,125$, wie bei einem Stellweg von 1-11mm und der Auffahrleistung zusammensetzen. Dies ergibt eine Gesamtleistung von $233W$.

Stellweg 19mm

Die Auffahrtslänge beträgt bei einer Auffahrtshöhe von 2mm ca. 7mm. Danach wird der normale Bewegungszustand erreicht. Bei einem Stellweg von 19mm wird demnach eine Stelleistung von $129W$ erforderlich sein.

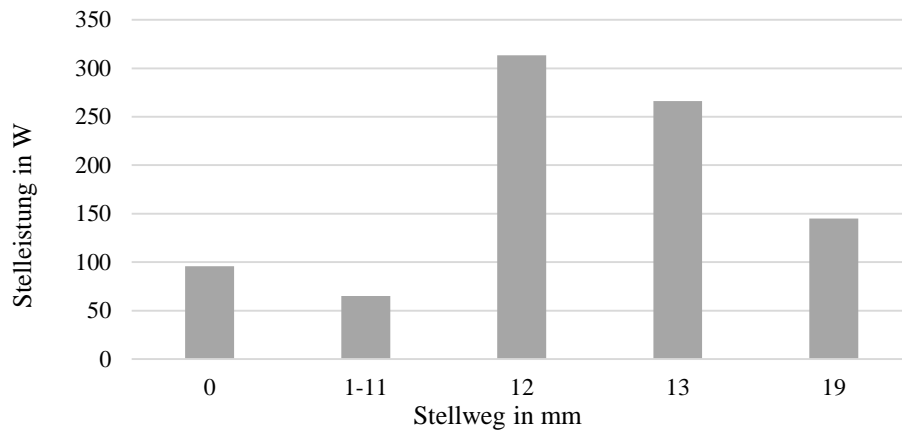


Abbildung 4.39: Stelleistung über dem Stellweg beim Anfahren der Zungenschienen

Wenn man den gesamten Stellweg während des Anfahrvorgangs betrachtet wird ersichtlich, dass die durchschnittliche Leistung 128W beträgt. Diese Leistung tritt an den Kräfteinleitungspunkten bei den Umstellebenen auf. Demnach ist diese Leistung der Stelleistung beim Anfahren der Zungenschienen gleichzusetzen und wird in Abschnitt 7.2 (Abbildung 7.2) angeführt.

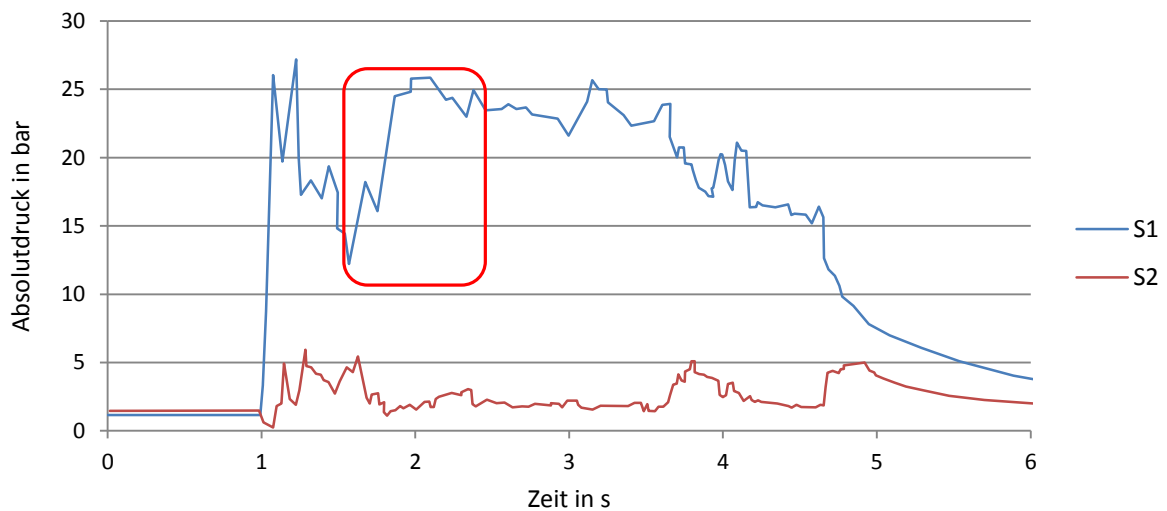


Abbildung 4.40: Drücke am Pumpenein- und Pumpenausgang, rote Markierung entspricht dem Anfahrvorgang der Zungenschienen

Bei dem Vergleich von Abbildung 4.39 und Abbildung 4.40 kann man den Zusammenhang zwischen der Druckmesskurve und der theoretischen Leistung beim Anfahren der Zungenschienen sehen. Bei den Drücken in Abbildung 4.40 wurde eine Markierung hinzugefügt, in welcher sich der Anfahrvorgang der Zungenschienen befindet. Das Druckniveau in diesem Bereich hat eine große Ähnlichkeit mit dem Leistungssäulen aus Abbildung 4.39.

Diese Berechnung ist sehr theoretisch, weil angenommen wird, dass sich die Zungenschiene in allen drei Stellebenen exakt zum selben Zeitpunkt losbewegt, was in der Realität aber nicht der Fall ist. Da sich die Leistung zum Losbewegen der Zungenschiene auf einen kleinen Zeitabschnitt aufteilt, wird die Spitzenleistung reduziert. Dasselbe geschieht auch beim Auffahren der Zungenschiene auf die Rollen. Trotzdem zeigt das Modell eine Analogie zur Realität.

4.3.5 Zungenangriffsstück

Die Verbindung zwischen der Zungenschiene und dem Zylinder ist das sogenannte Zungenangriffsstück. Dieses Bauteil ermöglicht die Kraftübertragung vom Zylinder auf die Zungenschiene. Das Zungenangriffsstück bietet der Zungenschiene eine gewisse Bewegungsfreiheit. Die Zungenschiene kann sich in Längsrichtung verschieben. Dazu erlaubt das Zungenangriffsstück der Zungenschiene sich in dem Angriffspunkte leicht zu verdrehen.

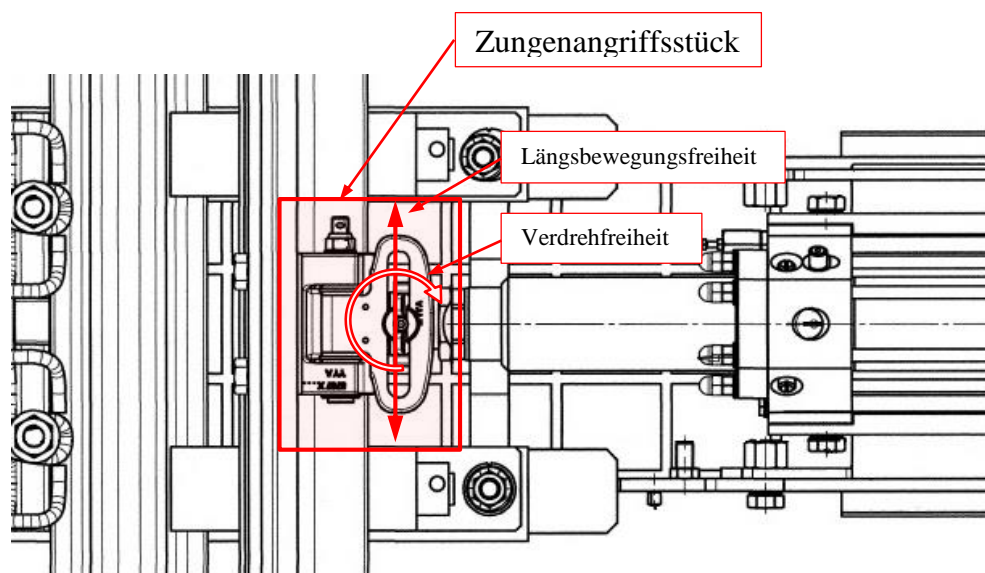


Abbildung 4.41: Bewegungsfreiheit im Zungenangriffsstück

Bei dieser Bewegungsfreiheit ergeben sich Bewegungen normal zur Zylinderbewegung. Diese Längsbewegungen erzeugen Reibkräfte, zudem sinkt dazu die Geschwindigkeit in der Bewegungsrichtung des Zylinders.

Aus diesem Grund wird für das Zungenangriffsstück ein Wirkungsgrad angenommen. Der Wirkungsgrad für das Zungenangriffsstück wird mit $\eta_{F,Zu} = 0,97$ festgelegt.

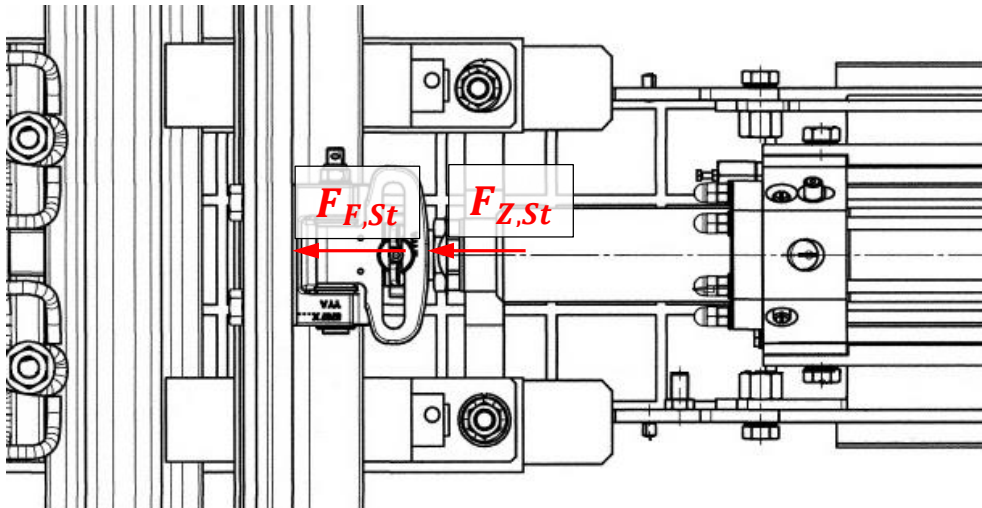


Abbildung 4.42: Kraftsituation zwischen Zylinder, Zungenangriffsstück und Zungenschiene in der UE

Der Wirkungsgrad des Zungenangriffsstückes bildet den Übergang zwischen dem Zylinder und der Zungenschiene.

$$P_{F,St} = \eta_{F,Zu} \cdot P_{Z,St} \quad \text{Gleichung 4.37}$$

Mit Gleichung 4.11 und Gleichung 4.14 kann somit auf die Leistung für den Druckabbau in den Zylinderkammern zurückgerechnet werden. Es muss darauf geachtet werden, welche Größen man für die Stellkraft einsetzt, oder ob dieser Ansatz nur für einen Zylinder geltend gemacht werden sollte.

$$\Delta p_{ZG} = \frac{F_{F,St}}{\eta_{F,Zu} \cdot \eta_{Z,t} \cdot A_{Ko}} \quad \text{Gleichung 4.38}$$

5 Qualitative Darstellung des Leistungsflusses

Die Leistungsbetrachtung des Umstellvorganges wird in Verluste der Hauptssysteme und in Verluste der Untersysteme gegliedert. Wobei die Verluste der Hauptssysteme die Leistungsverluste in der elektrischen Leitung, im Elektromotor, in der Hydraulikpumpe, im Hydraulikkreislauf und im mechanischen Aufbau betreffen. Die Verluste der Untersysteme beschreiben die Verluste innerhalb der vorher beschriebenen Hauptsysteme. Wobei die Betrachtung des Elektromotors nicht durchgeführt wird.

In den folgenden Darstellungen werden die Verluste mittels Sankey-Diagrammen abgebildet. Zuvor wird der gesamte Umstellvorgang in fünf charakteristische Abschnitte gegliedert.

5.1 Abschnitte während des gesamten Umstellvorganges

Die fünf Abschnitte, welche dargestellt werden, sind in Abbildung 5.1 ersichtlich.

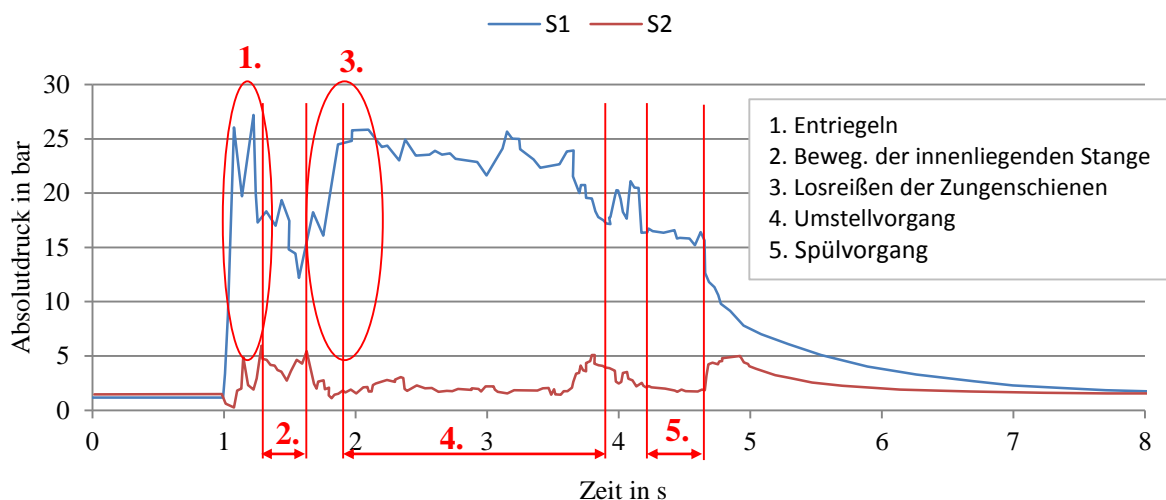


Abbildung 5.1: Absolutdruck am Pumpenausgang (S1) und Pumpeneingang (S2) über einen Umstellvorgang

5.1.1 1. Abschnitt „Entriegeln“

Der 1. Abschnitt, welcher in Abbildung 5.1 links ersichtlich ist, beschreibt die zwei Peaks am Anfang der Umstellung. Dieser Abschnitt wird im weiteren Verlauf der Arbeit

„Entriegeln“

genannt.

In diesem Abschnitt wird das System in Bewegung versetzt. Dabei wird die Masse der innenliegenden Stange, der Kolben im Zylinder, des Elektromotors, die Motorwelle, die Zahnräder der Hydraulikpumpe und das Fluid beschleunigt. Dieser Vorgang ist der Anfahrvorgang für das System.

Die 2 Peaks werden aber durch das Überfahren des Backens von den zwei Wellenschultern auf der innenliegenden Stange verursacht. Diese zwei Wellenschultern müssen am Beginn des Umstellvorganges bei der anliegenden Zungenschiene überwunden werden.

Das Sankey-Diagramm in Abbildung 5.2 beschreibt den Leistungsfluss beim Entriegeln.

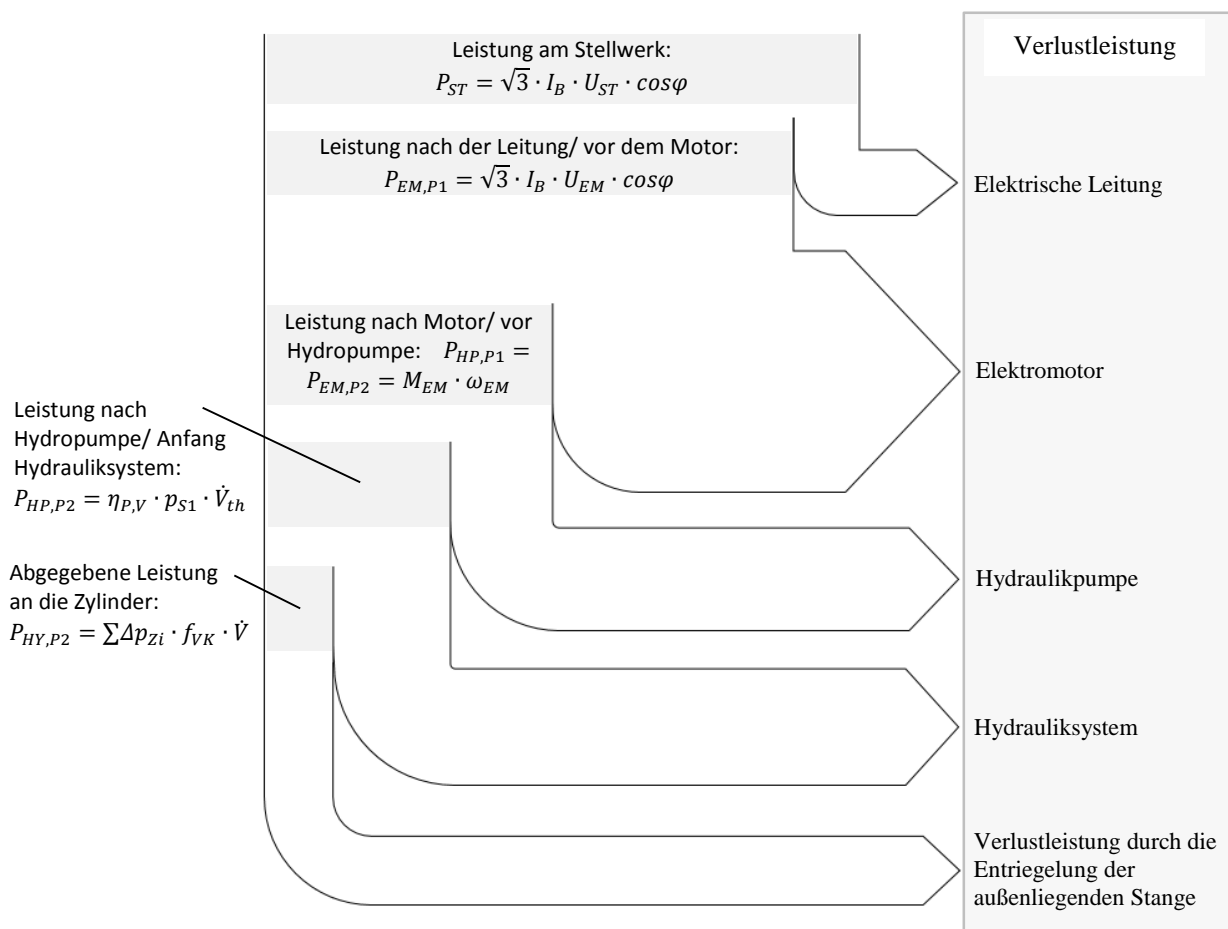


Abbildung 5.2: Gesamtdarstellung des Leistungsflusses beim Beschleunigen der Massen (1. Abschnitt)

Auf der linken Seite des Diagramms ist die Leistung an der jeweiligen Stelle im System angegeben. Auf der rechten Seite des Diagramms sind die Verlustleistungen namentlich ersichtlich. Diese Verlustleistungen können durch Subtraktion der Leistungen auf der linken Seite errechnet werden. Die Pfeile, welche nach rechts zeigen, sind Verlustleistungen. Falls ein Pfeil nach unten zeigt, handelt es sich dabei um eine abgegebene Leistung.

5.1.2 2. Abschnitt „Bewegung der innenliegenden Stange“

Während des 2. Abschnittes wird ausschließlich die innenliegende Stange bewegt. Die außenliegenden Stangen bewegen sich noch nicht. Dabei tritt die Verlustleistung zum größten Teil im Hydrauliksystem auf. Ein kleiner Teil der Verlustleistung wird durch die Reibung der innenliegenden Stangen hervorgerufen. Dieser Abschnitt wird im weiteren Verlauf der Arbeit

„Bewegung der innenliegenden Stange“

genannt.

Dieser Bereich erstreckt sich über die Länge der Senke nach den zwei ersten Peaks, welche in Abbildung 5.1 ersichtlich sind. Das Ende wird durch den Anstieg nach der Senke beschrieben. Der nächste Peak beschreibt das Losreißen der abliegenden Zungenschiene.

In dieser Darstellung ist der Anfahrvorgang abgeschlossen und das Fluid strömt durch das Hydrauliksystem. Am Anfang des Zylinderhubes, nachdem die Entriegelung stattgefunden hat, werden die innenliegenden Stangen bewegt. Diese Bewegung ist mit Reibungs- und Leckageverlusten im Zylinder verbunden. Beendet wird dieser Vorgang mit dem Losreißen der abliegenden Zungenschiene.

