



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

# DIPLOMARBEIT

Festigkeitsberechnung eines Bremsmagneten für  
Magnetschienenbremsen und Entwicklung eines  
Bremsmagnetprüfstandes

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Grafinger

E307

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Elvir Selimovic

Matr. Nr.: 1026779



Wien, im Februar 2017

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich zunächst bei Firma Knorr-Bremse bedanken, speziell dem Team der Entwicklungsabteilung für Magnetschienenbremsen, welches mich fachlich tatkräftig unterstützt hat und für Fragen immer ein offenes Ohr hatte. Mein besonderer Dank gebührt Herrn Dipl.-Ing. Richard Horvath, für seine fachliche und persönliche Betreuung meiner Masterarbeit. Ich bedanke mich herzlich für die hilfreichen Anregungen und für die zahlreichen und sehr interessanten Diskussionen.

Außerdem möchte ich mich auch bei Herrn Professor Dr. Manfred Grafinger bedanken, der am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien, die Betreuung meiner Arbeit übernommen hat.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, besonders meinen Eltern Zijad und Refika Selimovic, die mir dieses Studium ermöglicht und mich dabei in vielfältigster Art und Weise immer tatkräftig unterstützt haben. Zu guter Letzt möchte ich mich bei meiner Freundin Amina bedanken, welche mich in vielerlei Hinsicht bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt hat.

# Kurzfassung

Magnetschienenbremsen sind heutzutage bei modernen Zügen nicht mehr wegzudenken. Die Anforderungen an die Bremsen werden immer höher, weshalb genaue Berechnungsverfahren immer mehr an Bedeutung gewinnen. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Festigkeitsberechnung und Optimierung des GRIP-Bremsmagneten, welchen die Firma Knorr-Bremse Mödling 2018 auf den Markt bringt. Ziel ist es, eine im Vergleich zu den Vorgängern leichtere Magnetschienenbremse zu entwickeln, welche aber trotz der Leichtbauweise alle im Betrieb auftretenden Belastungen mit einer gewissen Sicherheit aushält. Die Berechnung erfolgt mithilfe der Finite Elemente-Methode, als Simulationsumgebung wird dabei das Programm ANSYS Workbench herangezogen. Es erfolgt eine Bewertung in Hinsicht auf statische Festigkeit und Ermüdungsfestigkeit des Bremsmagneten, mithilfe von vordefinierten Lastkollektiven. Zusätzlich wird eine konstruktive und materialtechnische Optimierung der Bauteile durchgeführt.

Der zweite Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Prüfung des Magneten im Versuchslabor. Es wird ein Vergleich der Ergebnisse der Simulation des aktuellen Bremsrahmenprüfstandes und der Rechnung nach der B012-Richtlinie durchgeführt. Anschließend erfolgt eine, an vordefinierten Anforderungen angelehnte, Erstellung von mehreren Konzepten für einen Komponentenprüfstand eigens für die Bremsmagnete einer Magnetschienenbremse. Nach der Bewertung der einzelnen Konzepte, erfolgt die Ausarbeitung der gewählten Variante und die Auslegung der enthaltenden Bauteile. Abschließend wird ein Vergleich des neuen Prüfstandes mit der Rechnung nach der B012-Richtlinie durchgeführt.

# Abstract

Magnetic track brakes are indispensable in modern rail vehicles nowadays. Track brake requirements are always increasing, meaning exact calculation methods are becoming more and more important. The first part of this thesis deals with the strength calculation and optimization of the new GRIP-brake magnet, which will be launched in 2018 by the company Knorr-Bremse Mödling. The aim is to develop a lighter magnetic track brake in comparison to the previous designs, which can bear all the upcoming loads during the train operation with an adequate guarantee, despite the light weight design. The stress-strain analysis is executed with the finite element method, using the software ANSYS Workbench. After calculating the upcoming stresses, an assessment of the static strength and fatigue strength is done with the FKM-Guideline, considering predefined load spectrums. Furthermore an optimization of the design and material usage of the components is conducted.