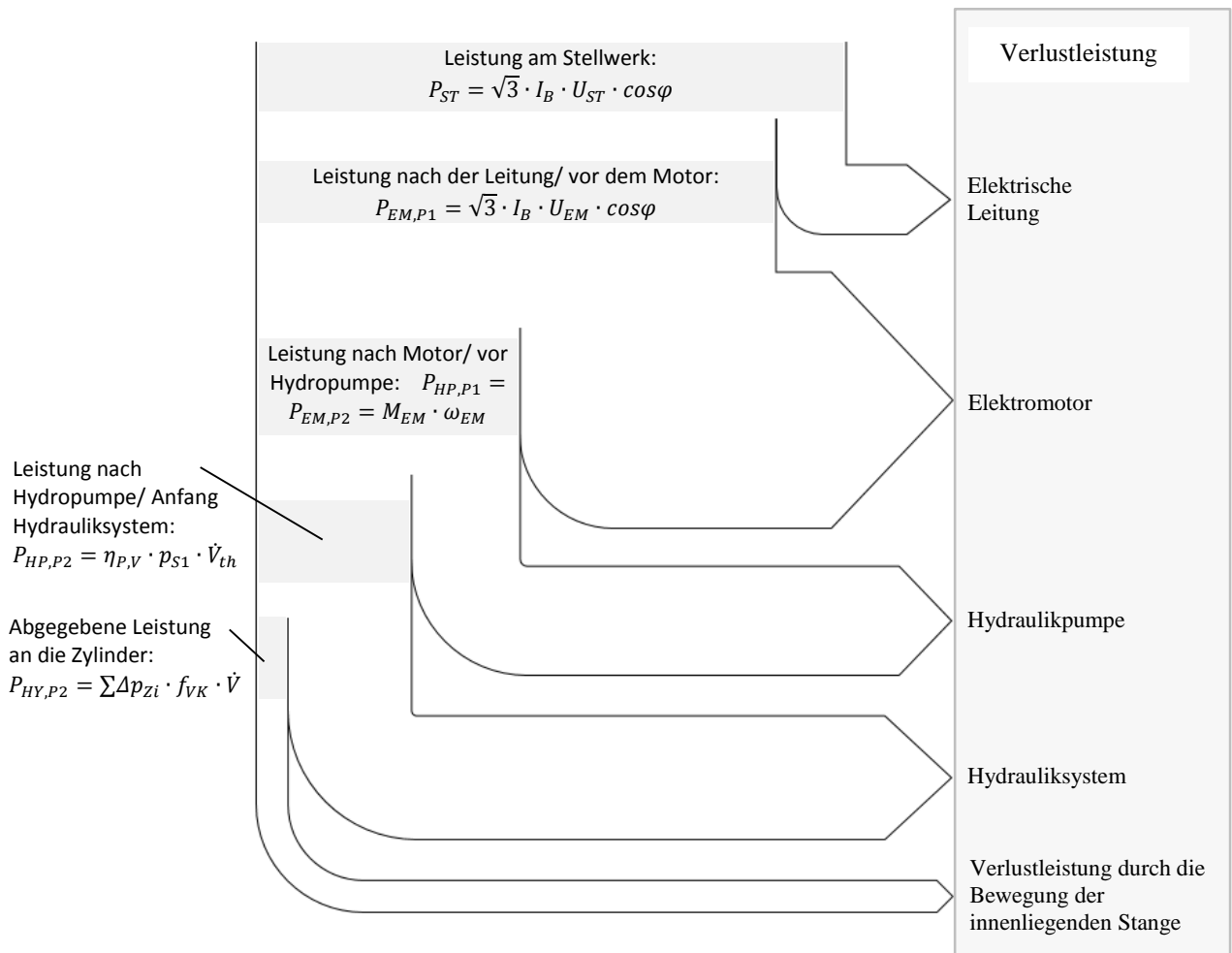


Abbildung 5.3: Gesamtdarstellung des Leistungsflusses bei der Bewegung der innenliegenden Stange (2. Abschnitt)

5.1.3 3. Abschnitt „Anfahren der Zungenschienen“

Im 3. Abschnitt wird zuerst die abliegende Zungenschiene losgerissen. Nach einem Zylinderhub von weiteren 12mm wird die anliegende Zungenschiene mitbewegt. Diese zwei Peaks befinden sich direkt nach dem niedrigeren Druckniveau in Bereich 2 (Abbildung 5.1). Dieser Abschnitt wird im weiteren Verlauf der Arbeit

„Anfahren der Zungenschienen“

genannt.

Der Vorgang und seine Wirkungen werden hier kurz erläutert.

Die abliegende Zunge, welche zuerst vom Stillstand beschleunigt wird, liegt auf den Rollen und wird von dort mit einem Haftreibungskoeffizient losgerissen. Nach diesem Losreißen wird die abliegende Zunge bis zu einem Stellhub von 12mm auf den Rollen bewegt. Dann wird die anliegende Zunge, vom Stillstand weg, beschleunigt. Diese Zunge liegt aber auf den Gleitstühlen

und muss mit einem Haftreibungskoeffizient, von Metall auf Metall, losgerissen werden. Dieser Haftreibungskoeffizient ist wesentlich höher als der Haftreibungskoeffizient der abliegenden Zunge, welche auf den Rollen lag. Nach dem Losreißen der Zungenschiene muss diese gleich auf die Rollen auffahren. Danach bewegen sich beide Zungenschiene auf den Rollen, bis sie die gegenüberliegenden Endlagen erreicht haben.

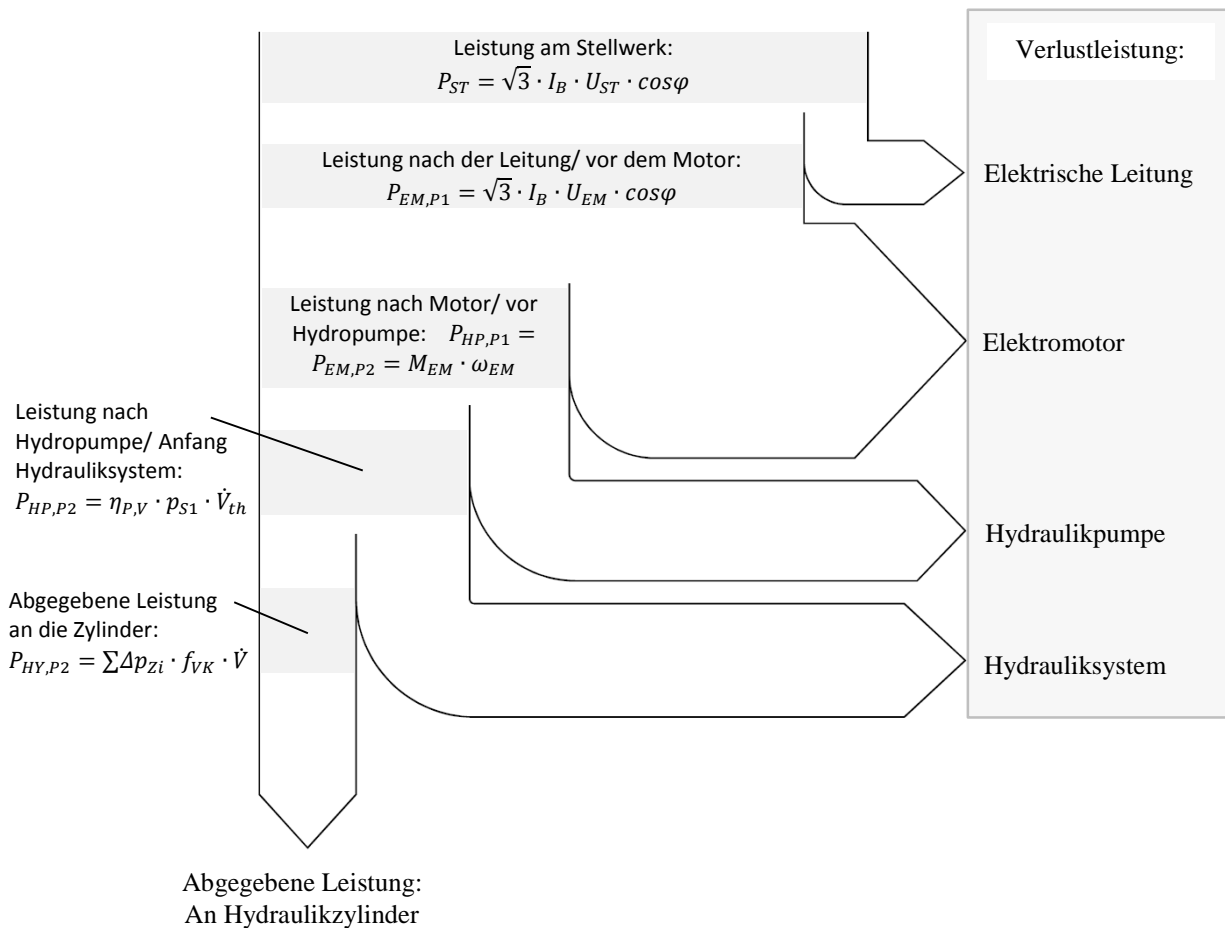


Abbildung 5.4: Gesamtdarstellung des Leistungsflusses beim Anfahren und beim Umstellvorgang (3. und 4. Abschnitt)

Abbildung 5.4 zeigt das Sankey-Diagramm beim Anfahren der Zungenschiene und beim Umstellen. Diese Abschnitte sind aus energetischer Sicht mit dem gleichen Sankey-Diagramm erklärbar, weil in diesen Abschnitten die Zungenschiene bewegt werden und dadurch ein Leistungsfluss auf diese stattfindet. Wobei es sich beim Anfahren um einen kurzen Augenblick mit zwei Peaks handelt und beim Umstellen ein längerer Zeitraum betrachtet wird.

5.1.4 4. Abschnitt „Umstellvorgang“

Hier findet die Bewegung der Zungenschienen statt. Wobei der Umstellvorgang beim Losreißen der ersten (vorher abliegenden) Zungenschiene beginnt und mit dem Stehenbleiben der letzten (vorher anliegenden) Zungenschiene endet. Die innenliegende Stange führt dabei im Spitzenverschluss einen Hub von 132mm durch. Dabei werden die Reibungskräfte der bewegenden Zungenschienen überwunden. Zudem müssen die Kräfte für die Verbiegung der Zungenschienen und die Verspannungszustände des Gesamtsystems überwunden werden. Dieser Abschnitt wird im weiteren Verlauf der Arbeit

„Umstellvorgang“

genannt.

Wenn dieser Abschnitt ausgeführt wurde, ist der sichtbare Teil der Umstellung beendet.

Das Sankey-Diagramm wurde bereits in Abschnitt 5.1.3 dargestellt.

5.1.5 5. Abschnitt „Spülvorgang“

Beim Spülvorgang wird der Kolben des Zylinders durchströmt. Diese Durchströmung des Kolbens beginnt bei Zylindern mit unterschiedlichen Stellhuben zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Damit wirklich nur die Durchspülung der Zylinder aus den Druckmesskurven ausgelesen werden kann, muss der Anfangszeitpunkt dieses Vorganges am Zylinderhubende des Zylinders mit dem längsten Stellhub sein. Dieser Zylinder ist der Zylinder im Spitzenverschluss (UE1). Der Anfangszeitpunkt des Gesamtpülvorganges wird aber mit dem Ende der Gesamtbewegung definiert. Dies bedeutet, dass der Anfangszeitpunkt für den Gesamtpülvorgang nach dem Ende des Stellhubes von UE1 festgelegt wird. Zu diesem Zeitpunkt wird der Zylinder von UE1 noch nicht gespült, weil die Endlage noch nicht erreicht ist. In der Leistungsbilanz ist dann aber keine Verlustleistung durch die Reibung der Zungenschienen mehr enthalten. Die Reibungsverluste in UE1, durch die Bewegung der innenliegende Stange, sind aber noch vorhanden. Dafür sind die Strömungsverluste durch die Durchströmung des Kolbens von UE1 nicht in der Leistungsbilanz.

Der Spülvorgang erfolgt, wie vorhin schon erwähnt, aus baulichen Gründen in den Endlagen des Zylinders. Dort wird ein Ventil freigegeben. Durch dieses Ventil, welches in beiden Strömungsrichtungen wirksam ist, kann das Fluid durch den Kolben strömen und der Druck pflanzt sich zu den nächsten Zylindern fort.

In Abbildung 5.5 ist der Kolben des Zylinders dargestellt. Der Kolben befindet sich in der rechten Endlage. Diese Endlage wird bei der Bewegung von links nach rechts erreicht. Dabei strömt das

Fluid von links nach rechts durch den Kolben (rote Linien mit Pfeilen). Damit dies geschehen kann, muss die linke Kugel durch den Druck des Fluids gegen die Feder gedrückt werden, damit das Ventil öffnet. Die rechte Kugel wird durch die Wellenschulter nach links gedrückt und gibt den Weg für die Durchströmung des Fluids frei.

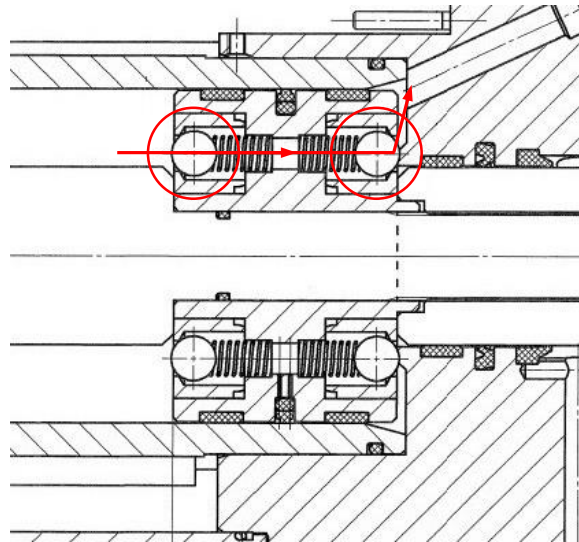


Abbildung 5.5: Rechte Endlage des Zylinders, Spülvorgang kann erfolgen

Dieser Abschnitt wird im weiteren Verlauf der Arbeit

„Spülvorgang“

genannt.

Die Strömungsverluste sind beim Spülvorgang deutlich größer als bei allen anderen Vorgängen. Die zusätzlichen Verluste entstehen beim Durchströmen des Kolbenventiles, welches in den Endlagen freigegeben ist. Diese Verluste summieren sich, da mehrere Zylinder durchspült werden.

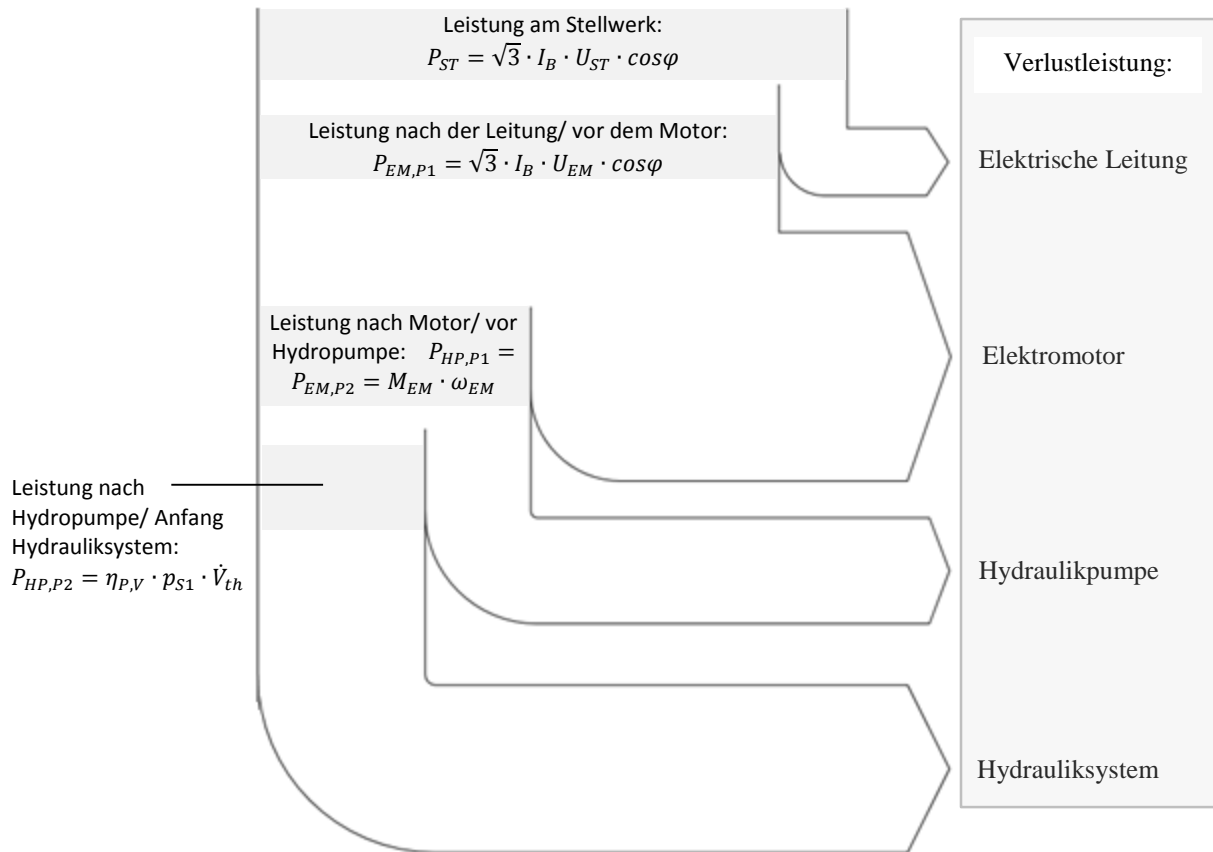


Abbildung 5.6: Gesamtdarstellung des Leistungsflusses beim Spülvorgang (5.Abschnitt)

Beim Spülvorgang ist die Bewegung der innenliegenden Stangen schon abgeschlossen. Aus diesem Grund wird auch keine Leistung an den mechanischen Aufbau übertragen.

5.2 Beschreibung und Berechnungsgrundlagen der Leistungsverluste

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Leistungen und die Leistungsverluste mit Gleichungen beschrieben.

Der Elektromotor wird anhand einer Darstellung von einer anderen Literaturstelle beschrieben, um einen Überblick über die Verluste zu erlangen.

5.2.1 Elektrische Leitung

Die Leistungsverluste in der elektrischen Leitung werden mit dem Spannungsabfall in den Kupferleitungen und dem Motorbetriebspunkt berechnet. Die Berechnung des Spannungsabfalles ist in Abschnitt 4.1.1 durchgeführt worden. Zudem kann die Leistung am Anfang des Elektromotors von der Stellwerksleistung subtrahiert werden.

$$P_{EL,V} = 3 \cdot \Delta u_{phase} \cdot I_B \cdot \cos\varphi = P_{ST} - P_{EM,P1} \quad \text{Gleichung 5.1}$$

5.2.2 Elektromotor

Der Drehstromasynchronmotor verursacht im Betrieb, wie alle mechanischen Bauteile, Verluste. In den weiteren Berechnungen wird auf die Abschätzung der Detailverluste verzichtet. Es werden nur die aufgenommene elektrische Leistung $P_{EM,P1}$ und die abgegebene mechanische Leistung $P_{EM,P2}$ berechnet. Daraus sind die Gesamtverluste errechenbar, dies zeigt Gleichung 5.2 .

$$P_{EM,V} = P_{EM,P1} - P_{EM,P2} = P_{EM,Fe} + P_{EM,CuS} + P_{EM,zus} + P_{EM,CuR} + P_{EM,Lu} + P_{EM,La} \quad \text{Gleichung 5.2}$$

$$P_{EM,P1} = \sqrt{3} \cdot I_B \cdot U_{EM} \cdot \cos\varphi \quad \text{Gleichung 5.3}$$

$$P_{EM,P2} = M_{EM} \cdot \omega_{EM} \quad \text{Gleichung 5.4}$$

In Gleichung 5.3 und Gleichung 5.4 sind die elektrische Leistung am Motoreingang und die mechanische Leistung am Motorausgang ersichtlich.

Die Werte für diese Berechnung sind mit dem Betriebszustand des Motors und den dadurch gegebenen Daten berechenbar. Diese Werte werden aus den Motorkennlinien ausgelesen.

Tabelle 5.1: Charakteristische Parameter, welche die Leistung des Elektromotors bestimmen

Parameter	Beschreibung
I_B	Mittlerer Betriebsstrom
U_{EM}	Spannung vor dem Elektromotor und nach der elektr. Leitung
$\cos\varphi$	Wirkleistungsfaktor des Elektromotors
M_{EM}	Drehmoment an der Welle des Elektromotors
ω_{EM}	Winkelgeschwindigkeit der Welle des Elektromotors

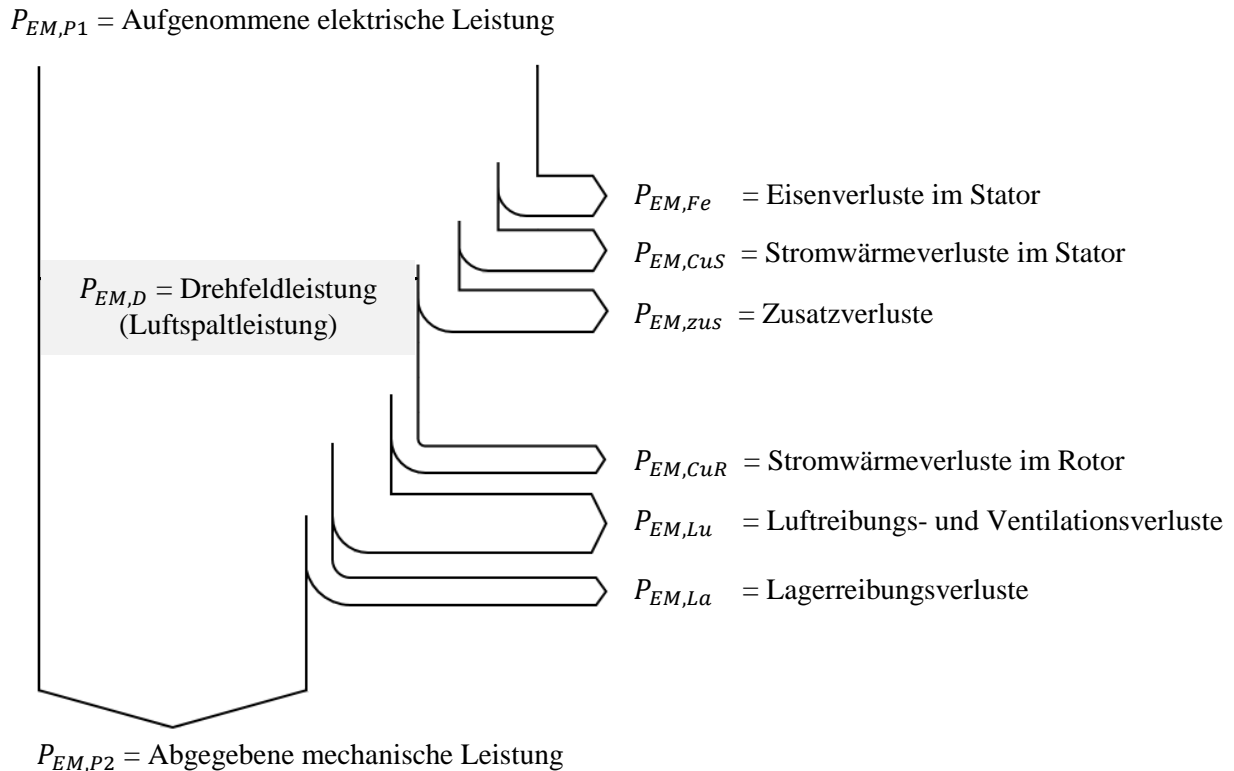


Abbildung 5.7: Darstellung der Verluste eines Drehstromasynchronmotors [ROC96]

In Abbildung 5.7 sind die Eingangs-, die Ausgangsleistung und die Leistungsverluste dargestellt. Die Eingangsleistung des Elektromotors $P_{EM,P1}$ ist eine elektrische Leistung. Die Ausgangsleistung $P_{EM,P2}$ hingegen ist eine mechanische. Die Leistungsverluste befinden sich auf der rechten Seite des Sankey-Diagramms.

Eisenverluste $P_{EM,Fe}$ entstehen durch Hysterese- und Wirbelstromverluste. Diese treten im Stator auf und hängen mit der Spannung und der Frequenz zusammen. Deshalb sind sie im Betrieb annähernd konstant. Im Rotor können sie vernachlässigt werden, weil Spannung und Frequenz im Betrieb sehr klein sind.

Stromwärmeverluste $P_{EM,CuS}$ und $P_{EM,CuR}$ entstehen im Stator und im Rotor und sind quadratisch von der Belastung abhängig.

Weitere Verluste sind die Lagerreibungs- ($P_{EM,La}$) und die Luftreibungsverluste ($P_{EM,Lu}$). Diese sind während dem Betrieb annähernd konstant, weil sie zum größten Teil von der Drehzahl abhängen und sich diese im Betrieb kaum ändert.

Zu den Zusatzverlusten $P_{EM,zus}$ zählen Wirbelströme in den Bauteilen der Maschine. [ROC96]

5.2.3 Hydraulikpumpe

Die Hydraulikpumpe wurde in Abschnitt 4.2.2 schon erklärt. Dabei wurde auf die Verlustarten eingegangen. Die Verluste werden dabei in hydraulisch-mechanische und in volumetrische gegliedert.

Bei vergleichsweise kleinen absoluten Pumpenausgangsdrücken von 20 bis 60bar, überwiegen die hydraulisch-mechanischen Verluste. Der Grund dafür ist, dass Lager- und Dichtungsreibung von der Drehzahl abhängig, aber unabhängig vom Druck, sind. D.h., dass die absolute Leistung in der Pumpe bei kleinen Drücken niedrig ist und die Reibungsverluste dazu vergleichsweise hoch sind. Bei hohen Pumpenausgangsdrücken von über 200bar ist der Anteil der Reibungsleistung sehr gering und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad steigt deutlich an.

Die volumetrischen Verluste sind bei einem niedrigen Pumpenausgangsdruck sehr gering. Bei einem Differenzdruck von null ist der volumetrische Wirkungsgrad eins. Die volumetrischen Verluste steigen mit zunehmender Druckdifferenz an. In dem HYDROSTAR[®] ZV wird eine reversierbare Zahnradpumpe verwendet, bei welcher der volumetrische Wirkungsgrad, laut Angaben des Pumpenherstellers, schlechter ist wie bei einer nicht reversierbaren.

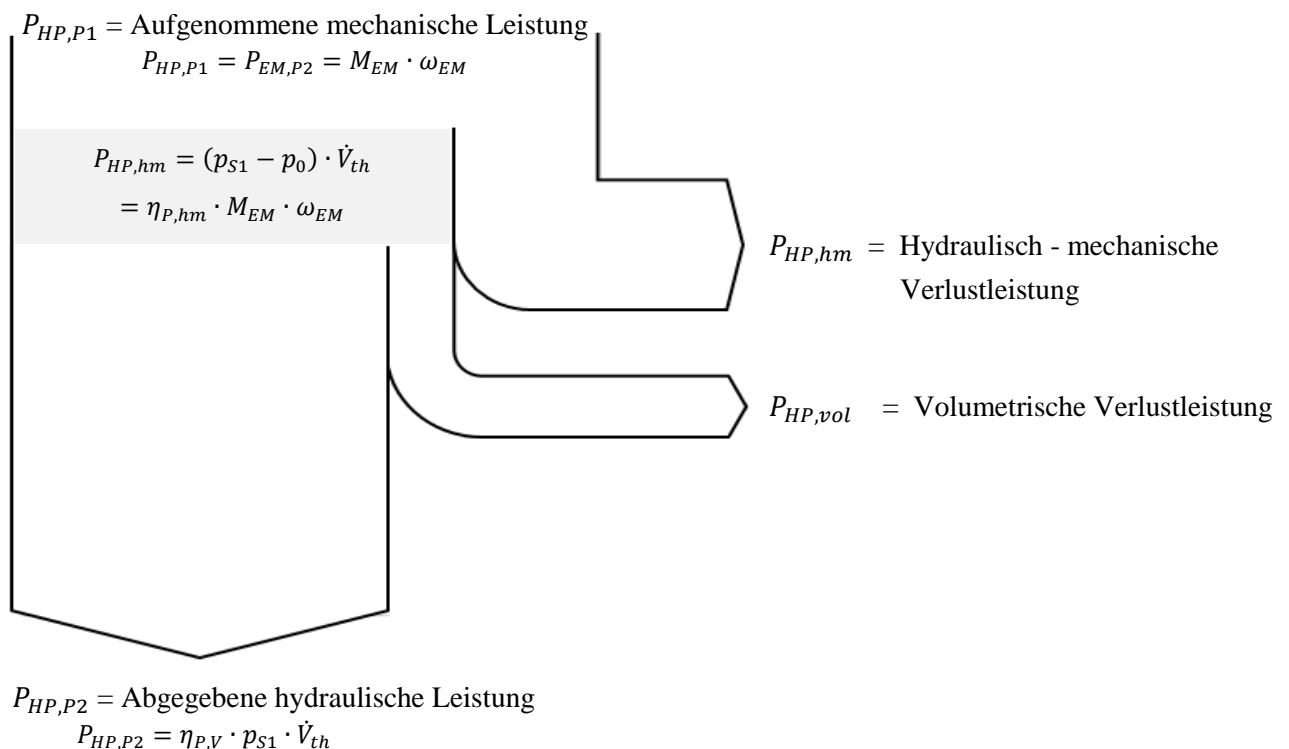


Abbildung 5.8: Darstellung der Verluste einer Hydraulikpumpe bei niedrigem Pumpenausgangsdruck

In Abbildung 5.8 ist das Sankey-Diagramm der Hydraulikpumpe dargestellt. Am Anfang dieser Abbildung befindet sich die aufgenommene mechanische Leistung, welche vom Elektromotor

bereitgestellt wird. Auf der Welle liegt ein Drehmoment an. Die Welle dreht sich mit einer bestimmten Drehzahl, welche sich ein wenig unter 1500 U/min befindet. Mit diesen Parametern ist die Leistung an dieser Stelle errechenbar. Es handelt sich dabei um Gleichung 5.5, welche äquivalent zu Gleichung 5.4 ist.

$$P_{HP,P1} = P_{EM,P2} = M_{EM} \cdot \omega_{EM} \quad \text{Gleichung 5.5}$$

Zu dem Motordrehmoment M_{EM} und der Motordrehzahl n_{EM} , welche zugleich auch die Pumpendrehzahl ist, werden die Drücke am Pumpeneingang p_{S2} und am Pumpenausgang p_{S1} gemessen. Mit dem Ausgangsdruck p_{S1} und der Drehzahl n_{EM} kann die theoretische Leistung im Hydrauliksystem berechnet werden. Multipliziert man diesen Wert noch mit dem volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{P,V}$, erhält man Gleichung 5.6. Diese Gleichung beschreibt die Leistung, welche das Fluid am Pumpenausgang praktisch leistet.

$$P_{HP,P2} = \eta_{P,V} \cdot p_{S1} \cdot \dot{V}_{th} \quad \text{Gleichung 5.6}$$

Zwischen Gleichung 5.5 und Gleichung 5.6 liegen der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{P,hm}$ und der volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{P,V}$.

$$P_{HP,P2} = P_{HP,P1} \cdot \eta_{P,V} \cdot \eta_{P,hm} \quad \text{Gleichung 5.7}$$

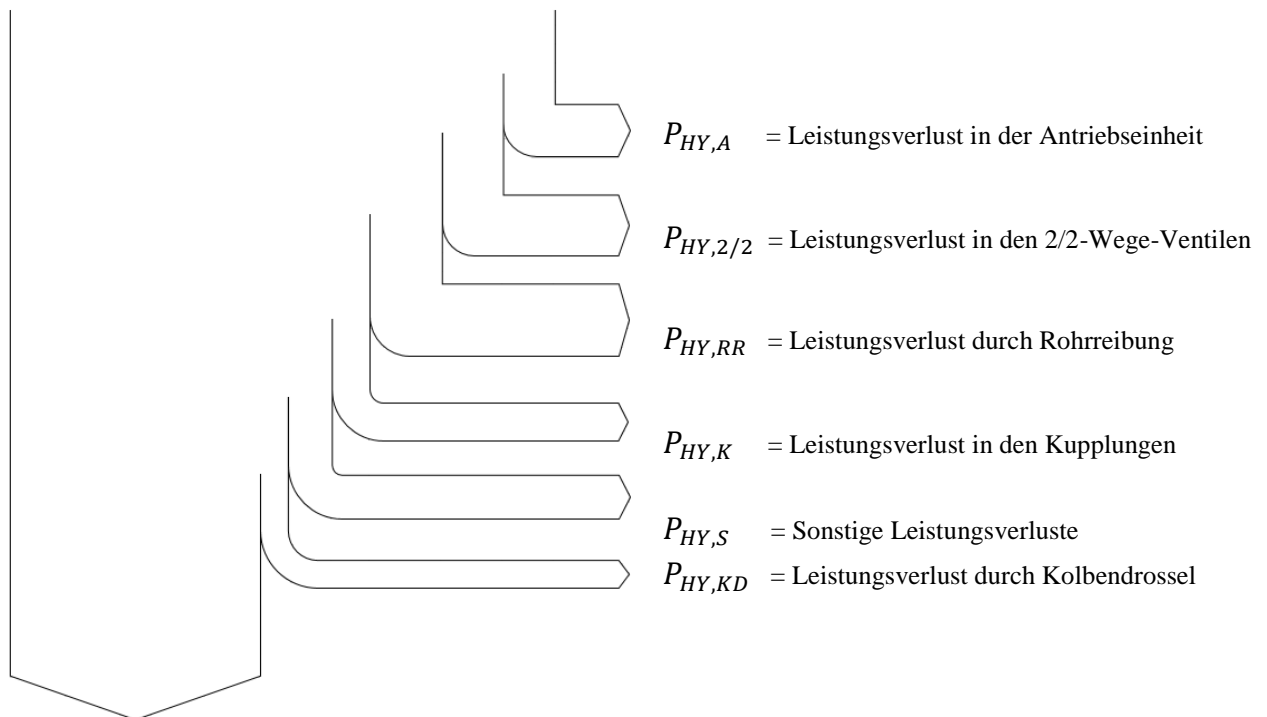
Tabelle 5.2: Charakteristische Parameter, welche die Leistung der Hydraulikpumpe bestimmen

Parameter	Beschreibung
$\eta_{P,V}$	Volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpe
$\eta_{P,hm}$	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe
p_{S1}	Absolutdruck am Pumpenausgang
\dot{V}_{th}	Theoretischer Volumenstrom
M_{EM}	Drehmoment an der Welle des Elektromotors
ω_{EM}	Winkelgeschwindigkeit der Welle des Elektromotors

5.2.4 Hydraulikkreislauf

Der Hydraulikkreislauf besteht aus der Sicht des Leistungsflusses aus der Hydraulikpumpe, dem Leitungssystem mit allen Ventilen und aus den Zylindern. Wobei die Pumpe die Leistung in das System einbringt und die Zylinder als Verbraucher dienen. Alle dazwischenliegenden Posten sind Verluste. Diese Verluste äußern sich im Wesentlichen als Strömungsverluste, welche ein Hindernis für das strömende Fluid darstellen. Ausgedrückt werden diese Verluste als Druckabfälle.

$P_{HY,P1}$ = Aufgenommene Leistung des Hydraulikkreislaufes



$P_{HY,P2}$ = Abgegebene Leistung des Hydraulikkreislaufes

Abbildung 5.9: Darstellung der Verluste im Hydraulikkreislauf

Leistungsbilanz im Hydrauliksystem

$$\Sigma P_{HY,V} = P_{HY,P1} - P_{HY,P2} = P_{HY,A} + P_{HY,2/2} + P_{HY,RR} + P_{HY,K} + P_{HY,S} + P_{HY,KD}$$

Gleichung 5.8

Die Verluste im Hydraulikkreislauf werden als Leistungsverluste ausgedrückt. Wie oben schon erwähnt, handelt es sich dabei um Strömungsbehinderungen im Leitungssystem, welche sich als Druckminderungen auswirken. Die dabei entstehende Verlustleistung wird allgemein mit

folgender Formel ausgedrückt $P_{HY,i} = \Delta p_i \cdot \dot{V}$. Wobei der Druckverlust Δp_i , der jeweilige Druckabfall, in diesem Verlustposten ist. Der Volumenstrom \dot{V}_i bleibt dabei immer derselbe, außer es wird ein Teil verzweigt. Dies geschieht in der Zylinderkammer, wo ein Teil des Volumenstromes über die Drossel fließt und der andere für die Verdrängung des Zylinderkolbens verantwortlich ist. Es handelt sich dabei um den praktischen Volumenstrom im System $\dot{V} = \eta_{P,V} \cdot \dot{V}_{th}$. Dabei ist $\eta_{P,V}$ der volumetrische Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe und \dot{V}_{th} der theoretische Volumenstrom im Hydrauliksystem. Dieser ist wiederum vom Schluckvolumen der Hydraulikpumpe und der Drehzahl des Elektromotors abhängig.

Zugeführte Leistung

Die Eingangsleistung $P_{HY,P1}$ des Hydrauliksystems, des in Abbildung 5.9 dargestellten Sankey-Diagramms, entspricht dem Pumpenausgangsdruck p_{S1} multipliziert mit dem theoretischem Volumenstrom \dot{V}_{th} und dem volumetrischem Wirkungsgrad $\eta_{P,V}$ der Hydraulikpumpe. Die Eingangsleistung ist in Gleichung 5.9 ersichtlich.

$$P_{HY,P1} = \eta_{P,V} \cdot p_{S1} \cdot \dot{V}_{th} \quad \text{Gleichung 5.9}$$

Abgegebene Leistung

Die Leistung $P_{HY,P2}$, welche nach den Verlusten noch vorhanden ist, ist jene, welche in den Zylindern abgebaut wird. Um die Größe dieser Leistung zu ermitteln, müssen die Druckdifferenzen in den Zylinderkammern Δp_{Zi} und der dabei wirksame Volumenstrom bekannt sein. Die Druckdifferenzen können aus den Druckmesskurven der Zylinder ausgemessen werden. Der für die Zylinder wirksame Volumenstrom ist der praktische Volumenstrom des Leitungssystems, abzüglich dem Volumenstrom, welcher über die Kolbendrossel strömt. Der Volumenstrom über die Drossel wird mit 5% des praktischen Volumenstromes angenommen. Deshalb bleiben, als wirksamer Volumenstrom für die Bewegung, noch 95% des praktischen Volumenstromes übrig. Dies wird in Gleichung 5.10 dargestellt.

$$P_{HY,P2} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot (\dot{V}_{th} \cdot \eta_{P,V} - \dot{V}_{KD,Zi}) = \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.10}$$

Verlustleistung durch die Antriebseinheit

Die Antriebseinheit für das Hydrauliksystem, in welcher die Hydraulikpumpe sitzt, weist neben den Verlusten der Hydraulikpumpe selbst noch weitere Verluste auf. Diese Verluste ergeben sich bei der Durchströmung des Fluids durch das integrierte Leitungssystem und den Filter. Dieser Verlust wird mit $P_{HY,A}$ (Leistungsverlust in Antriebseinheit) bezeichnet.

$$P_{HY,A} = (p_{S2} - p_0) \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.11}$$

Wobei der Druck p_{S2} am Pumpeneingang gemessen wird.

Verlustleistung bei der Durchströmung der 2/2-Wege-Ventile und Kupplungen

Ein weiterer Verlust entsteht beim Durchströmen des Fluids durch die 2/2-Wege-Ventile. Diese Verluste können ohne großen Aufwand nicht berechnet werden.

Da das Fluid durch sehr kleine Öffnungen strömt, sind die Strömungsverluste von der Scherbelastung auf das Fluid abhängig. Aus diesem Grund sind die Strömungsverluste von der Viskosität des Fluids abhängig.

Durch die Druckmesskurven, welche in den Zylinderkammern während einer Umstellung aufgezeichnet werden, kann ein Druckverlust zwischen den Zylinderkammern gemessen werden. Dabei wird der Druckverlust von zwei 2/2-Wege-Ventilen, zwei Kupplungen und der Rohr- und Schlauchleitung eruiert. Der Druckverlust in der Rohr- und Schlauchleitung kann, wie in Abschnitt 4.2.5 dargestellt, berechnet werden. Die Druckverluste für die Kupplungen Δp_K und die 2/2-Wege-Ventile $\Delta p_{2/2}$ werden abgeschätzt und mit einem Faktor für jeden Abschnitt multipliziert. Die gesamte Verlustleistung bei der Durchströmung der 2/2-Wege-Ventile wird in Gleichung 5.12 dargestellt. Dasselbe gilt für die Durchströmung der Kupplung. Die gesamte Verlustleistung ist in Gleichung 5.13 ersichtlich.

$$P_{HY,2/2} = 2n \cdot \Delta p_{2/2} \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.12}$$

$$P_{HY,K} = (2n + 1) \cdot \Delta p_K \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.13}$$

Verlustleistung durch die Rohrreibung

Die Verluste in den Rohren und den Schläuchen wurden in Abschnitt 4.2.5 erläutert. Der wesentlichste Einflussfaktor ist die Strömungsgeschwindigkeit des Öles, welche quadratischen Einfluss auf den Druckverlust in den Leitungen hat. Weitere Faktoren sind die Viskosität des Öles,

welche von der Öltemperatur abhängig ist, die Rohrlänge und der Rohrdurchmesser. Die Verlustleistung durch die Druckverluste in den Leitungen wird natürlich auch aus dem Produkt von Druck und Volumenstrom gebildet und ist in Gleichung 5.14 ersichtlich.

$$P_{HY,RR} = \Delta p_R \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.14}$$

Verlustleistung durch die Kolbendrossel

Durch die Drossel im Kolben, durch welche ein kleiner Volumenstrom fließt, wird eine Verlustleistung hervorgerufen. Der Volumenstrom durch die Drossel wird für jede Drossel mit 5% des effektiven Volumenstromes angenommen. Diese Annahme ist natürlich nicht für jeden Zylinder richtig, da der Durchfluss durch eine Drossel durch die Druckdifferenz vor und nach der Drossel bestimmt wird. Diese Druckdifferenz ist natürlich zur selben Zeit nicht in allen Zylindern gleich. Bei dieser kleinen Verlustleistung wird aber auf eine genauere Betrachtung verzichtet. Die Verlustleistung $P_{HY,KD}$ für den Drosseldurchfluss aller Drosseln ist in Gleichung 5.15 ersichtlich. Der Faktor f_{KD} könnte für jeden Zylinder getrennt angenommen werden. Dieser Faktor wäre dann in dem Zylinder mit der größten Druckdifferenz am höchsten. Da dieser Verlust sehr klein ist, wird der Faktor mit 0,05 angenommen.

$$P_{HY,KD} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{ZG} \cdot f_{KD} \cdot \dot{V} \quad \text{Gleichung 5.15}$$

Sonstige Verluste im Hydrauliksystem

Als letzte Verlustleistung im Hydrauliksystem werden noch sonstige Verluste $P_{HY,S}$ angenommen. Dazu zählen sonstige Verschraubungen, Krümmungen in den Schläuchen und alle sonstigen Verluste, welche mit den zuvor beschriebenen nicht abgedeckt werden.

5.2.5 Mechanische Komponenten

Zu den mechanischen Komponenten werden alle Bauteile gezählt, welche nach dem Zylinderkolben notwendig sind um den Umstellvorgang auszuüben. Dazu zählt der mechanische Teil des Zylinders, das Zungenangriffsstück und der bewegliche Teil der Fahrbahn.