The second part of this thesis deals with testing the brake magnets in the experimental laboratory. First a comparison between the simulation-results of the current track brake-testing bench and the calculation with the B012-Guideline is drawn. Afterwards several concepts for a unit testing bench for the brake magnets are established, considering predefined requirements. After analyzing and rating the concepts, the best one is getting developed and designed with all the corresponding components. Finally, a comparison between the new testing bench and the calculation with the B012-Guideline is executed.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Magnetschienenbremse . . . . .	2
1.2	Komponenten einer Magnetschienenbremse . . . . .	4
1.2.1	Bremsmagnet . . . . .	4
1.2.2	Spurhalter . . . . .	7
1.2.3	Betätigungszyylinder . . . . .	7
1.2.4	Mitnehmeransschläge . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Lastfälle für die Auslegung einer Magnetschienenbremse nach der B012-Richtlinie</b>	<b>9</b>
2.1	Hochlage . . . . .	9
2.2	Tieflage (Bremsstellung) . . . . .	10
<b>3</b>	<b>GRIP-Magnet</b>	<b>14</b>
3.1	Modellierung und Diskretisierung des Magneten . . . . .	15
3.2	Materialdaten . . . . .	16
3.3	Randbedingungen . . . . .	17
3.4	Belastungen . . . . .	18
3.5	Lastkollektive für den Festigkeitsnachweis . . . . .	19
3.6	Ermittlung der auftretenden Spannungen . . . . .	20
3.6.1	Schweißnahtverbindungen . . . . .	20
3.6.1.1	Konzepte zur Bewertung von Schweißnahtverbindungen . . . . .	21
3.6.1.2	Ermittlung der Spannungen in den Trennblechen . . . . .	23
3.6.1.3	Ermittlung der Spannungen im Endstück . . . . .	29
3.6.2	Ermittlung der Spannungen in der Struktur . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Festigkeitsnachweis</b>	<b>35</b>
4.1	Statischer Festigkeitsnachweis . . . . .	35
4.1.1	Werkstoffkennwerte . . . . .	36
4.1.2	Konstruktionskennwerte . . . . .	36
4.1.3	Bauteilfestigkeit . . . . .	39
4.1.4	Sicherheitsfaktoren . . . . .	39
4.1.5	Nachweis . . . . .	40

4.2	Ermüdungsfestigkeitsnachweis . . . . .	40
4.2.1	Spannungskennwerte . . . . .	41
4.2.2	Werkstoffkennwerte und Konstruktionskennwerte . . . . .	42
4.2.3	Bauteilfestigkeit . . . . .	43
4.2.4	Sicherheitsfaktoren . . . . .	45
4.2.5	Nachweis . . . . .	46
4.3	Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner . . . . .	51
4.4	Zyklisches Plastizieren . . . . .	52
<b>5</b>	<b>Optimierung</b>	<b>55</b>
5.1	Struktur . . . . .	55
5.2	Trennblech . . . . .	55
<b>6</b>	<b>Bremsrahmenprüfstand</b>	<b>58</b>
6.1	Der aktuelle Prüfstand MGP2 . . . . .	58
6.1.1	Vorteile des Rahmenprüfstandes . . . . .	60
6.1.2	Nachteile des Rahmenprüfstandes . . . . .	60
6.1.3	Ziel der Arbeit . . . . .	60
6.1.4	Berechnung des Rahmenprüfstandes MGP2 . . . . .	61
6.1.4.1	Modellierung und Diskretisierung des Magneten . . . . .	61
6.1.4.2	Randbedingungen . . . . .	61
6.1.4.3	Belastungen . . . . .	62
6.1.5	Vergleich mit der B012-Rechnung . . . . .	64
6.1.5.1	Trennblech . . . . .	65
6.1.5.2	Endstück . . . . .	66
6.1.5.3	Struktur . . . . .	67
<b>7</b>	<b>Entwicklung eines Bremsmagnetprüfstandes</b>	<b>69</b>
7.1	Einflüsse der Einzelbelastungen . . . . .	70
7.2	Prüfstandskonzepte . . . . .	74
7.2.1	Konzept I . . . . .	74
7.2.2	Konzept II . . . . .	75
7.2.3	Konzept III . . . . .	76
7.2.4	Konzept IV . . . . .	77
7.3	Ausarbeitung von Konzept IV . . . . .	79
7.3.1	Adapter . . . . .	81
7.3.2	Spurhalterkopf . . . . .	81
7.3.3	Längskraftsimulator . . . . .	82
7.3.4	Linearführung . . . . .	83
7.3.5	Zylinderbefestigung . . . . .	84