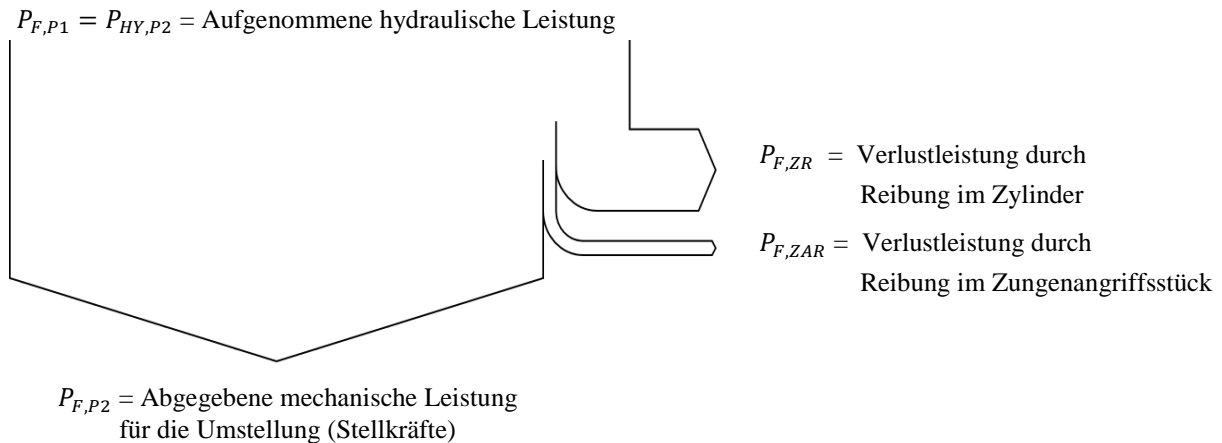


Abbildung 5.10: Darstellung der Verluste bei den mechanischen Komponenten

Die in Abbildung 5.10 dargestellten Verlustleistungen setzen sich aus drei Punkten zusammen. Der erste Punkt sind die Leistungsverluste $P_{F,ZR}$ durch die Reibungen im Zylinder. Diese Verluste setzen sich durch die in Abbildung 4.13 gezeigten Reibkräfte zusammen. Der theoretische Ansatz um diese Verluste zu berechnen wäre $P_{F,ZR} = \sum F_{Z,i,r} \cdot \dot{x}_{Z,U}$. Dabei wird die Summe der Reibkräfte im Zylinder während der Umstellung addiert und mit der Umstellgeschwindigkeit multipliziert. Da die Berechnung dieser Reibkräfte nicht oder nur sehr schwer möglich ist, wird ein hydraulisch-mechanischer Zylinderwirkungsgrad für die Berechnung der Zylinderverluste herangezogen. Dieser hydraulisch-mechanische Zylinderwirkungsgrad $\eta_{Z,hm}$ wird mit $0.83 = konst.$ angenommen.

Die Messung dieses Wirkungsgrades wäre mit einigem Aufwand möglich. Dazu müsste auf beiden Zylinderenden eine Kraftmessdose angebracht werden. Die Druckmessung in den Zylinderkammern wird schon durchgeführt. Wenn diese Parameter gleichzeitig aufgezeichnet werden könnten, wäre die Summe der Zylinderreibkräfte errechenbar. Der Zylinderwirkungsgrad ist natürlich keineswegs konstant. Die Annahme eines konstanten Wirkungsgrades erleichtert die Berechnung deutlich.

Für die Reibverluste im Zungenangriffsstück gilt Ähnliches wie für den Zylinder. Die Verlustleistung durch Reibung im Zungenangriffsstück $P_{F,ZAR}$ wird mit einem Wirkungsgrad berücksichtigt. Dieser Wirkungsgrad $\eta_{F,ZU}$ wird mit $0.97 = konst.$ angenommen.

Die durchschnittliche Leistung, welche erforderlich ist, um den Umstellvorgang auszuführen, kann mit der Stellgeschwindigkeit $\dot{x}_{F,U}$ und der durchschnittlichen Stellkraft $\Sigma F_{F,St,ges,AVS}$ aus Abschnitt 4.3.4, berechnet werden. Die abgegebene mechanische Leistung ist in Gleichung 5.16 ersichtlich. Wobei die Indizes „ges“ die Gesamtstellkraft und „AVS“ die durchschnittliche Stellkraft über den Umstellvorgang von 132mm Zylinderweg beschreiben.

$$P_{F,P2} = \dot{x}_{F,U} \cdot \Sigma F_{F,St,ges,AVS} \quad \text{Gleichung 5.16}$$

Diese abgegebene mechanische Leistung kann noch weiter unterteilt werden. Dabei wird unterschieden zwischen der Reibleistung $P_{F,R}$ (Gleichung 5.17), der Leistung zum Verbiegen der Zungenschienen $P_{F,B}$ (Gleichung 5.18) und der Leistung für die sonstigen Stellkräfte $P_{F,S}$ (Gleichung 5.19).

$$P_{F,R} = F_{F,R,P,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U} \quad \text{Gleichung 5.17}$$

$$P_{F,B} = F_{F,B,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U} \quad \text{Gleichung 5.18}$$

$$P_{F,S} = F_{F,S,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U} \quad \text{Gleichung 5.19}$$

6 Quantitative Darstellung des Leistungsflusses

In den folgenden Abschnitten wird der Leistungsfluss mit Zahlen, in den 5 Abschnitten der Umstellung, dargestellt. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf der 1200m Weiche. Zum Vergleich wird das Umstellen der 10000m Weiche und der 1200m Weiche herangezogen.

6.1 Systemparameter der Anlage

Um die Leistungen an den charakteristischen Stellen berechnen zu können, müssen die dazu erforderlichen Parameter gefunden werden.

6.1.1 Diskussion zur Ermittlung der Systemparameter

Anhand des Umstellens (4.Abschnitt) wird in diesem Abschnitt erklärt, wie die Parameter der Anlage gefunden werden.

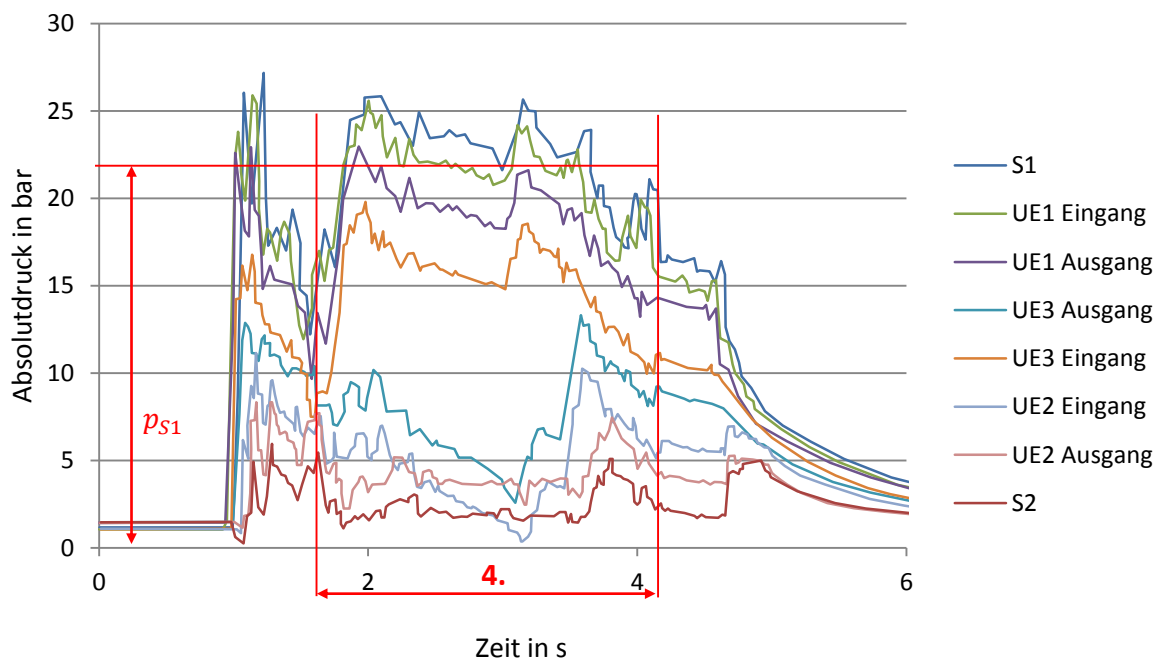


Abbildung 6.1: Alle Absolutdrücke über einen Umstellvorgang nach rechts, stationärer Absolutdruck p_{S1} ersichtlich

Im Zug der Diplomarbeit wurden die einzelnen Druckmesskurven der Zylinderkammern und der Antriebseinheit digitalisiert und zusammengeführt. Bei der Zusammenführung der Druckmesskurven, welche in Abbildung 6.1 abgebildet sind, werden Besonderheiten ersichtlich. Diese werden im 7. Abschnitt diskutiert. Die Bezeichnung der Legende in Abbildung 6.1 bezieht

sich auf die Zylinder in den Umstellebenen, wobei UE1 Ausgang für die ausströmende Zylinderkammer in der Umstellebene 1 steht.

Für den Leistungsfluss des Gesamtsystems sind die Druckdifferenzen in den Zylinderkammern der Zylinder von entscheidender Bedeutung. Damit kann die abgegebene Leistung an den mechanischen Aufbau ermittelt werden.

Mittlerer Druck über das Umstellen (4.Abschnitt)

Der 4. Abschnitt wird als stationärer Betriebspunkt angesehen, über welchen der mittlere Druck ermittelt wird. In Abbildung 6.1 ist der stationäre mittlere Druck p_{S1} des Pumpenausganges während des Umstellens eingezeichnet.

Um aus den Daten der Druckkurven, welche aus Punkten mit unterschiedlichen Zeitabständen bestehen, den mittleren Druck ermitteln zu können, wird das Rechteckverfahren angewendet. Es wird bei jedem vorhandenen Punkt (p_i/t_i) ein Rechteck mit den entsprechenden Zeitabständen gebildet. Diese Rechteckflächen A_{Ri} werden summiert und mit der Gesamtzeitdauer $t_{ges} = b - a$, in welchen sich diese Dreiecke befinden, dividiert.

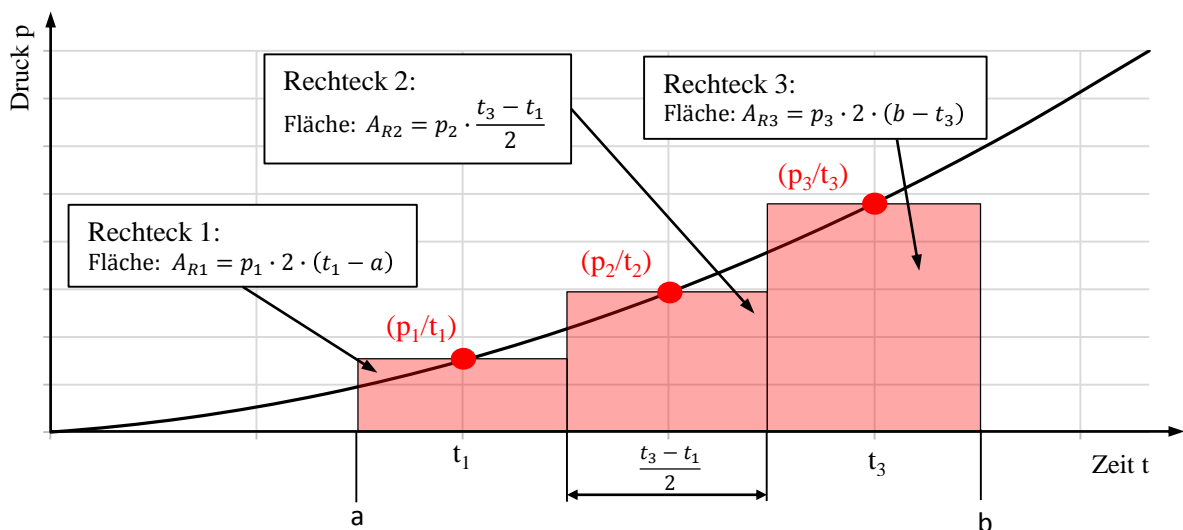


Abbildung 6.2: Rechteckverfahren für die Datenverarbeitung mit Punktdaten

Für Abbildung 6.2 würde der mittlere Druck wie folgt lauten.

$$p_m = \frac{A_{R1} + A_{R2} + A_{R3}}{b - a}$$

Gleichung 6.1

Beim Umstellen werden natürlich deutlich mehr Punkte für die Berechnung des mittleren Druckes herangezogen. Dabei ist es notwendig ein Programm zu verwenden, welches für ein solches Verfahren programmiert werden kann. Mit einem Tabellenkalkulationsprogramm kann so ein Verfahren auch realisiert werden.

Für die Abschnitte 1 und 3, welche nicht über einen längeren Zeitabraum andauern und folge dessen aus Peaks bestehen, werden nur die lokalen Maximalwerte herangezogen.

Tabelle 6.1: Mittlere Drücke und Druckdifferenzen während des Umstellens

Parameter		Einheit	4.Abschnitt Umstellen
Druck S1 Pumpenausgang	p_{S1}	[bar]	22,6
Druck UE1_E Zylinder1 Eingang	$p_{UE1,E}$	[bar]	21,1
Druck UE1_A Zylinder1 Ausgang	$p_{UE1,A}$	[bar]	18,7
Druck UE2_E Zylinder2 Eingang	$p_{UE2,E}$	[bar]	4,3
Druck UE2_A Zylinder2 Ausgang	$p_{UE2,A}$	[bar]	4,0
Druck UE3_E Zylinder3 Eingang	$p_{UE3,E}$	[bar]	16,6
Druck UE3_A Zylinder3 Ausgang	$p_{UE3,A}$	[bar]	6,5
Druck S2 Pumpenausgang	p_{S2}	[bar]	2,35
Differenzdruck aller Zylinder	Δp_{ZG}	[bar]	12,9
Druckdifferenz Zylinder1	Δp_{Z1}	[bar]	2,4
Druckdifferenz Zylinder2	Δp_{Z2}	[bar]	0,3
Druckdifferenz Zylinder3	Δp_{Z3}	[bar]	10,2
Druckverluste Leitungssystem	Δp_L	[bar]	7,4

Aus Tabelle 6.1 können die wichtigsten Drücke ausgelesen werden. Dabei ist der Druck am Pumpenausgang p_{S1} der ausschlaggebende Parameter für das notwendige Drehmoment, welches der Elektromotor aufbringen muss.

Zudem kann der Druckabbau in den Zylinderkammern dargestellt werden. Die Druckdifferenz aller Zylinder Δp_{ZG} wird herangezogen um die abgegebene Leistung an den mechanischen Abbau zu bestimmen.

Zudem kann der Druckverlust im Leitungssystem Δp_L , zu welchem die Leitungen und mehrere Ventile zählen, dargestellt werden.

Der letzte noch übrige Druckverlust ist der Druck am Pumpeneingang p_{S2} . Dieser Druck entsteht beim Durchströmen des Blockes in Antriebseinheit. Dort befinden sich ein Rohrsystem und der Filter.

Zusammenhang zwischen Absolutdruck p_{S1} und Motormoment

Dieser Zusammenhang wird empirisch hergestellt. Dabei wurden Daten von einer Messung, auf einem eigens dafür vorgesehenen Prüfstand, zur Verfügung gestellt. Für diese Messung wurde die Antriebseinheit aufgebaut. Auf der Seite der Hydraulik wurde ein Druckbegrenzungsventil verwendet, um Drücke am Pumpenausgang zu erreichen, welche auch in der realen Anlage vorhanden sind. Dabei wurden die Drücke p_{S1} und p_{S2} gemessen. In dieser Anlage wurde zwischen der Hydropumpe und dem Elektromotor ein rotierender Drehmomentsensor, mit einem Drehzahlausgang, angebracht.

Das Diagramm mit diesen Daten ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Dieser lineare Zusammenhang entspricht der Gleichung 3.4 ($M_{EM(p_{S1})} = 56,43 + 10,47 \cdot p_{S1}$ [Ncm]). Der Druck wird dabei in der Einheit bar eingesetzt.

Im Falle des Umstellens mit einem Pumpenausgangsdruck von $p_{S1} = 22,6\text{bar}$ ist ein Drehmoment $M_{EM} = 293\text{Ncm}$ erforderlich.

Um mit diesem Drehmoment die weiteren Daten aus den Kennlinien des Elektromotors ermitteln zu können, ist es notwendig den Vorwiderstand der elektrischen Leitung zu berechnen.

Berechnung des Leitungswiderstandes

Die Grundlage zur Berechnung des Widerstandes wird in Abschnitt 4.1.1 beschrieben. Die zwei erforderlichen Gleichungen sind 4.1 und 4.2 .

Um den Leitungswiderstand bestimmen zu können, sind noch zwei Parameter notwendig. Dabei handelt es sich um die Länge der elektrischen Leitung und die Temperatur des elektrischen Leiters. Diese Parameter sind in Tabelle 6.2 ersichtlich.

Tabelle 6.2: Angenommene Parameter zur Berechnung des Leitungswiderstandes

Parameter		Einheit	Wert
Temperatur des Leiters	T_L	[°C]	10
Länge des elektrischen Leiters	L	[m]	3000

Mit der vorhandenen Leitungslänge, welche von der Entfernung des Stellwerkes von der Weiche abhängt, ist der Aderquerschnitt in einem gewissen Maße richtig zu wählen. Dafür gibt es Empfehlungen von der Firma vaSignaling.

Tabelle 6.3: Aderquerschnitt in Abhängigkeit der Leitungslänge (Stellentfernung)

Stellentfernung L [m]	Aderquerschnitt [mm ²]	Anzahl der Adern je Phase []	Wirksamer Aderquerschnitt A [mm ²]
0 - 1300	1	1	1
1300 - 2000	1,5	1	1,5
2000 - 2600	1	2	2
2600 - 3300	2,5	1	2,5
3300 - 3900	1 (1,5)	3 (2)	3
3900 - 5300	1	4	4
5300 - 5900	1,5	3	4,5
5900 - 6600	2,5 (1)	2 (5)	5
6600 - 7900	1	6	6
7900 - 9900	2,5	3	7,5

Mit Tabelle 6.3 ergibt sich ein Aderquerschnitt $A = 2,5\text{mm}^2$, bei einer Leitungslänge von $L = 3000\text{m}$. Diese Tabelle ist nur für die 1200m Weiche mit 3 Umstellebenen gültig, bei einer anderen Weiche ergibt sich eine andere Tabelle.

Damit kann der Leitungswiderstand berechnet werden. In den folgenden Zeilen werden die Parameter in die Gleichung 4.1 und Gleichung 4.2 eingesetzt.

$$\begin{aligned} \rho_{cu(T_L)} &= \rho_{cu,20^\circ C} \cdot (1 + \alpha_{cu} \cdot (T_L - T_{20^\circ C})) = \\ &= 0,0175 \cdot (1 + 0,0039 \cdot (10 - 20)) = 0,01682 \text{ } [\Omega\text{mm}^2/\text{m}] \end{aligned} \quad \text{Gleichung 4.1}$$

Der Leitungswiderstand pro Leiter des dreiphasigen Kabels kann mit der folgenden Formel berechnet werden.

$$R_v = \rho_{cu(T_L)} \cdot \frac{L}{A} = 0,01682 \cdot \frac{3000}{2,5} = 20,2 \text{ } [\Omega] \quad \text{Gleichung 4.2}$$

Damit ist der Leitungsvorwiderstand mit $R_v = 20,2 \text{ } [\Omega]$ festgelegt. Dieser Widerstand hängt nicht vom Motorbetriebspunkt ab, weshalb er ein unabhängiger Faktor ist. Der maximale Vorwiderstand für die Gesamtanlage wird von der vaSignaling für die 1200m Weiche mit $R_{v,max,3UE} = 23 \text{ } [\Omega]$ festgelegt. Die Einflussfaktoren sind durch die Stellentfernung, den ausgewählten Aderquerschnitt und die Temperatur festgelegt.

Festlegung des Motorbetriebspunktes

Mit dem Leitungsvorwiderstand und den Kennlinien aus Punkt 4.1.2 kann im 1. Schnitt die Drehzahl des Motors abgeschätzt werden. Dafür wird das Diagramm in Abbildung 4.5 herangezogen, in welchem das Drehmoment in Abhängigkeit der Drehzahl und des Vorwiderstandes dargestellt wird.

Danach können auch der Betriebsstrom und der Wirkfaktor aus Abbildung 4.6 und Abbildung 4.7 entnommen werden.

Tabelle 6.4: Werte des Motorbetriebspunktes beim Umstellen

Parameter		Einheit	Wert
Drehmoment	M_{EM}	[Ncm]	293
Motordrehzahl	n_{EM}	[U/min]	1422
Betriebsstrom	I_B	[A]	2,23
Wirkleistungsfaktor	$\cos\varphi$	[]	0,685

Berechnung des Spannungsabfalles in den elektrischen Leitungen

Der Spannungsabfall wird nach VDE berechnet und ist in Gleichung 4.3 dargestellt. Bei dieser Formel wird jedoch der Spannungsabfall von einer Phase berechnet. Dies muss später bei der Berechnung der Leistung berücksichtigt werden. Um den Spannungsabfall berechnen zu können ist es notwendig den Betriebspunkt des Elektromotors zu kennen. Daher kann der Spannungsabfall auch erst an dieser Stelle berechnet werden. Die notwendigen Parameter des Motors sind der Betriebsstrom I_B und der Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi$. Weitere notwendige Parameter sind der Blindwiderstand λ und der Blindleistungsfaktor $\sin\varphi$. Der Blindwiderstand wird laut VDE angenommen und der Blindleistungsfaktor kann in Abhängigkeit von $\cos\varphi$ berechnet werden. Diese zwei Parameter sind in Tabelle 6.5 dargestellt.

Tabelle 6.5: Parameter zur Berechnung des Spannungsabfalles pro Phase

Parameter		Einheit	Wert
Blindleistungsfaktor	$\sin\varphi$	[]	0,729
Blindwiderstand	λ	[$\Omega m/m$]	0,08

$$\Delta u_{phase} = \left(1,25 \cdot \rho_{cu,20^\circ C} \cdot (1 + \alpha_{cu} \cdot (T_L - T_{20^\circ C})) \cdot \frac{L}{A} \cdot \cos\varphi + \lambda \cdot L \cdot \sin\varphi \right) \cdot I_B =$$

$$= \left(1,25 \cdot 0,0175 \cdot (1 + 0,0039 \cdot (10 - 20)) \cdot \frac{3000}{2,5} \cdot 0,685 + 0,08 \cdot 3000 \cdot 0,729 \right) \cdot 2,23 =$$

$$= 38,9 \text{ V} \quad \text{Gleichung 4.3}$$

Tabelle 6.6: Spannungen und Spannungsabfälle im Elektrosystem

Parameter		Einheit	Wert
Nennspannung am Stellwerk, dreiphasig	U_{ST}	[V]	380
Spannungsabfall pro Phase	Δu_{phase}	[V]	38,9
Spannungsabfall dreiphasig	$\Delta u = \sqrt{3} \cdot \Delta u_{phase}$	[V]	67,4
Spannung am Elektromotor	$V_{EM} = V_{ST} - \Delta u$	[V]	312,6

In Tabelle 6.6 sind die Spannungen im Elektrosystem ersichtlich. Der Spannungsabfall pro Phase Δu_{phase} wird dabei mit dem Formalismus nach VDE für eine Phase berechnet. Danach wird dieser Spannungsabfall mit dem Verkettungsfaktor $\sqrt{3}$ multipliziert, wodurch der dreiphasige Spannungsabfall Δu entsteht. Wird die Nennspannung am Stellwerk V_{ST} mit dem dreiphasigen Spannungsabfall Δu subtrahiert, erhält man die Spannung am Elektromotor U_{EM} . Diese Spannung ist deutlich niedriger als am Stellwerk.

Volumenstrom im Hydrauliksystem

Um mit den Drücken aus Tabelle 6.1 Leistungen errechnen zu können, muss der dabei vorhandene Volumenstrom bekannt sein. Dieser Volumenstrom ist direkt proportional mit der Drehzahl. Um den Volumenstrom am Pumpenausgang ermitteln zu können, muss das Schluckvolumen V_i und der volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{p,v}$ der Pumpe bekannt sein. Über den volumetrischen Wirkungsgrad kann keine genaue Aussage getroffen werden. Ein begrenzender Faktor ist die gesamte Umstellzeit des Systems. Diese Dauer beträgt bei der 1200m Weiche 3,7s.

Tabelle 6.7: Parameter zur Bestimmung des effektiven Volumenstroms

Parameter		Einheit	Wert
Volumetrischer Wirkungsgrad	$\eta_{P,V}$	[]	0,95
Schluckvolumen der Hydropumpe	V_i	[cm ³ /s]	5,85
Motordrehzahl	n_{EM}	[U/min]	1422

$$\dot{V} = V_i \cdot n_{EM} \cdot \eta_{V,P} = 5,85 \cdot 1422 \cdot 0,95 = 7903 \text{ [cm}^3/\text{min]} \equiv 7,903 \text{ [l / m]}$$

Gleichung 6.2

Mit Gleichung 6.2 wird der effektive Volumenstrom berechnet. Dieser Volumenstrom setzt sich aus dem Schluckvolumen V_i , der Motordrehzahl n_{EM} und dem volumetrischen Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe zusammen. Dieser effektive Volumenstrom \dot{V} ist im gesamten Hydrauliksystem konstant. Die einzige theoretische Verzweigung des Volumenstromes befindet sich in den Zylinderkammern. Dabei strömt ein kleiner Teil des effektiven Volumenstroms durch die Kolbendrossel. Dieser Volumenstrom ist, wie bei jeder Drossel, von der Druckdifferenz zwischen Drosselein- und Drosselausgang abhängig. Der große Teil des Volumenstromes verdrängt den Kolben.

Da die Drosselkennlinie nicht bekannt ist, wird mit einem druckunabhängigen Volumenstrom gerechnet. Dabei wird angenommen, dass 5% des effektiven Volumenstroms durch die Drossel strömen und 95% des Volumenstroms den Kolben verdrängen. Um den Volumenstrom zur Verdrängung des Kolbens berechnen zu können, wird der Parameter $f_{KD} = 0,05$ festgelegt. In Abbildung 6.3 ist der Fluss des Volumenstroms dargestellt.

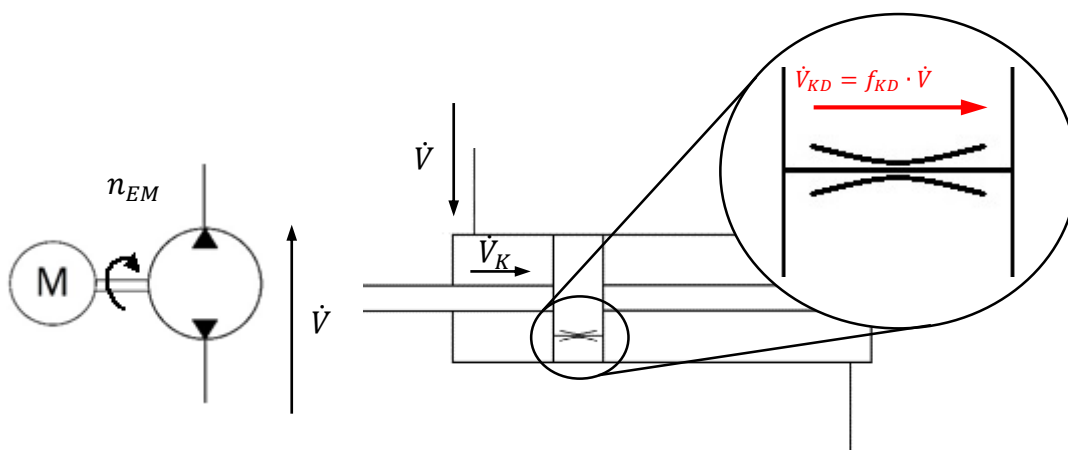


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Volumenstroms, Pumpe und Zylinder

Tabelle 6.8: Volumenströme im System

Parameter		Einheit	Wert
Faktor für den Volumenstrom der Kolbenverdrängung	f_{KD}	[]	0,05
Effektiver Volumenstrom	\dot{V}	[l/min]	7,903
Volumenstrom zur Kolbenverdrängung	$\dot{V}_K = f_{VK} \cdot \dot{V}$	[l/min]	7,508
Volumenstrom durch Kolbendrossel	\dot{V}_{KD}	[l/min]	0,395

Mit den Parametern auf den letzten Seiten können die Leistungen der Hauptsysteme berechnet werden. In diesem Fall wird diese Berechnung für den Umstellvorgang ausgeführt und die Ergebnisse werden in Tabelle 6.9 dargestellt.

Tabelle 6.9: Leistungen der charakteristischen Punkte

Parameter		Einheit	Wert
Leistung am Stellwerk	$P_{ST} = \sqrt{3} \cdot I_B \cdot U_{ST} \cdot \cos\varphi$	[W]	1005
Leistung vor dem Elektromotor (nach Leitung)	$P_{EM,P1} = \sqrt{3} \cdot I_B \cdot U_{EM} \cdot \cos\varphi$	[W]	827
Leistung auf Motorwelle (nach Elektromotor)	$P_{HP,P1} = P_{EM,P2} = M_{EM} \cdot \omega_{EM}$	[W]	436
Leistung im Hydrauliksystem	$P_{HP,P2} = P_{HY,P1} = \eta_{P,V} \cdot (p_{S1} - 1) \cdot \dot{V}_{th}$	[W]	285
Abgegebene Leistung aus den Zylindern	$P_{HY,P2} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V}$	[W]	161
Leistung bei den Zungenschieben	$P_{F,P2} = P_{HY,P2} \cdot \eta_{Z,hm} \cdot \eta_{F,ZU}$	[W]	131

6.1.2 Darstellung der Parameter und der Leistungen

Die im vorherigen Punkt 6.1.1 ermittelten Parameter und Leistungen werden hier anhand einer Grafik veranschaulicht. Diese Darstellung bezieht sich auf die 1200m Weiche mit drei Umstellebenen. Es wird das Umstellen abgebildet, wobei dieser Abschnitt als stationärer Betriebspunkt angesehen wird. Aus diesem Grund sind die Parameter und Leistungen als Durchschnittswerte über diesen Bereich dargestellt.

Umgebung:

Temperatur: $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

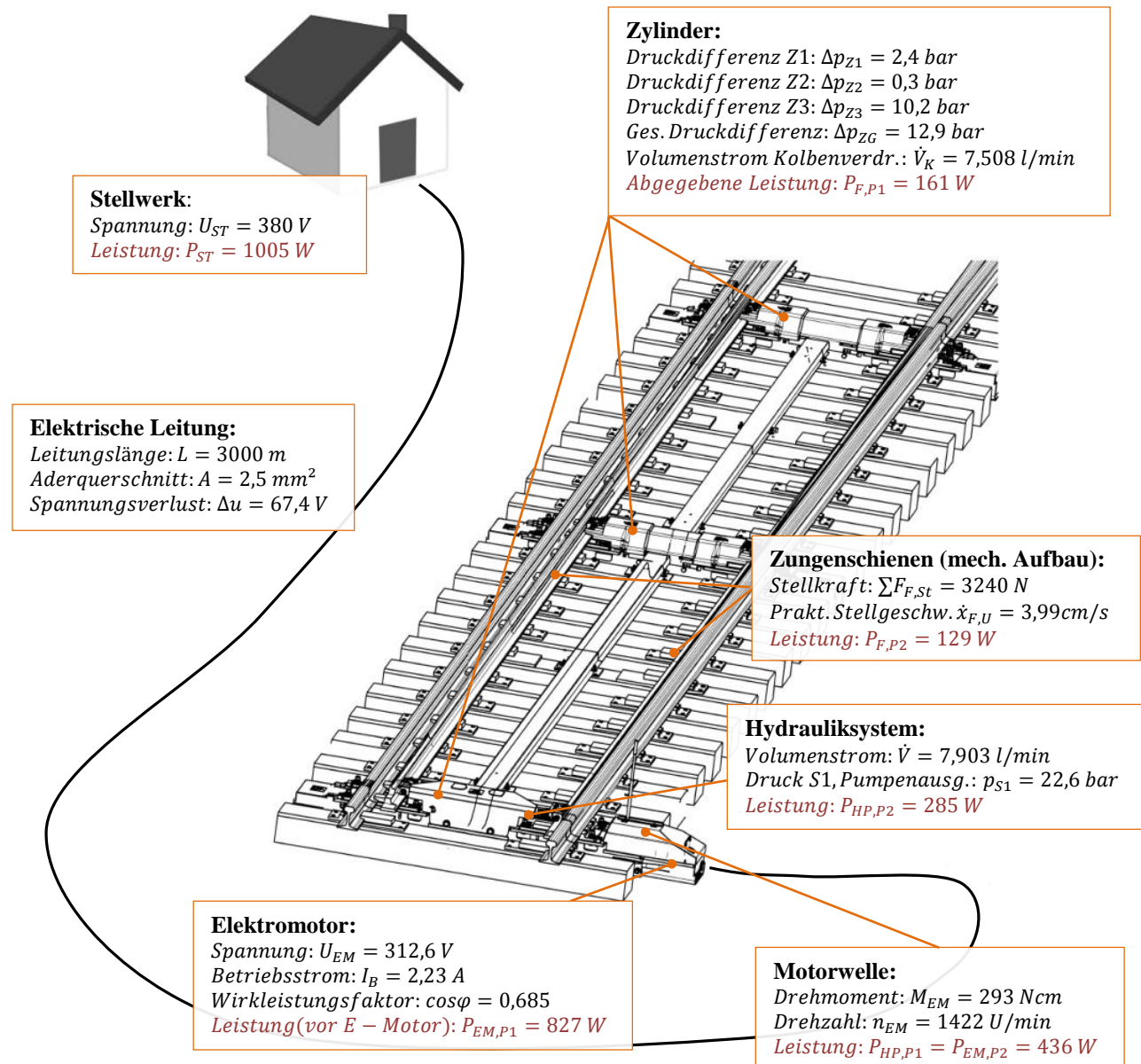


Abbildung 6.4: Darstellung der Parameter und der Leistungen beim Umstellen

6.2 Verlustberechnung der Hauptsysteme

6.2.1 Elektrische Leitung

Die Verlustleistung der elektrischen Leitung kann sehr einfach berechnet werden. Dazu müssen der Spannungsabfall pro Phase Δu_{phase} aus Abschnitt 6.1.1 und der Motorbetriebspunkt bekannt sein.

$$P_{EL,V} = 3 \cdot \Delta u_{phase} \cdot I_B \cdot \cos\varphi = 178,4 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.3}$$

6.2.2 Elektromotor

Die Verluste im Elektromotor sind vom Motorbetriebspunkt abhängig. Dabei ist die Eingangsleistung des Motors von den elektrischen Parametern, Eingangsspannung U_{EM} , Betriebsstrom I_B und dem Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi$ abhängig. Die Ausgangsleistung besteht aus dem Produkt des Wellendrehmomentes M_{EM} und der Wellendrehzahl ω_{EM} .

$$P_{EM,V} = P_{EM,P1} - P_{EM,P2} = \sqrt{3} \cdot I_m \cdot U_{EM} \cdot \cos\varphi - M_{EM} \cdot \omega_{EM} = 390,6 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.4}$$

6.2.3 Hydraulikpumpe

Die Verlustleistung der Hydraulikpumpe wird mit der Wellenleistung (Motorausgangsleistung $P_{EM,P2}$) und der praktischen Leistung im Hydrauliksystem $P_{HY,P1}$ berechnet.

$$P_{HP,V} = P_{EM,P2} - P_{HY,P1} = M_{EM} \cdot \omega_{EM} - \eta_{P,V} \cdot (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th} = 151,9 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.5}$$

6.2.4 Hydrauliksystem

Die Verluste im Hydrauliksystem bestehen aus Strömungsverlusten und Leckageverlusten im Hydrauliksystem. Dabei ist die Eingangsleistung des Systems die praktische Leistung im Hydrauliksystem $P_{HY,P1}$ und die Ausgangsleistung die Leistung, welche an die Zylinder abgegeben wird.

$$P_{HY,V} = P_{HY,P1} - P_{HY,P2} = \eta_V \cdot (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th} - \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V} = 123,7W$$

Gleichung 6.6

6.2.5 Abgegebene Leistung an die Hydraulikzylinder

Die Leistung, welche an die Zylinder abgegeben wird, ist vom Druckabbau $\sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi}$ in den Zylinderkammern und dem Volumenstrom \dot{V} abhängig. Dabei wird noch ein Faktor f_{VK} verwendet, welcher die Verdrängung des Kolbens bezüglich des Volumenstromes berücksichtigt. Dabei sind die Leckagen über die Kolbendichtung und die Durchströmung der Kolbendrossel inbegriffen.

$$P_{HY,P2} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V} = 160,8W$$

Gleichung 6.7

6.2.6 Betrachtung der Verluste

In der folgenden Tabelle 6.10 sind die zuvor errechneten Verlustleistungen gegenübergestellt.

Tabelle 6.10: Darstellung der Verlustleistungen

	Parameter (Verlustleistungen)	Einheit	Wert
Elektrische Leitung	$P_{EL,V} = 3 \cdot \Delta u_{phase} \cdot I_B \cdot \cos\varphi$	[W]	178
Elektro Motor	$P_{EM,V} = P_{EM,P1} - P_{EM,P2} = \sqrt{3} \cdot I_B \cdot U_{EM} \cdot \cos\varphi - M_{EM} \cdot \omega_{EM}$	[W]	391
Hydraulikpumpe	$P_{HP,V} = P_{EM,P2} - P_{HY,P1} = M_{EM} \cdot \omega_{EM} - \eta_{P,V} \cdot (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th}$	[W]	152
Hydrauliksystem	$P_{HY,V} = P_{HY,P1} - P_{HY,P2} = \eta_{P,V} \cdot (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th} - \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V}$	[W]	124
Abgegeben Leistung an die Zylinder	$P_{HY,P2} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{Zi} \cdot f_{VK} \cdot \dot{V}$	[W]	161

6.3 Verlustberechnung der Untersysteme

In der Ebene der Untersysteme stehen keine gemessenen Parameter mehr zur Verfügung. Aus diesem Grund werden Verluste wo es möglich ist berechnet und die restlichen Parameter abgeschätzt. Die Grenzen, in denen sich die Verluste befinden müssen, sind durch die Leistungsberechnungen und der Druckmesskurven der Hauptverlustebene gegeben.

6.3.1 Hydraulikpumpe

Die Verluste der Hydraulikpumpe teilen sich im Wesentlichen in zwei Verlustarten. Diese sind volumetrische und hydraulisch-mechanische Verluste. Die dafür notwendigen Parameter wurden in Abschnitt 5.2.3 schon ausführlich erläutert. Die hydraulisch-mechanische Verlustleistung $P_{HP,V}$ und die volumetrische Verlustleistung $P_{HP,Vol}$, werden in Gleichung 6.8 und Gleichung 6.9 dargestellt.

$$P_{HP,hm} = M_{EM} \cdot \omega_{EM} - (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th} = 136,9 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.8}$$

$$P_{HP,Vol} = (1 - \eta_{P,V}) \cdot (p_{S1} - p_0) \cdot \dot{V}_{th} = 15,0 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.9}$$

6.3.2 Hydraulikkreislauf

Die Verlustleistungen im Hydraulikkreislauf wurden in Abbildung 5.9 dargestellt. An dieser Stelle werden die notwendigen Parameter erfasst und erklärt. Im nächsten Abschnitt wird erläutert, wie die Parameter für die Druckverluste des 2/2-Wege-Ventiles und der Kupplung ermittelt werden. Dazu wurden die Druckmesskurven verwendet um den Druckabfall zwischen den Zylinderkammern zu berechnen.

Ermittlung der Rohrreibung

In Abbildung 6.5 ist der Leitungsverlauf von der 3. Umstellebene zur 2. Umstellebene dargestellt. In diesem Teil der Leitung befinden sich zwei Kupplungen, zwei 2/2-Wege-Ventile, ein Rohrleitungsstück mit einer Länge von 4319mm und vier Schlauchleitungssegmente mit einer Gesamtlänge von 3960mm. Der Innendurchmesser der Rohrleitung ist 12mm und der Innendurchmesser der Schlauchleitung beträgt 12,7mm (½ Zoll).

Die Strömungsgeschwindigkeit für die Schlauchleitung beträgt 641mm/s, für die Rohrleitung 718 mm/s, wenn eine Motordrehzahl von $n_{EM} = 1422\text{U/min}$ vorliegt.

Die Umgebungstemperatur beträgt 10°C . Es wird angenommen, dass auch das Öl eine Temperatur von 10°C aufweist. Laut Abbildung 4.15 beträgt die kinematische Viskosität ν des Öles $31,05\text{mm}^2/\text{s}$.

Damit ergibt sich laut Gleichung 4.18 eine Reynoldszahl des Rohres von $Re_R = 278$ und des Schlauches von $Re_{Sch} = 262$. Damit befinden sich beide Strömungen klar im laminaren Bereich von $Re < 2320$. Mit $\lambda_R = 64 / Re$ für einen adiabaten Strömungsvorgang und der Dichte des Öles von $\rho_{\text{öl}} = 870 \text{ kg/m}^3$ können die Reibungsverluste berechnet werden.

Tabelle 6.11: Theoretische Druckverluste in der Rohrleitung und in der Schlauchleitung pro Meter bei 10°C Öltemperatur und einer Motordrehzahl von 1422 U/min

Parameter		Einheit	Wert
Druckverlust pro Meter Rohrleitung	$\Delta p_{R,Ro,th,1m}$	[bar/m]	0,051
Druckverlust pro Meter Schlauchleitung	$\Delta p_{R,Sch,th,1m}$	[bar/m]	0,040

In Tabelle 6.11 sind die theoretischen Druckverluste, bezogen auf einen Meter Leitungslänge, dargestellt. Diese Werte müssten mit der Länge des Rohres und des Schlauches multipliziert werden, um den Druckverlust infolge von Rohrreibung in diesem Leitungsabschnitt bestimmen zu können. Diese Werte wären sehr gering und entsprechen nicht den Werten aus den Messungen.

Tabelle 6.12: Schlauch- und Rohrlänge der gesamten 1200m Weiche

Parameter		Einheit	Wert
Gesamtlänge der Rohrleitungen	L_R	[m]	19,7
Gesamtlänge der Schlauchleitungen	L_{Sch}	[m]	14,8

Mit diesen Parametern kann die theoretische Rohrreibung in den Rohren und Schläuchen ermittelt werden. Die Rohrreibung wird in Abschnitt 4.2.5 beschrieben.

Die theoretische Rohrreibung wurde um den Faktor $f_{R,Er} = 2$ erhöht, damit die errechneten

$$\Delta p_R = f_{R,Er} \cdot (L_R \cdot \Delta p_{R,Ro,th,1m} + L_{Sch} \cdot \Delta p_{R,Sch,th,1m}) \quad \text{Gleichung 6.10}$$

Druckverluste des Leitungssystems an die gemessenen Druckverluste angeglichen werden können. Für diesen Umstand kann keine logische Erklärung angegeben werden.