7.3.6	Klaue . . . . .	84
7.4	Vergleich des Bremsmagnetprüfstandes mit der B012-Rechnung . . . . .	86
7.4.1	Trennblech . . . . .	86
7.4.2	Endstück . . . . .	88
7.4.3	Struktur . . . . .	89
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>91</b>
8.1	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	91
8.2	Ausblick . . . . .	92

# Symbolverzeichnis

$a$	Erdbeschleunigung
$A_g$	Gleichmaßdehnung
$a_{BK}$	Einzelbelastungsgrad Ermüdung
$a_{BK,\sigma v}$	Gesamtauslastungsgrad Ermüdung
$a_{SK}$	statischer Auslastungsgrad des Grundwerkstoffes
$a_{SK,wK}$	statischer Auslastungsgrad der Schweißnaht
$c_{el}$	Federsteifigkeit der Randbedingungen am Rahmenprüfstand
$D$	Gesamtschädigung nach Palmgren-Miner
$d\epsilon$	Verzerrungssinkrement
$d\sigma$	Spannungssinkrement
$E$	Elastizitätsmodul
$E_t$	Tangentenmodul
$F_{aQ,a}$	außergewöhnliche Querkraft nach außen
$F_{aQ,i}$	außergewöhnliche Querkraft nach innen
$F_{B,x}$	Längskraft
$F_{B,x,max}$	Längskraft im Überlastfall
$F_{Bx,l}$	linke Bremskraft am Rahmenprüfstand
$F_{Bx,r}$	rechte Bremskraft am Rahmenprüfstand
$F_{diag,1}$	Diagonalkraft 1 am Rahmenprüfstand
$F_{diag,2}$	Diagonalkraft 2 am Rahmenprüfstand
$F_{diag,gr}$	große Diagonalkraft
$F_{diag,kl}$	kleine Diagonalkraft
$F_{el,G}$	elastische Grenzlast
$f_{FAT,\sigma}$	Umrechnungsfaktor für Normalspannungen
$f_{FAT,\tau}$	Umrechnungsfaktor für Schubspannungen
$F_{gest}$	Rückstellfederkraft
$F_H$	magnetische Haftkraft
$F_{Hx,l}$	Reaktionskraft in x-Richtung am linken Mitnehmeranschlag
$F_{Hx,r}$	Reaktionskraft in x-Richtung am rechten Mitnehmeranschlag
$F_{Hy,l}$	Reaktionskraft in y-Richtung am linken Mitnehmeranschlag
$F_{Hy,r}$	Reaktionskraft in y-Richtung am rechten Mitnehmeranschlag
$F_{pl,T}$	vollplastische Traglast
$F_{pmax}$	maximale Druckkraft
$F_{Q,a}$	Querkraft nach außen
$F_{Q,h}$	hintere Querkraft am Rahmenprüfstand
$F_{Q,i}$	Querkraft nach innen
$F_{Q,v}$	vordere Querkraft am Rahmenprüfstand