Ermittlung der Druckverluste pro 2/2-Wege-Ventil und Kupplung

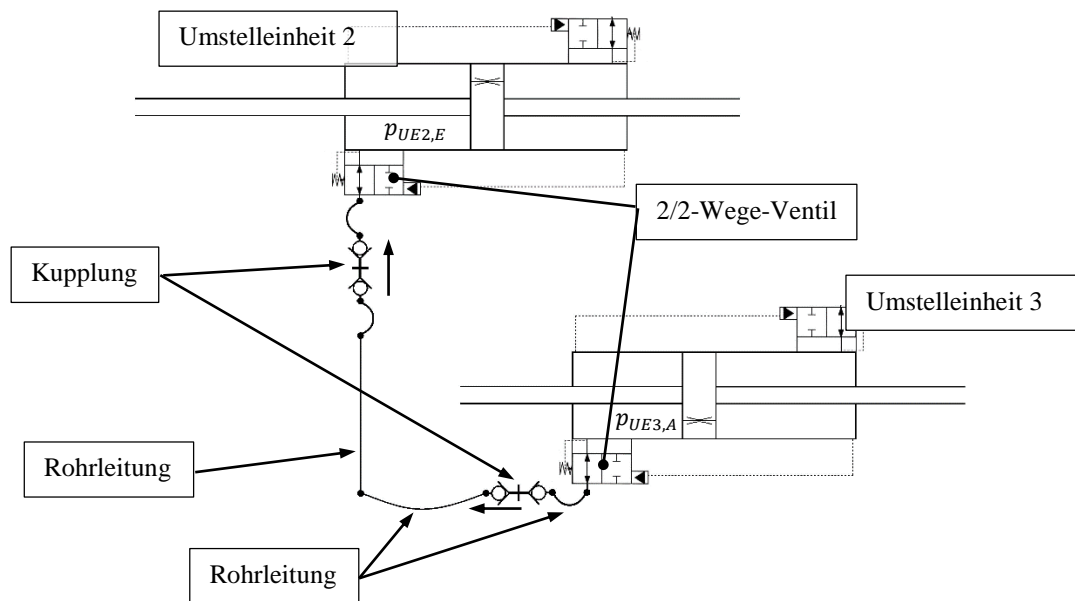


Abbildung 6.5: Darstellung der Druckverluste im Leitungssystem zur Findung der Leitungsverluste

In Abbildung 6.5 ist der Leitungsabschnitt zwischen der 3. und der 2. Umstelleinheit dargestellt. Dabei sind die Drücke, am Anfang ($p_{UE3,A}$) und am Ende ($p_{UE2,E}$) des Leitungsabschnittes, aus den Druckmesskurven bekannt. In diesem Fall beträgt der Druckabfall zwischen den zwei Druckmesspunkten 2,15bar. Zwischen diesen Messpunkten liegen zwei Kupplungen, zwei 2/2-Wege-Ventile, 4319mm Rohrleitung und 3960mm Schlauchleitung. Unter Betrachtung mehrerer Leitungssegmente bei verschiedenen Abschnitten während des Umstellvorganges wurden folgende Druckverluste und Parameter gewählt. Diese Parameter wären von der Öltemperatur und vom Volumenstrom abhängig, für eine erste Darstellung der Verluste sollte diese Annahme aber ausreichend sein.

Tabelle 6.13: Parameter für Druckverluste im Leitungssystem

Parameter		Einheit	Wert
Druckverlust bei Durchströmung des 2/2-Wege-Ventiles	$\Delta p_{2/2}$	bar	0,37
Druckverlust bei Durchströmung der Kupplung	Δp_K	bar	0,17

Für dieses Leitungssegment ergibt sich ein gesamter Druckverlust von

$$\Delta p_{L3} = 2 \cdot (\Delta p_{2/2} + \Delta p_K) + f_{R,Er} \cdot (4,319 \cdot \Delta p_{R,Ro,th,1m} + 3,96 \cdot \Delta p_{R,Sch,th,1m}) = 1,84 \text{ bar.}$$

Der gemessene Wert liegt bei 2,15bar. Inzwischen befinden sich noch zwei Verbindungsstücke, welche Rohr- und Schlauchleitung zusammenführen. Diese Verluste werden zu den sonstigen Verlusten gezählt. Damit sind die Parameter festgelegt und die Leistungswerte können berechnet werden.

Verluste durch die Kolbendrossel

Die Leistungsverluste durch die drei Kolbendrosseln werden durch die Druckdifferenzen der Zylinder und den darüber strömenden Volumenstrom berechnet. Der darüber strömende Volumenstrom wird mit dem Faktor f_{KD} (= 0,05) und dem effektiven Volumenstrom \dot{V} berechnet.

Sonstige Verluste

Die sonstigen Verluste beschreiben alle anderen undefinierten Druckverluste Δp_{so} . Diese Verluste bestehen aus Strömungsverlusten, welche unter anderem bei der Durchströmung der Verbindung zwischen Rohr- und Schlauchleitung entstehen.

Diese Druckdifferenz kann an dieser Stelle aus der **Druckbilanz** berechnet werden, weil die anderen Druckverluste zu diesem Zeitpunkt berechnet oder angenommen wurden.

Druckbilanz mit Differenzdrücken:

$$p_{S1} - 2n \cdot \Delta p_{2/2} - (2n + 1) \cdot \Delta p_K - 2 \cdot (L_R \cdot \Delta p_{R,Ro,th,1m} + L_{Sch} \cdot \Delta p_{R,Sch,th,1m}) \\ - \Delta p_{ZG} - \Delta p_{so} - p_{S2} = 22,6 - 2,22 - 1,19 - 3,18 - 12,85 - \Delta p_{so} (= 0,81) - 2,35 = 0$$

Gleichung 6.11

Dieser Druckverlust Δp_{so} beträgt im Falle des Umstellens 0,81bar.

Zusammenfassung der Leistungsverluste im Hydrauliksystem

Tabelle 6.14: Verlustleistungen des Hydrauliksystems

Parameter		Einheit	Wert
Leistungsverlust in der Antriebseinheit	$P_{HY,A} = (p_{S2} - p_0) \cdot \dot{V}$	W	18
Leistungsverlust durch 2/2-Wege-Ventil	$P_{HY,2/2} = 2n \cdot \Delta p_{2/2} \cdot \dot{V}$	W	29
Leistungsverlust durch Kupplungen	$P_{HY,K} = (2n + 1) \cdot \Delta p_K \cdot \dot{V}$	W	16
Verlustleistung durch Rohrreibung	$P_{HY,RR} = \Delta p_R \cdot \dot{V}$	W	42
Verlustleistung durch Kolbendrosseln	$P_{HY,KD} = \sum_{i=1}^n \Delta p_K \cdot f_{KD} \cdot \dot{V}$	W	9
Sonstige Verlustleistungen	$P_{HY,so} = \Delta p_{so} \cdot \dot{V}$	W	11

6.3.3 Mechanische Komponenten

Die abgegebene Leistung, welche von den Zylindern kommt, wird durch weitere Verluste reduziert und endet schlussendlich als Stelleistung. Diese Stelleistung bewirkt eine Gesamtstellkraft $\Sigma F_{F,S}$ bei einer vorhandenen Stellgeschwindigkeit.

Die Wirkungsgrade für den Zylinder $\eta_{Z,hm}$ und das Zungenangriffsstück $\eta_{F,Zu}$ wurden in Abschnitt 4.2.3 und 4.3.5 angenommen.

Reibungsverluste im Zylinder

Die Dichtungs- und Führungselemente erzeugen Reibungskräfte, welche bei niedrigen Zylinderdrücken und damit kleinen Stellkräften, hoch werden können. Deshalb steigt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad des Zylinders, bei steigendem Arbeitsdruck.

$$P_{F,ZR} = (1 - \eta_{Z,hm}) \cdot P_{F,P1} = 25,7 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.12}$$

In Gleichung 6.12 ist die Verlustleistung durch die Reibung des Zylinders dargestellt.

Verluste im Zungenangriffsstück

Die Verluste, welche im Zungenangriffsstück durch die Verdrehungs- und Längsbewegungsfreiheit auftreten, sind in Gleichung 6.13 dargestellt.

$$P_{F,ZAR} = \eta_{Z,hm} \cdot (1 - \eta_{F,Zu}) \cdot P_{F,P1} = 4,1 \text{ W} \quad \text{Gleichung 6.13}$$

Abgegebene Leistung für die Umstellung der Weiche

Die abgegebene Leistung kann in drei Komponenten unterteilt werden. Diese Unterteilung wurde in Abschnitt 5.2.5 schon vorgenommen und erläutert.

Mit den berechneten durchschnittlichen Kräften aus Abschnitt 4.3.3 und der Stellgeschwindigkeit können die erforderlichen Leistungen für die Bewegung der Zungenschienen ermittelt werden.

Tabelle 6.15: Leistungen für die Umstellung der Weiche bei den Zungenschienen

Parameter		Einheit	Wert
Leistung für die Reibungskräfte	$P_{F,ST,R} = F_{F,R,P,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U}$	[W]	104
Leistung für die Biegekräfte	$P_{F,ST,B} = F_{F,B,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U}$	[W]	3
Leistung für die sonstigen Kräfte	$P_{F,ST,S} = F_{F,S,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U}$	[W]	22
Leistung für die gesamten Stellkräfte	$P_{F,P2} = \sum F_{F,St,ges,AVS} \cdot \dot{x}_{F,U}$	[W]	128

7 Interpretation der Ergebnisse und Bewertung

Die Interpretation der Ergebnisse wird in diesem Abschnitt zusammengefasst und gliedert sich in die quantitative und qualitative Darstellung des Leistungsflusses. Zu Beginn der Arbeit war nicht klar, wieweit Formalismen, Berechnungsgrundlagen und Kennlinien für die Komponenten gefunden werden können. Da sich die Bauteile in ihren Charakteristiken stark voneinander unterscheiden, ist die quantitative Beschreibung der Leistungsverluste für die verschiedenen Bauteile sehr unterschiedlich.

Manche Komponenten, wie die elektrische Leitung oder auch die hydraulischen Rohr- und Schlauchleitungen, können mit Berechnungsgrundlagen beschrieben werden. Für den Elektromotor wurden von der *vaSignaling* umfangreiche Kennlinien zur Verfügung gestellt, mit welchen man den Motorbetriebspunkt beschreiben kann. Ohne diese Kennlinien wäre es sehr schwierig gewesen, die Systemparameter der Anlage darzustellen und folglich eine qualitative Betrachtung vorzunehmen. Die Reibungsverluste in dem Hydraulikzylinder können in einem Kräfteplan angeschrieben werden. Es ist jedoch nicht möglich, diese Reibkräfte abzuschätzen oder zu errechnen. Dafür wären Messungen und Versuche erforderlich. Somit wurde ein konstanter Wirkungsgrad angenommen, um die Durchgängigkeit des Leistungsflusses zu ermöglichen. Dieser Wirkungsgrad ist ein Unsicherheitsfaktor und wurde mit Hilfe von Literaturstellen nach bestem Wissen abgeschätzt. Dasselbe gilt für das Zungenangriffsstück.

In der hydraulischen Anlage ist das Prinzip, mit welchem gearbeitet wird, die Darstellung der Komponenten mit den dazugehörigen Druckverlusten und den herrschenden Volumenströmen. Durch die umfangreichen Druckmesskurven können die Druckverluste in einem gewissen Rahmen berechnet bzw. geschätzt werden.

Die Stellkräfte sind mit einfachen Grundlagen aus der Mechanik berechnet worden. Dabei werden die Kräfte für die Verbiegung der Zungenschienen, nach der vereinfachten Balkentheorie für kleine Verbiegungen, berechnet. Die Reibkräfte werden mit dem Gewicht der Zungenschienen und dem Reibkoeffizienten berechnet. Mit dem Superpositionsprinzip werden diese Kräfte und weitere definierte sonstige Kräfte errechnet. Diese Berechnung wurde bei bestimmten Stellwegen durchgeführt. Um eine mittlere Stelleistung berechnen zu können, müssen die Stellkräfte mit einer Geschwindigkeit multipliziert werden. Dafür wurde eine praktische Geschwindigkeit berechnet, welche die Zylindergeschwindigkeit ist. Dabei handelt es sich um eine Näherung, weil theoretisch jede einzelne Kraft, mit der dabei wirkenden Geschwindigkeit an dieser Stelle multipliziert werden müsste.

7.1 Qualitative Darstellung des Leistungsflusses

In dem folgenden Sankey-Diagramm ist der gesamte Leistungsfluss dargestellt. Dabei handelt es sich um die Abschnitte „Umstellen“ und „Anfahren“. Bei den drei anderen Abschnitten sieht das Diagramm anders aus, weil keine Leistungsübertragung auf die Zungenschienen stattfindet. Diese Sankey-Diagramme können in Abschnitt 5.1 nachgeschlagen werden.

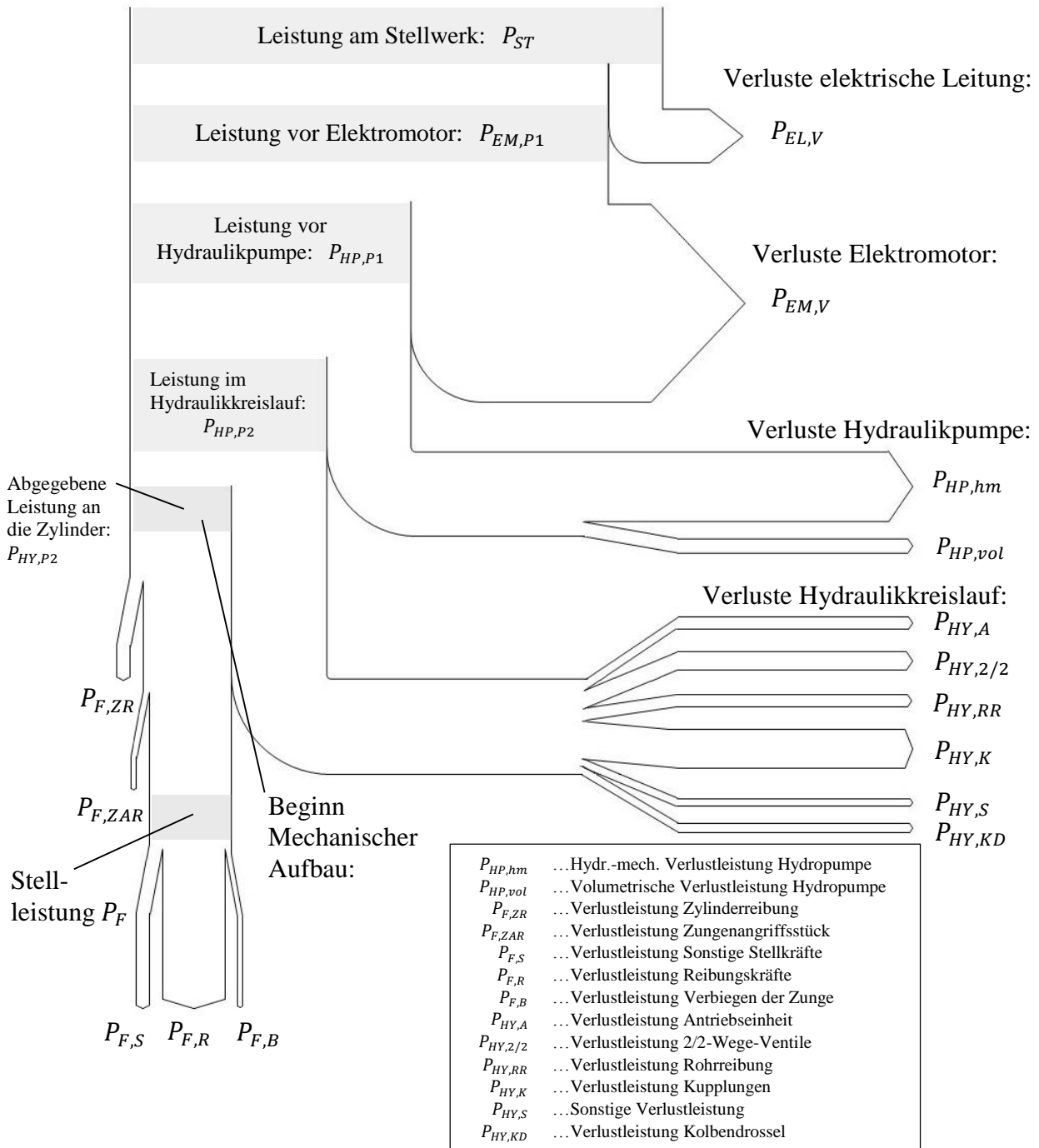


Abbildung 7.1: Sankey-Diagramm des gesamten Leistungsflusses beim Umstellen

Die Abkürzungen, welche in Abbildung 7.1 ersichtlich sind, werden im folgenden Abschnitt erläutert und auch mit Werten versehen. Dieses Diagramm wurde allgemein aufgebaut und ist für alle Weichengrößen gültig. Aus diesem Grund kann ein Vergleich von verschiedenen Weichen vorgenommen werden.

7.2 Quantitative Darstellung des Leistungsflusses

Um eine quantitative Darstellung des Leistungsflusses vornehmen zu können, ist es notwendig, anlagenspezifische Parameter zu kennen. Diese Parameter sind auf die Leitung vom Stellwerk zur Weiche, auf die Weiche selbst und deren Umfeld bezogen. Dabei spielt es eine Rolle welche Umgebungstemperatur bei der Weiche herrscht. Ein weiterer Faktor wären die Wetterbedingungen. Dabei macht es einen großen Unterschied ob die Weiche nass ist, weil es gerade geregnet hat, oder ob sie trocken ist. Der Reibkoeffizient bei einer Weiche ohne Umstellhilfen ändert sich dabei drastisch. Natürlich muss auch bekannt sein, um welche Weichengeometrie es sich handelt. Die Weichengröße spielt dabei eine wesentliche Rolle. Wie in vorherigen Kapiteln schon erwähnt wurde, ändert sich die Länge der Zungenschiene und damit auch das reibwirksame Gewicht.

Mit diesen Angaben, welche in Abschnitt 6.1.2 (Abbildung 6.4) ersichtlich sind, sowie dem Reibkoeffizienten ist es möglich die Betriebsparameter der Anlage festzulegen.

Tabelle 7.1: Anlagenspezifische Parameter

Parameter		Einheit	Wert
Stellwerksentfernung	L	m	3000
Wirksamer Aderquerschnitt	A	mm^2	2,5
Außentemperatur	T	$^{\circ}C$	10
Weichenradius (Geometrie 60E1)	R	m	1200
Gewicht von einer Zungenschiene	m_z	kg	1312
Umstellhilfe	$Piroll$		Ja
Gleitreibkoeffizient Zungenschienenbodenkontakt	$\mu_{F,P}$		0,125

Daraus ergibt sich der Betriebspunkt der Anlage (Tabelle 7.2). Dieser Punkt ist in erster Linie von den Stellkräften und noch von der Temperatur des Hydrauliköles abhängig. Der größte Einflussfaktor auf die Stellkraft ist dabei der Reibkoeffizient. Dieser Punkt ist vom jeweiligen Abschnitt des Umstellvorganges abhängig. Hier wird das Umstellen betrachtet.

Tabelle 7.2: Betriebspunkt der Anlage beim Umstellen

Parameter		Einheit	Wert
Druck im Hydrauliksystem	p_{S1}	<i>bar</i>	22,6
Erforderliches Motormoment	M_{EM}	<i>Ncm</i>	293
Ohm'scher Leitungswiderstand	R	Ω	20,2
Motor-/Pumpendrehzahl	n_{EM}	<i>U/min</i>	1422
Betriebsstrom	I_B	<i>A</i>	2,23
Wirkleistungsfaktor	$\cos\varphi$		0,685
Spannungsabfall in der elektrischen Leitung	Δu	<i>V</i>	67,4
Praktischer Volumenstrom im Hydrauliksystem	\dot{V}	<i>l/min</i>	7,903
Durchschnittliche Stellkräfte	$\Sigma F_{F,ST,ges,AVS}$	<i>N</i>	3240
Stellgeschwindigkeit	$\dot{x}_{F,U}$	<i>cm/s</i>	3,99

7.2.1 Verluste der Hauptsysteme

In der folgenden Abbildung 7.2 sind die Verluste der Hauptsysteme in allen Abschnitten dargestellt. Die Anlage weist bei den unterschiedlichen Abschnitten unterschiedliche Betriebspunkte auf. Dadurch ergeben sich auch andere Leistungsverluste. Die Verluste wurden mit den Formeln aus Abbildung 5.2 und den Differenzen daraus berechnet.

Beim Entriegeln wird dabei die Leistung für die Bewegung der innenliegenden Stangen durch die Backen dargestellt. Weil die innenliegende Stange bewegt wird, wird auch eine Leistung auf die Zylinderkolben übertragen. Bei dem Spülvorgang ist das nicht Fall, weil die innenliegenden Stangen ihre Endlagen erreicht haben und das Rückschlagventil im Kolben deshalb geöffnet wird. Hier endet der Leistungsfluss nicht in den Zungenschienen, sondern im Hydrauliksystem.

Bei der Bewegung der innenliegenden Stangen wird Leistung aufgewendet, um die Reibung in den innenliegenden Stangen zu überwinden. Beim Anfahren und beim Umstellen werden auch die Zungenschienen bewegt. Dabei wird eine Stelleistung erforderlich, um die Stellkräfte bei einer gewissen Stellgeschwindigkeit überwinden zu können.

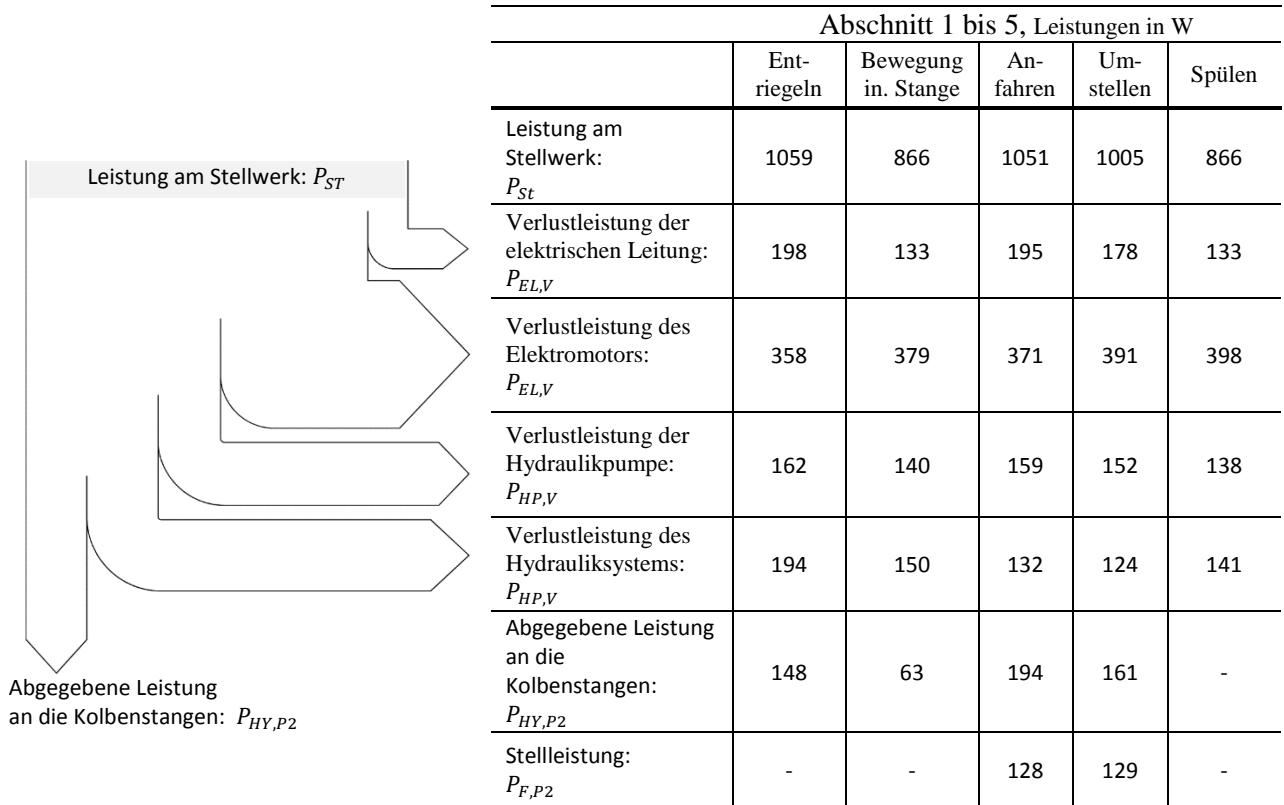


Abbildung 7.2: Verluste der Hauptsysteme im Sankey-Diagramm bei allen Abschnitten des Umstellvorganges

In Abbildung 7.2 sind die Hauptverlustleistungen dargestellt. Wobei darauf geachtet werden muss, dass die abgegebene Leistung an die Kolbenstange nicht der Stelleistung entspricht.