$F_{Ue}$	Überschusskraft der Betätigungszyylinder
$F_z$	Vertikalkraft
$F_{zd}$	Zug- und Druckkräfte im U-Profil und Abdeckblech
$h_{wK}$	Mehrachsigkeitsgrad
$i$	Anzahl der wechelsinnig aufeinander geschichteten Tellerfedern
$j_D$	Gesamtsicherheitsfaktor für die Ermüdung
$j_F, j_s$	Einzelsicherheitsfaktoren für die Ermüdung
$j_{ges}$	statischer Sicherheitsfaktor
$j_m, j_{mt}, j_p, j_{pt}$	statische Sicherheitsfaktoren gegen Fließen und Bruch
$j_s$	Lastfaktor
$j_z$	Teil-Sicherheitsfaktor für geschweißte Bauteile
$k$	Wöhlerexponent
$K_{AK}$	Mittelspannungsfaktor
$K_{BK}$	Betriebsfestigkeitsfaktor
$K_E$	Eigenspannungsfaktor
$K_p$	plastische Formzahl
$k_\sigma$	Wöhlerexponent für Normalspannungen
$k_\tau$	Wöhlerexponent für Schubspannungen
$K_{T,m}, K_{T,p}, K_{Tt,m}$	Temperaturfaktoren für den statischen Nachweis
$M$	Moment
$m$	Masse
$\bar{N}$	geforderte Zyklenanzahl
$n$	Anzahl der gleichsinnig aufeinander geschichteten Tellerfedern
$N_C$	Bezugszyklenanzahl
$N_{D,\sigma}$	Knickpunktzyklenanzahl der Bauteil-Wöhlerlinie für Normalspannungen
$N_{D,\tau}$	Knickpunktzyklenanzahl der Bauteil-Wöhlerlinie für Schubspannungen
$N_i$	ertragbare Schwingenspielzahl
$n_{pl}$	plastische Stützzahl des Grundwerkstoffes
$n_{pl,wK}$	plastische Stützzahl der Schweißnaht
$P_{Ue}$	Überlebenswahrscheinlichkeit
$R$	Spannungsverhältnis
$R_e$	Streckgrenze
$R_m$	Zugfestigkeit
$R_{ref}$	Referenzradius
$R_{ref1}$	Referenzradius 0,3mm
$R_{ref2}$	Referenzradius 1mm
$u_{min}$	Mindestüberdeckung
$x_j$	x-Achse des lokalen Koordinatensystems j
$y_j$	y-Achse des lokalen Koordinatensystems j
$z_j$	z-Achse des lokalen Koordinatensystems j

$\alpha$	Winkel unter dem die Diagonalkräfte angreifen
$\Delta x$	Verschiebung in x-Richtung aufgrund von ungleichen Spielen
$\Delta x_B$	Verschiebung im Betrieb in x-Richtung
$\Delta x_{B,ges}$	Gesamtverschiebung in x-Richtung
$\Delta x_{B,max}$	maximale Längsverschiebung
$\Delta x_M$	Montagetoleranz in x-Richtung
$\Delta y_B$	Verschiebung im Betrieb in y-Richtung
$\Delta y_M$	Montagetoleranz in y-Richtung
$\Delta z_B$	Verschiebung im Betrieb in z-Richtung
$\Delta z_M$	Bauteiltoleranz in z-Richtung
$\Delta z_{M-B}$	Verwindung
$\partial W$	innere Arbeit pro Volumseinheit
$\epsilon$	Vektor der Verzerrungskomponenten
$\tilde{\epsilon}$	
$\epsilon_{ertr}$	ertragbare Gesamtdehnung des Grundwerkstoffs
$\epsilon_{ertr,wK}$	ertragbare Gesamtdehnung der Schweißnaht
$\epsilon_{0,wK}$	minimal ertragbare Dehnung bei hoher Mehrachsigkeit
$\epsilon_{ref,wK}$	Referenzdehnung
$\mu$	Reibungskoeffizient
$\nu$	Poissonzahl
$\sigma$	Vektor der Spannungskomponenten
$\tilde{\sigma}$	
$\sigma_{1,wK}$	erste Hauptnormalspannung
$\sigma_{2,wK}$	zweite Hauptnormalspannung
$\sigma_{3,wK}$	dritte Hauptnormalspannung
$\sigma_a$	Ausschlagspannung
$\sigma_{a,1}$	größte Amplitude der Normalspannungen
$\sigma_{AK}$	Amplitude der Bauteildauerfestigkeit für Normalspannungen
$\sigma_{BK}$	Amplitude der Bauteilbetriebsfestigkeit für Normalspannungen
$\sigma_{HwK}$	hydrostatische Spannung
$\sigma_m$	Mittelspannung
$\sigma_{min}$	Minimalspannung
$\sigma_{SK}$	Bauteilfestigkeit des Grundwerkstoffs
$\sigma_{SK,wK}$	Bauteilfestigkeit der Schweißnaht
$\sigma_{vwK}$	Vergleichsspannung nach Mises
$\sigma_{WK}$	Bauteilwechselfestigkeit für Normalspannungen
$\sigma_{x,wK}$	Spannungskomponente in x-Richtung
$\sigma_{y,wK}$	Spannungskomponente in y-Richtung
$\sigma_{\perp}$	Spannungskomponente senkrecht zur Schweißnaht
$\sigma_{\parallel}$	Spannungskomponente parallel zur Schweißnaht

$\tau$	Schubspannung
$\tau_{a,1}$	größte Amplitude der Schubspannungen
$\tau_{AK}$	Amplitude der Bauteildauerfestigkeit für Schubspannungen
$\tau_{BK}$	Amplitude der Bauteilbetriebsfestigkeit für Schubspannungen
$\tau_{WK}$	Bauteilwechselfestigkeit für Schubspannungen
$\tau_{xy,wK}$	Schubspannungskomponente
$\phi_{max}$	maximaler Ausdrehwinkel des Drehgestells

# 1 Einleitung

Die Ansprüche des modernen Bahnverkehrs stellen immer höhere Anforderungen an Schienenfahrzeuge. Reisegeschwindigkeiten werden immer größer und Zugintervalle immer kürzer, um mit anderen Transportmitteln mithalten zu können. Um dies zu ermöglichen, sind leistungsstarke und robuste Bremssysteme nötig. Auf die Räder wirkende Bremsen wie druckluft – oder hydraulisch betätigte Reibungsbremsen, sind in ihrer Wirkung vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene abhängig und damit begrenzt. Bei ungünstigen Kraftschlussbedingungen sind diese Bremssysteme für die Einhaltung der vorgeschriebenen Bremswege bzw. Bremsverzögerungen nicht ausreichend. Um diese Forderung zu gewährleisten, sind zusätzliche Bremssysteme, deren Wirkung unabhängig vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene ist, notwendig. Schienenbremsen wie die Magnetschienenbremse kommen hier zum Einsatz und können als kraftschlussunabhängige, zusätzliche Bremse die Verzögerung des Schienenfahrzeugs beträchtlich erhöhen. Schienenbremsen üben direkt auf die Schiene eine (der Fahrtrichtung entgegengesetzte) Bremskraft aus und führen vor allem bei ungünstigen Witterungsbedingungen zu einer Erhöhung der Bremsleistung.

Die Anforderungen an Magnetschienenbremsen (Mg-Bremsen) werden immer höher, da Leichtbautechnik und Bremsleistung immer mehr an Bedeutung gewinnen. Zur Gestaltung und Überprüfung der Bauteile stehen Normen und Regelwerke zur Verfügung. In Regelungen wie der B012-Richtlinie [1] und der DIN EN 16207 [2], sind auf die Magnetschienenbremse wirkende Belastungen festgehalten, welche aus Messungen am Fahrzeug ermittelt wurden. In diesen Regelungen sind sowohl auftretende Kräfte und Beschleunigungen, als auch auf die Mg-Bremse aufzubringende Lastkollektive definiert. Diese stellen die Grundlage für die Dimensionierung von Magnetschienenbremsen dar.

Bevor eine Mg-Bremse gefertigt und eingesetzt werden kann, muss das Bauteil vorher während der Entwicklung berechnet werden, um zu gewährleisten das eine ausreichende Lebensdauer und Sicherheit gegen Versagen gegeben ist. Solche Berechnungen werden meist mithilfe der Finite Elemente-Methoden durchgeführt. Dabei werden die in den Regelungen definierten Belastungen auf das Simulationsmodell aufgetragen und anschließend die daraus resultierenden Spannungsverteilungen am Modell untersucht.