Die Stelleistung tritt nur beim Anfahrvorgang der Zungenschienen und beim Umstellen auf, wobei der Berechnungsweg beim Anfahren nicht derselbe ist wie beim Umstellen.

7.2.2 Verluste der Untersysteme

In diesem Abschnitt werden die Verlustleistungen detaillierter dargestellt. Dabei werden die Verlustleistungen nach dem Sankey-Diagramm aus Abschnitt 7.1 mit Zahlenwerten beschreiben.

Tabelle 7.3: Detaillierte Darstellung der Verluste beim Umstellen

Beschreibung	Variable	Wert [W]
Leistung am Stellwerk	P_{ST}	1005
Leistung nach der elektrische Leitung, vor Elektromotor	$P_{EM,P1}$	827
Leistung nach dem Elektromotor, vor Hydraulikpumpe	$P_{EM,P1} = P_{HP,P1}$	436
Verlustleistung Hydraulikpumpe, gesamt	$P_{HP,V}$	152

Hydraulisch-mechanische Verluste	$P_{HP,hm}$	137
Volumetrische Verluste	$P_{HP,Vol}$	15
Leistung nach der Hydraulikpumpe, Anfang Hydrauliksystem	$P_{HP,P2}$	284
Verlustleistung Hydrauliksystem, gesamt	$P_{HY,V}$	124
Antriebseinheit	$P_{HY,A}$	18
2/2-Wege-Ventile	$P_{HY,2/2}$	29
Kupplungen	$P_{HY,K}$	16
Rohrreibung	$P_{HY,RR}$	42
Kolbendrossel	$P_{HY,KD}$	11
Sonstige Verluste	$P_{HY,So}$	8
Leistung mechanischer Aufbau, abgegebene Leistung an die Kolben, gesamt	$P_{HY,P2}$	161
Zylinderreibung	$P_{F,ZR}$	27
Verluste im Zungenangriffsstück	$P_{F,ZR}$	4
Stelleistung	$P_{F,P2}$	129

Prinzipiell muss hervorgehoben werden, dass das Druckniveau der Absolutdrücke am Pumpenausgang für eine hydraulische Anlage sehr niedrig ist. Weiters muss diese Anlage auch für größere Drücke ausgelegt sein, da auch größere Weichentypen mit diesem Antrieb ausgestattet werden.

Der Elektromotor muss auf der Welle ein Drehmoment von 293Ncm aufbringen, um die Umstellung zu bewerkstelligen. Bei diesem erforderlichem Drehmoment und einem Leitungswiderstand von $20,2\Omega$ erreicht der Elektromotor einen Wirkungsgrad von 52%. Absolut weist der Elektromotor mit 391W den höchsten Leistungsverlust auf. Die elektrische Anlage mit der Leitung und dem Motor hat bei diesen Parametern einen Wirkungsgrad von 43%. D.h., dass die elektrische Anlage mehr als die halben Leistungsverluste der Gesamtanlage aufweist.

Die Hydraulikpumpe hat eine Eingangsleistung von 436W. Diese Leistung entspricht der Leistung auf der Motorwelle des Elektromotors, welche mit Drehmoment mal Winkelgeschwindigkeit errechnet wurde. Die Ausgangsleistung wird mit praktischem Volumenstrom mal dem Pumpenausgangsdruck angegeben. Dieser Wert beträgt 284W. D.h., dass die Pumpe einen Gesamtwirkungsgrad von 65% aufweist.

Im Hydrauliksystem verursachen die Armaturen Strömungsverluste, welche sich als Druckverluste äußern. Diese Druckverluste ergeben multipliziert mit dem Volumenstrom Leistungsverluste, welche in dem Hydrauliksystem auftreten. Diese Verluste betragen 124W. Die abgegebene Leistung an die Zylinderkolben, welche die Stellbewegung bewirken, beträgt 161W. Nachdem die Zylinder und die Zungenangriffsstücke die Kraft aus dem Kolben übertragen haben, greift die Stellkraft bei den Zungenschienen an. Die Stellkraft kann in Belastungsarten und in

Stellebenen aufgespalten werden. Diese Daten sind in Tabelle 7.4 dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die Reibung den größten Anteil der Stelleistung einnimmt. Die Biegebeanspruchung ist sehr niedrig, weil die Federwirkung am Beginn des Umstellens diesen Vorgang unterstützt. Die Leistung der Biegebeanspruchung ist am Anfang negativ und wird erst am Ende des Umstellens positiv.

Wie schon aus den Stellkräften ersichtlich war, muss die Umstellebene 3 die größte Leistung aufbringen. In der Umstellebene treten sowohl die höchsten Reibkräfte, als auch die größten Biegekräfte auf. Die Stelleistung wäre hier noch höher, wenn nicht nach einem Zylinderhub von 80mm die Stellkräfte durch das Zylinderaußenrohr aufgenommen werden würden.

Tabelle 7.4: Detaillierte Darstellung der Stelleistung

Verlustbeschreibung nach Beanspruchungsart	Variable	Wert [W]
Stelleistung, Reibbeanspruchung	$P_{F,ST,R}$	104
Stelleistung, Biegebeanspruchung	$P_{F,ST,B}$	3
Stelleistung, Sonstige Kräfte	$P_{F,ST,S}$	22
Verlustbeschreibung nach Umstellebene		
Stelleistung, UE3	$P_{F,ST,UE3}$	77
Stelleistung, UE2	$P_{F,ST,UE2}$	22
Stelleistung, UE1	$P_{F,ST,UE1}$	29
Gesamte Stelleistung	$P_{F,P2}$	129

Diese Gesamtstellkraft bewirkt mit der Stellgeschwindigkeit die Stelleistung. Diese Leistung ist die letzte Leistung im System und kann für die Berechnung eines Gesamtwirkungsgrades herangezogen werden.

Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage beträgt, unter der Annahme der oben genannten Parameter, 13%.

7.2.3 Änderung des wirksamen Aderquerschnitts

In diesem Abschnitt wird dargestellt, was bei einer Erhöhung des wirksamen Aderquerschnitts von $2,5\text{mm}^2$ auf 5mm^2 energetisch geschieht.

Durch den veränderten Querschnitt ändert sich der Widerstand der Leitung. Dieser beträgt anstatt der $20,2\Omega$ nur mehr $10,1\Omega$. Damit verbunden ist ein anderer Betriebspunkt des Elektromotors. Die Drehzahl n_{EM} erhöht sich von 1422 auf $1435\text{U}/\text{min}$. Durch den veränderten

Motorbetriebspunkt verändern sich auch der Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi$ von 0,685 auf 0,51 und der Betriebsstrom I_B von 2,23 auf 2,63A. Der verkettete Spannungsabfall der Leitung Δu beträgt in diesem Fall nur mehr 30,2V im Gegensatz zu 67,4V.

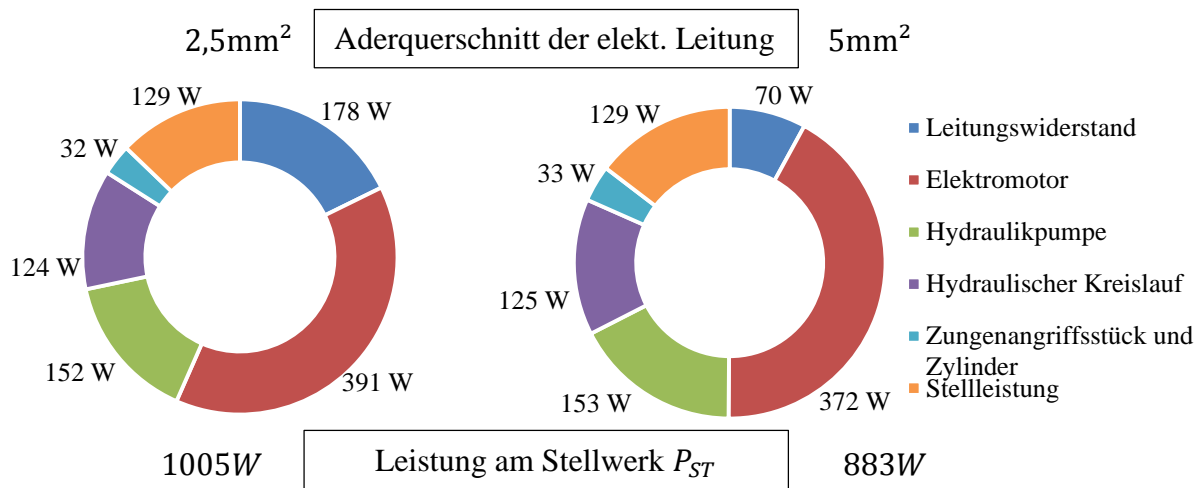


Abbildung 7.3: Gegenüberstellung derselben Weiche mit unterschiedlichen wirksamen Aderquerschnitten, rechts: 2,5mm² (20,2Ω), links:5mm² (10,1Ω)

Die energetische Veränderung des Systems, bei einem größeren wirksamen Aderquerschnitt, ist in Abbildung 7.3 ersichtlich. Die Unterschiede in dem elektrischen Teilsystem der Anlage sind deutlich ersichtlich. In der elektrischen Leitung betragen die Leistungsverluste anstatt der 178W nur mehr 70W. Der veränderte Betriebspunkt des Elektromotors wirkt sich in einem kleinen Maß auch auf den Leistungsverlust des Motors aus. Was in dieser Darstellung nicht zur Geltung kommt, ist die Anfangsleistung des Systems. Bei einem Aderquerschnitt von 2,5mm² beträgt diese 1005W. Bei einem Querschnitt von 5mm² sinkt die Anfangsleistung am Stellwerk hingegen auf 883W. Dadurch steigt der Gesamtwirkungsgrad der Anlage von 13 auf 15%.

7.3 Vergleich zwischen 1200m und 10000m Weiche

Als Beispiel wird die 1200m Weiche mit der 10000m Weiche verglichen. Die anlagenspezifischen Parameter wurden beibehalten. Der Betriebspunkt des Motors ändert sich. Die deutlich längere Zungenvorrichtung, mit den längeren Zungenschienen, erhöht die erforderlichen Reibkräfte. Dadurch steigt auch der Pumpenausgangsdruck. Die Zungenschienen werden von sechs Stellebenen umgestellt. In dem Hydrauliksystem befinden sich dadurch auch sechs Hydraulikzylinder.

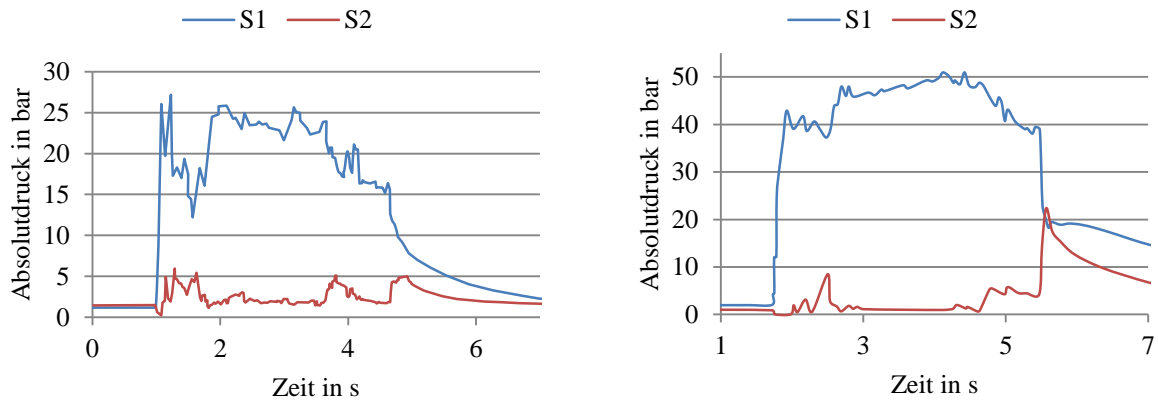


Abbildung 7.4: Vergleich der Druckmesskurven von der Hydraulikpumpe, links 1200m Weiche, rechts 10000m Weiche

In Abbildung 7.4 sind die Druckmesskurven der zwei Weichen gegenübergestellt. Dabei ist ersichtlich, dass der Entriegelungsvorgang (erster Peak) bei der 1200m Weiche, im Vergleich zum Umstellen selbst, sehr hoch ist. Die Druckmesskurve der 10000m Weiche scheint im Vergleich zur 1200m Weiche geglättet.

Beim Umstellen muss die Hydraulikpumpe einen durchschnittlichen Pumpenausgangsdruck von 47,2bar erzeugen. Dies entspricht einem Motormoment von 551Ncm. Bei einem Leitungswiderstand von $20,2\Omega$ wird eine Drehzahl von 1335U/min erreicht. Dies entspricht einem praktischen Volumenstrom von 7,4l/min. Nachdem die restlichen Betriebsparameter des Elektromotors aus den Motorkennlinien ausgelesen wurden, kann die Leistungsbilanz berechnet werden. Der Betriebsstrom I_B beträgt 2,7A und der Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi = 0,85$. Damit ergibt sich ein Spannungsabfall pro Phase von $\Delta u_{phase} = 58,2V$.

Tabelle 7.5: Leistungsvergleich der 1200m Weiche mit der 10000m Weiche

Beschreibung	Variable	Weichengeometrie/Baugröße	
		1200m	10000m
Leistung am Stellwerk	P_{ST}	1005	1511
Leistung nach der elektrische Leitung, vor Elektromotor	$P_{EM,P1}$	827	1110
Leistung nach dem Elektromotor, vor Hydraulikpumpe	$P_{EM,P1} = P_{HP,P1}$	436	770
Verlustleistung Hydraulikpumpe, gesamt	$P_{HP,V}$	152	199
Hydraulisch-mechanische Verluste	$P_{HP,hm}$	137	169
Volumetrische Verluste	$P_{HP,Vol}$	15	30
Leistung nach der Hydraulikpumpe, Anfang Hydrauliksystem	$P_{HP,P2}$	284	571

Verlustleistung Hydrauliksystem, gesamt	$P_{HY,V}$	124	186
Antriebseinheit	$P_{HY,A}$	18	13
2/2-Wege-Ventile	$P_{HY,2/2}$	29	45
Kupplungen	$P_{HY,K}$	16	19
Rohrreibung	$P_{HY,RR}$	42	87
Kolbendrossel	$P_{HY,KD}$	11	20
Sonstige Verluste	$P_{HY,So}$	8	3
Leistung mechanischer Aufbau, abgegebene Leistung an die Kolben, gesamt	$P_{HY,P2}$	161	385
Zylinderreibung	$P_{F,ZR}$	27	66
Verluste im Zungenangriffsstück	$P_{F,ZR}$	4	10
Stelleistung	$P_{F,P2}$	129	310

Die durchschnittliche Stelleistung von 310 W wird mit einem Reibkoeffizient von 0,18 während des Umstellvorgangs erreicht werden. Bei diesem Vergleich handelt es sich nur um eine Darstellung. Der Ausgangspunkt dieser Darstellung sind die Druckmesskurven der einzelnen Zylinder und der Pumpe.

Das reibwirksame Gewicht m_z von einer Zungenschiene beträgt bei der 10000m Weiche 2495kg. Das Gewicht ist um 90% höher, als dies bei der 1200m Weiche der Fall ist. Aus diesem Grund ergibt sich eine deutlich höhere Stelleistung.

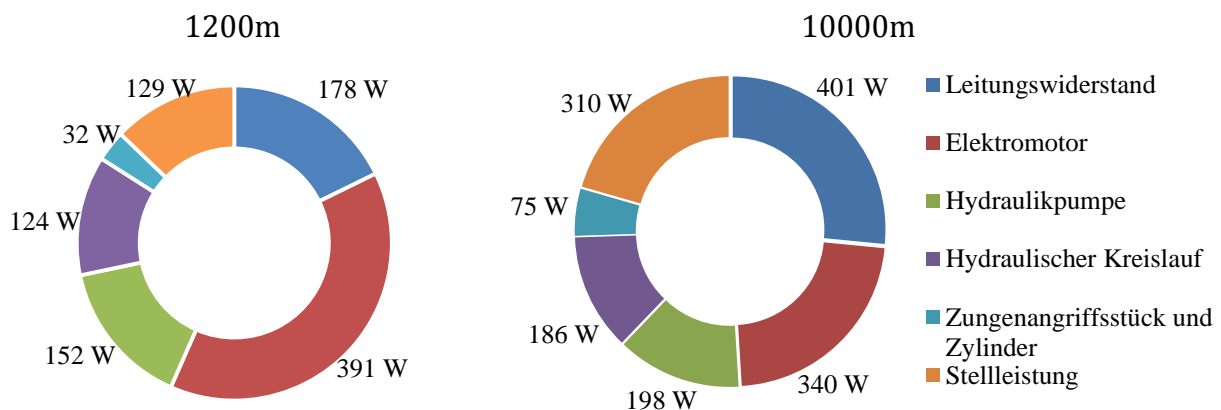


Abbildung 7.5: Gegenüberstellung der Leistungsverluste und der Stelleistung

In Abbildung 7.5 sind die Leistungsverluste während des Umstellens ersichtlich. Da als Darstellungsform das Ringdiagramm gewählt wurde, können die Leistungen visuell in Prozent wahrgenommen werden. Die großen Unterschiede befinden sich bei der elektrischen Leitung und beim Elektromotor. Durch das höhere erforderliche Drehmoment des Elektromotors, in Folge des

höheren Pumpenausgangdruckes, steigt der Wirkungsgrad des Elektromotors (Abbildung 4.8). Dabei sind der Betriebsstrom I_B und der Wirkleistungsfaktor $\cos\varphi$ bei der 10000m Weiche deutlich höher. Diese erhöhten Parameter sind bei unveränderter Leitungslänge und Aderquerschnitt die bestimmenden Faktoren für den Spannungsabfall. Bei einer Erhöhung dieser Parameter steigt auch der Spannungsabfall, was erhöhte Leistungsverluste der elektrischen Leitung zur Folge hat.

7.4 Leistungsfluss bei maximaler Stellkraft der 1200m Weiche

Die maximale Stellkraft tritt bei einem Stellweg von 80mm auf. Dort weißt die zuvor abliegende Zungenschiene einen Stellweg von 80mm auf und ist kurz vor der Verriegelung von UE3. Die zuvor anliegende Zungenschiene ist bei einem Stellweg von 72mm angelangt. Danach sinkt die Stellkraft, weil UE3 verriegelt und die dort herrschenden Kräfte vom Zylindergehäuse aufgenommen und nicht auf das Hydrauliksystem übertragen werden. Die dort vorhandenen Kräfte sind in Abhängigkeit der Belastungsarten und der Umstellebenen in Tabelle 7.6 dargestellt.

Tabelle 7.6: Maximale Stellkräfte bei der 1200m Weiche

Parameter	Einheit	Wert
Reibungskräfte	$F_{F,R,P,ges,(80)}$	[N] 2567
Federkräfte	$F_{F,B,ges,(80)}$	[N] 69
Sonstige Kräfte	$F_{F,S,ges,(80)}$	[N] 605
Kraft UE3	$F_{F,St,3,ges,(80)}$	[N] 5048
Kraft UE2	$F_{F,St,2,ges,(80)}$	[N] -511
Kraft UE1	$F_{F,St,1,ges,(80)}$	[N] 886
Gesamtstellkraft	$F_{F,St,(80)}$	[N] 5423

Durch die deutlich erhöhten Stellkräfte, im Gegensatz zur durchschnittlichen Stellkraft über das Umstellen, ergibt sich eine höhere Druckdifferenz (29,5bar) im Hydrauliksystem. Daraus ergibt sich ein Motormoment von 365Ncm und eine Drehzahl von 1400U/min, wodurch sich ein Betriebsstrom I_B von 2,35A und ein Wirkleistungsfaktor von $\cos\varphi = 0,76$ ergeben. Somit können die Leistungen und die Leistungsverluste berechnet werden. Diese sind in Tabelle 7.7 ersichtlich.

Tabelle 7.7: Darstellung der Detailverluste der Anlage bei maximaler Stellkraft

Beschreibung	Variable	Wert [W]
Leistung am Stellwerk	P_{ST}	1176
Leistung nach der elektrische Leitung, vor Elektromotor	$P_{EM,P1}$	973
Leistung nach dem Elektromotor, vor Hydraulikpumpe	$P_{EM,P1} = P_{HP,P1}$	511
Verlustleistung Hydraulikpumpe, gesamt	$P_{HP,V}$	142
Hydraulisch-mechanische Verluste	$P_{HP,hm}$	116
Volumetrische Verluste	$P_{HP,Vol}$	26
Leistung nach der Hydraulikpumpe, Anfang Hydrauliksystem	$P_{HP,P2}$	369
Verlustleistung Hydrauliksystem, gesamt	$P_{HY,V}$	103
Antriebseinheit	$P_{HY,A}$	13
2/2-Wege-Ventile	$P_{HY,2/2}$	27
Kupplungen	$P_{HY,K}$	15
Rohrreibung	$P_{HY,RR}$	41
Kolbendrossel	$P_{HY,KD}$	14
Sonstige Verluste	$P_{HY,So}$	6
Leistung mechanischer Aufbau, abgegebene Leistung an die Kolben, gesamt	$P_{HY,P2}$	266
Zylinderreibung	$P_{F,ZR}$	35
Verluste im Zungenangriffsstück	$P_{F,ZR}$	7
Stelleistung	$P_{F,P2}$	215

In der folgenden Abbildung sind die Leistungsverluste in einem Ringdiagramm dargestellt. Bei diesem Betriebspunkt sind die Verluste der elektrischen Anlage sehr hoch und machen 57% der Gesamtverluste aus.

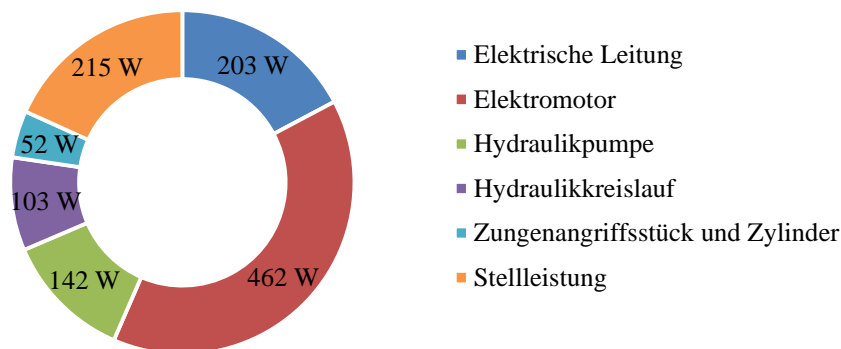


Abbildung 7.6: Leistungsverluste bei der maximalen Stellkraft der 1200m Weiche

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den Durchschnittswerten der vorherigen Darstellungen und der maximalen Stellkraft bei einem Stellweg von 80mm, liegt in der Leistungsaufteilung der Beanspruchungsarten. Die Biegeleistung ist über den gesamten Stellweg sehr gering, macht hier aber einen großen Anteil der Stelleistung aus, wie in Abbildung 7.7 ersichtlich ist.

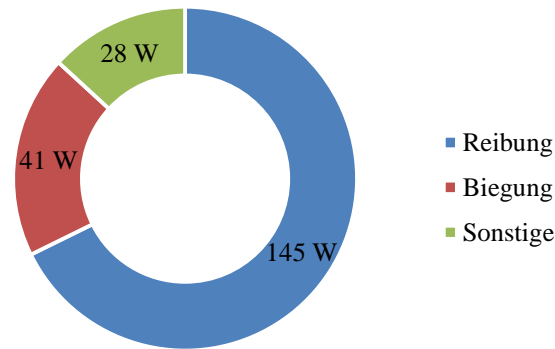


Abbildung 7.7: Darstellung der Stelleistung in Belastungsarten

7.5 Zusammenfassung

Der Leistungsfluss der Weiche bezieht sich auf den Weichenantrieb HYDROSTAR® ZV. Bei dieser Art der Zungenschienenumstellung nimmt die Leistung, die elektrische, hydraulische und mechanische Energieform an. Die Energie muss dabei übertragen und umgewandelt werden. Bei der Übertragung und vor allem bei der Umwandlung von Energie entstehen Verluste. Der Leistungsfluss durch die Weiche ist in der folgenden Abbildung 7.8 dargestellt. Die Umwandlung von elektrischer Energie zur mechanischen Energie, welche zum Antrieb der Hydraulikpumpe notwendig ist, wird durch einen Asynchronmotor realisiert. Dieser Motor muss auch mit hohen Vorwiderständen funktionieren. Aus diesem Grund handelt es sich um eine Spezialanfertigung. Die hohen Vorwiderstände entstehen durch die lange Leitung vom Stellwerk zur Weiche. Weitere Verluste entstehen im Hydrauliksystem. Dieses besteht aus mehreren Zylindern, der Pumpe, welche in der Antriebseinheit sitzt, Leitungen und verschiedenen Ventilen und Kupplungen. Die Leistung wird in den Zylindern an die Zungenangriffsstücke abgegeben, welche die Kraft auf die Zungenschienen übertragen. Dort wird die restliche Leistung in Reibung und Verbiegung der Zungenschienen umgewandelt.

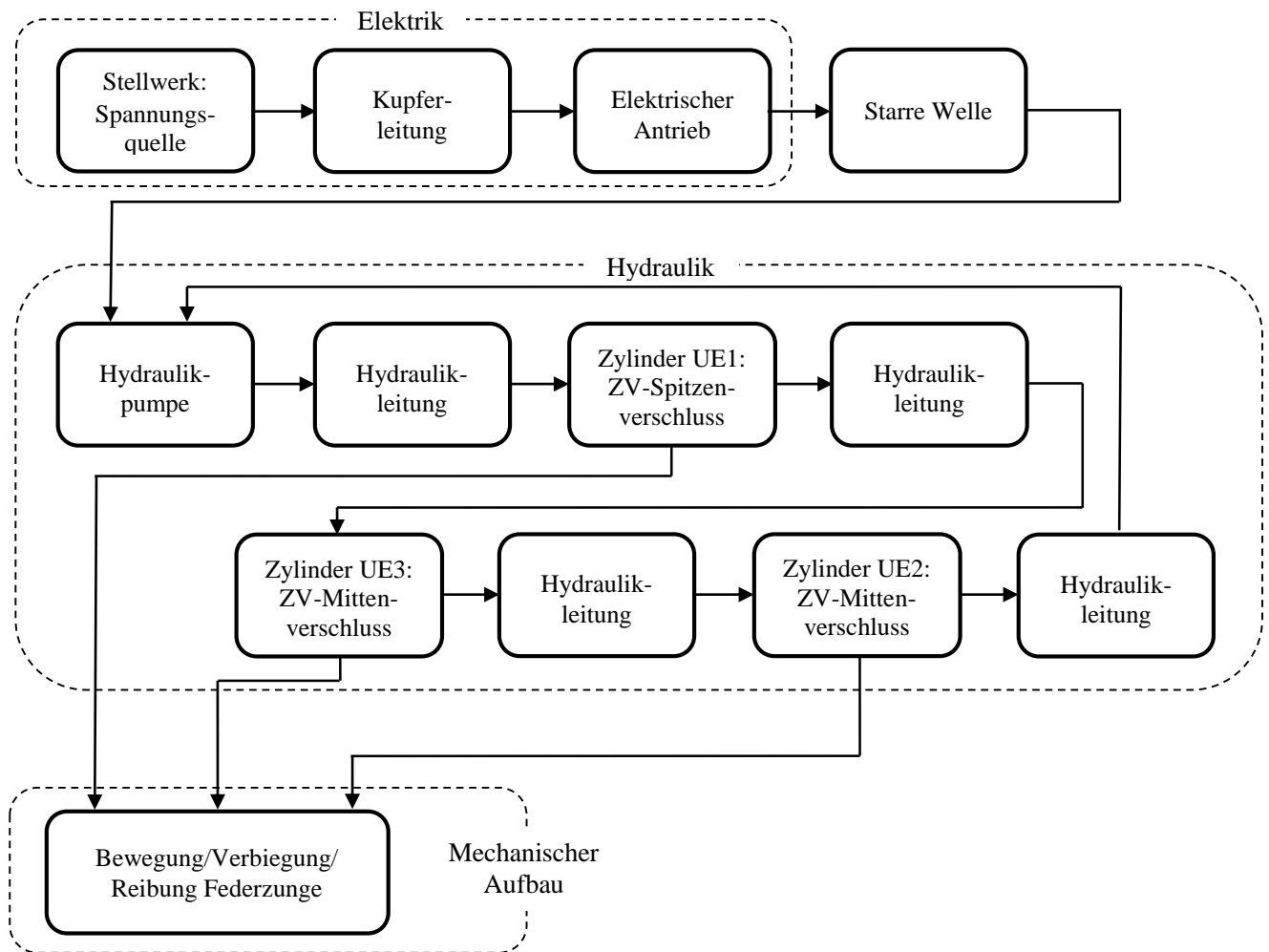


Abbildung 7.8: Leistungsflussschaubild der Weiche

In der teilweise langen elektrischen Leitung entsteht ein relativ hoher Widerstand, welcher die Spannung entlang des Kupferleiters reduziert. Durch den verketteten Spannungsverlust entsteht eine Verlustleistung. Der ohmsche Widerstand verursacht einen veränderten Betriebspunkt des Motors, welcher sich aber auf den Wirkungsgrad nicht relevant auswirkt, obwohl der Motorbetriebspunkt dadurch verändert wird. Der Motorwirkungsgrad ist im Wesentlichen von der Motordrehzahl, beziehungsweise von dem Motormoment, abhängig.

Der Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe, welche direkt auf dem Elektromotor sitzt, ist hauptsächlich von der Viskosität des Öles und vom Differenzdruck über die Pumpe abhängig. Mit steigender Druckdifferenz über die Pumpe nimmt auch der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad zu. Der volumetrische Wirkungsgrad steigt mit größer werdender Druckdifferenz. Die verbauten Hydraulikventile und Kupplungen, sowie die Leitungen, behindern das Fluid bei der Strömung. Durch diese Strömungsverluste entstehen im Fluid Druckverluste. Multipliziert

man diese Druckverluste mit dem herrschenden Volumenstrom, ergibt sich eine Verlustleistung. Diese Verlustleistung ist von der Viskosität des Fluids abhängig. Die Viskosität des Fluids ist wiederum von der Temperatur abhängig. In den Zylindern wird eine Druckdifferenz zwischen der einströmenden und der ausströmenden Zylinderkammer abgebaut. Dieser Druckabbau kann mit der Kolbenfläche in eine Kolbenkraft umgerechnet werden. Zwischen der Kolbenkraft und den Stangenkräften befinden sich Reibkräfte bei den Dichtungen und Führungselementen. Diese Reibkräfte sind Verluste. Zu den Kräften in den Zylindern werden die dazugehörigen Zylindergeschwindigkeiten errechnet, somit ergibt sich die sogenannte Stelleistung. Die Stelleistung wird mit einem Durchschnittswert für die Stellkraft über die Umstellung gebildet. Die durchschnittliche Stellkraft ist dabei von der Reibung der Zungenschienen mit dem Kontaktpartner am Schienenboden abhängig. Die Biegekräfte bei der untersuchten Bauart der Weiche sind durch die vereinfachte Balkentheorie errechenbar. Bei der Berechnung der durchschnittlichen Stellkraft über den Umstellvorgang ist der Kraftfluss im Zylinder von wesentlicher Bedeutung. Nachdem der Zylinder verriegelt hat, wird die Kraft nicht mehr auf das Hydrauliksystem übertragen.

Der Leistungsfluss wird in einem Sankey-Diagramm, wie in Abbildung 7.9, veranschaulicht. Damit sind Verluste leicht ersichtlich. Es handelt sich anfänglich nur um eine qualitative Darstellung. In einem späteren Punkt werden die Leistungen berechnet und das Sankey-Diagramm kann quantitativ richtig gezeichnet werden.

Die quantitative Darstellung wird bei einer einfachen Weiche 1200-1:18,5 vorgenommen. Diese Weiche beinhaltet drei Stellebenen, in denen sich je ein Zylinder befindet. Dadurch befinden sich bei den Zungenschienen drei Krafteinleitungspunkte. In dieser Weiche ist die Umstellhilfe Piroll verbaut, wodurch der Reibkoeffizient zwischen dem Schienenboden und dem Untergrund reduziert ist. In der Berechnung stellt sich heraus, dass ein Reibkoeffizient von 0,125 angenommen werden muss, damit die Darstellung valide durchgeführt werden kann. Dieser Koeffizient ist ein Durchschnittswert über den kompletten Umstellvorgang, wobei dieser mit dem Bewegungsanfang der abliegenden Zungenschiene beginnt und mit dem Bewegungsende der zuvor anliegenden Zungenschiene endet. Die durchgängige Leistungsflussbeschreibung der Weiche ist prinzipiell für alle Zeitpunkte des Umstellvorgangs gültig. Dabei muss aber beachtet werden, dass nicht alle Phänomene berücksichtigt werden können und dort Ereignisse, wie z.B. der Verriegelungsvorgang, die Leistungsbilanz deutlich verfälschen können. Dies ist bei einer stationären Betrachtungsweise über einen längeren Zeitraum nicht, oder nur unwesentlich, der Fall.

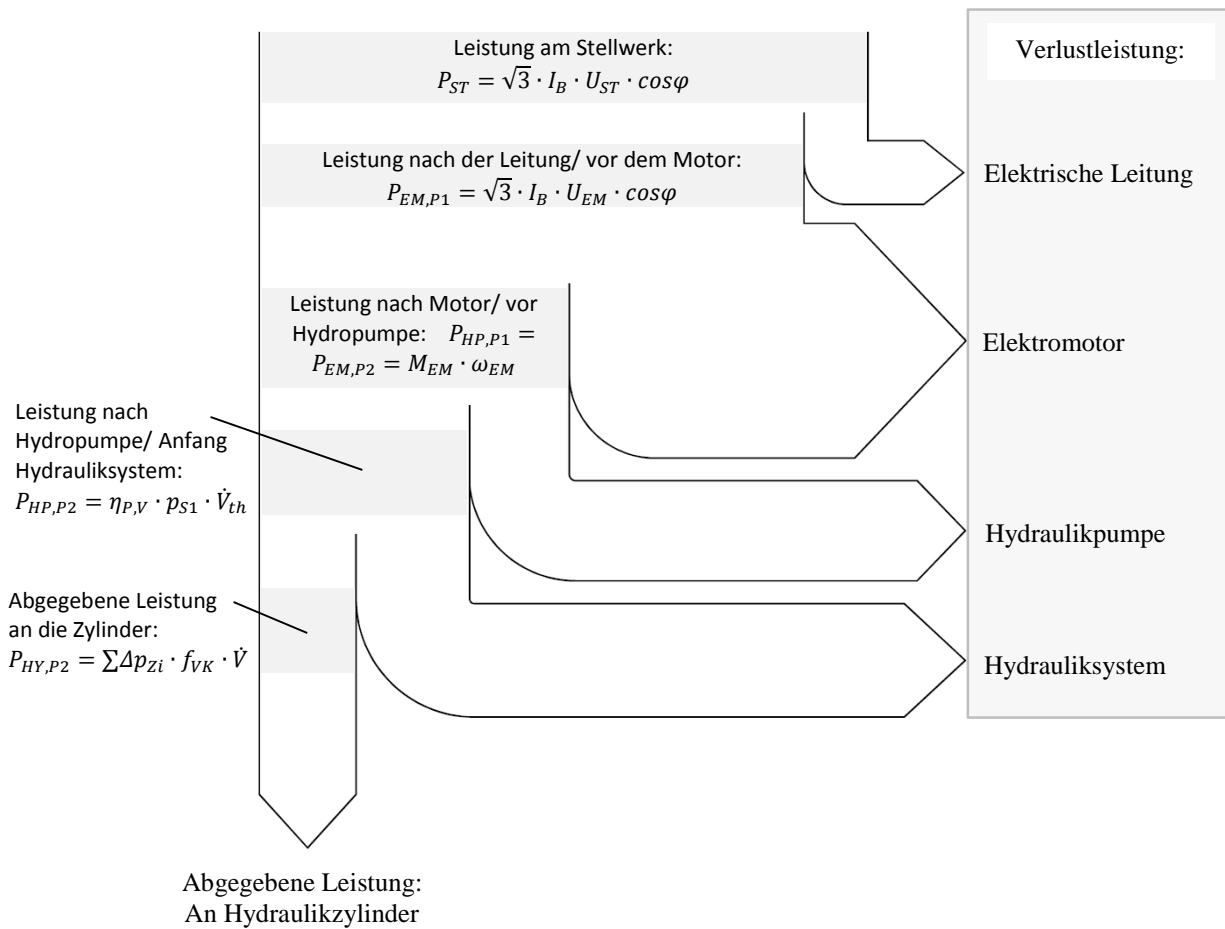


Abbildung 7.9: Gesamtdarstellung des Leistungsflusses beim Umstellvorgang

Um den Leistungsfluss quantitativ errechnen zu können, müssen alle notwendigen System- und Anlagenparameter bekannt sein, errechnet oder abgeschätzt werden.

Diese Darstellung stützt sich auf Messungen, Datenblätter, Berechnungsgrundlagen und Annahmen. Ohne geeignete Annahmen wäre die Darstellung nicht möglich. Durch die umfassende Bestimmung der Parameter werden die Einflüsse ersichtlich, welche den Leistungsfluss und die dadurch darstellbaren Verlustleistungen nachvollziehbar beschreiben lassen.

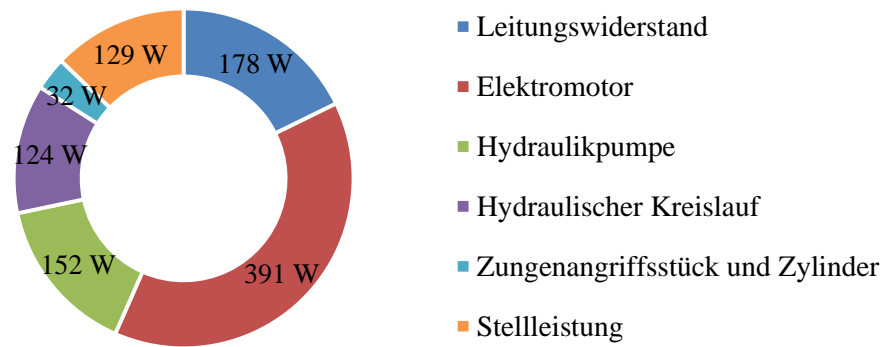


Abbildung 7.10: Verlustleistungen und Stelleistung über den Umstellvorgang

In Abbildung 7.10 sind abschließend die durchschnittlichen Verlustleistungen für die Umstellung der 1200m dargestellt, wobei die Anfangsleistung am Stellwerk 1005W beträgt. Das entspricht der Summe aller dargestellten Leistungen. Danach wird die Leistung bei den dargestellten Punkten des Leistungsflusses, um die vorherige Verlustleistung reduziert, bis schlussendlich noch 129W als Stelleistung vorhanden sind. Mit der Stelleistung und der Anfangsleistung am Stellwerk kann ein Gesamtwirkungsgrad gebildet werden, welcher 13% beträgt.

8 Literaturverzeichnis

- [SCH15] Schnabel, Patrick: Eigenschaften elektrisch leitender Werkstoffe in der Elektrotechnik. URL <http://www.elektronik-kompodium.de/sites/grd/1305211.htm> - Abrufdatum: 29.09.2015
- [GRO12] Grollius, Horst-W.: *Grundlagen der Hydraulik*. 6. Aufl., München : Carl Hanser Verlag, 2012. - ISBN 978-3-446-43081-5
- [FIN06] Findeisen, Dietmar: *Ölhydraulik, Handbuch für Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5. Aufl., Berlin : Springer, 2006. - ISBN 10 3-540-23880-8
- [FIH14] Findeisen, Dietmar; Helduser, Siegfried: *Ölhydraulik – Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. 6.Aufl. Berlin und Krefeld : Springer, 2014. - ISBN 978-3-642-54908-3
- [ROC96] Rockwell Automation: *Grundlagen für die Praxis Drehstromasynchronmotoren*, Aurau : Publikation WP-Motors, 1996
- [BAU11] Bauer, Gerhard: *Ölhydraulik – Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*. 10. Aufl., Wiesbaden : Vieweg+Teubner | Springer, 2011. - ISBN 978-3-8348-1464-7
- [WIG11] Will, Dieter; Gebhardt, Norbert: *Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 5. Aufl., Dresden : Springer, 2011. - ISBN 978-3-642-17242-7
- [RAI15] Ose, Rainer: *Elektrotechnik für Ingenieure – Grundlagen*. 5. Aufl., München : Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2014. - ISBN: 978-3-446-43244-4
- [CEC04] Celigoj, Christian C.: *Festigkeitslehre – Vorlesung & Übung*, Version 4.1, Institut für Festigkeitslehre, Technische Universität Graz, 2004
- [WOK09] Wohlhart, Karl: *Technische Mechanik 1*, Institut für Mechanik, Technische Universität Graz, 2009
- [DAD15] Dankert; Dankert: *Homepage zum Lehrbuch „Technische Mechanik“, Berechnung des geraden Biegebalkens*. URL <http://www.tm-interaktiv.de/BT2D/index.html> - Abrufdatum: 20.08.2015
- [SPR09] Spring, Eckhard: *Elektrische Maschinen - Eine Einführung*. 3.Aufl., Darmstadt : Springer, 2009. - ISBN 978-3-642-00884-9
- [HYD08] Hydropa: *Hydraulikzylinder HYKS*. Firmenschrift HYKS/D-04/2008-REV01, 2008 – Firmenschrift
- [DIR13] Schröder, Dierk: *Elektrische Antriebe – Grundlagen*. 5.Aufl., München : Springer, 2013. - ISBN 978-3-642-30470-5
- [VDE13] DIN VDE 0100-520:2013-06: VDE-Richtlinie – Errichtung von Niederspannungsanlagen. 2013