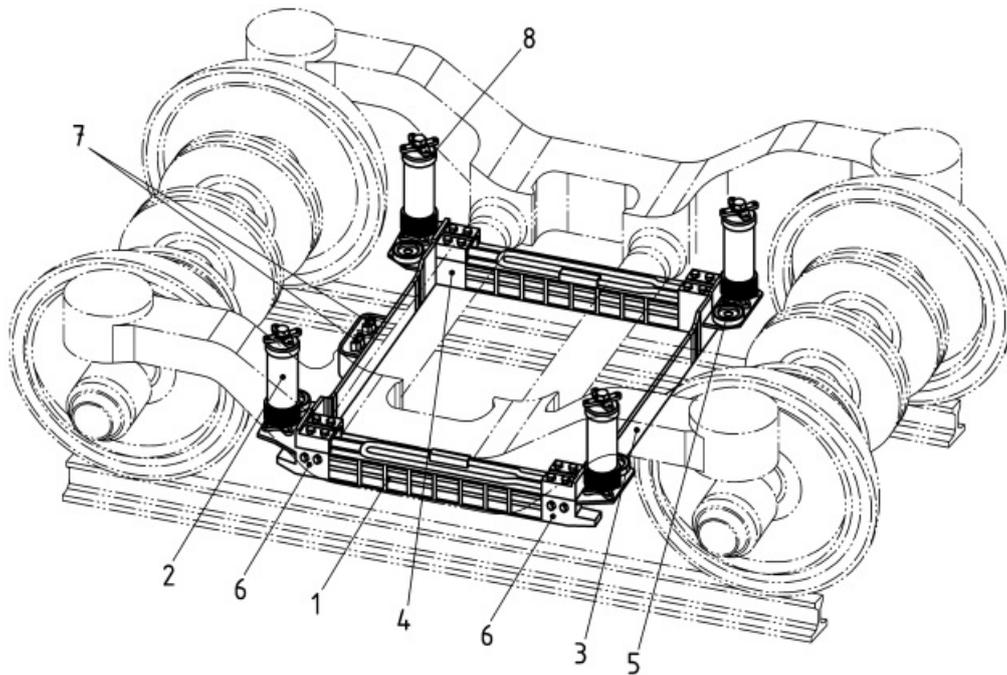
Der neue Bremsmagnet (GRIP-Magnet) der Firma Knorr-Bremse, weist durch die Anwendung von Leichtbaumethoden eine wesentlich geringere Masse auf als seine Vorgänger. Aufgrund der dünneren Struktur ist eine genaue Berechnung des Bauteils essentiell, um einen sicheren Betrieb der Bremse gewährleisten zu können. Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich daher mit der Festigkeitsberechnung des neuen GRIP-Bremsmagneten. Dabei werden alle entscheidenden Bauteile untersucht und in Hinsicht auf die statische Festigkeit und die Ermüdungsfestigkeit mithilfe der FKM-Richtlinie [3] bewertet. Anschließend erfolgt eine Optimierung der einzelnen Bauteile des Bremsmagneten, um eine höhere Sicherheit gegen Versagen sicherzustellen.

Bevor ein Bremsmagnet eingesetzt werden kann, muss dieser die strengen Prüfungen im Versuchslabor bestehen, welche ebenfalls in [1] definiert sind. Der zweite Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit dem Vergleich des aktuellen Prüfstandes MGP2 und der Rechnung nach der B012-Regelung. Abschließend erfolgt eine Entwicklung eines Komponentenprüfstandes für die Bremsmagnete einer Magnetschienenbremse, welcher die während des Bahnbetriebes auftretenden Beanspruchungen so gut wie möglich abbildet.

### 1.1 Magnetschienenbremse

Magnetschienenbremsen sind vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene unabhängige, zusätzliche Fahrzeugbremsen. Während des Bremsvorganges, kommen Mg-Bremsen mit der Schiene in Berührung und erreichen ihre Bremswirkung durch eine magnetische Anzugskraft. Sie werden im Nahverkehr (Straßenbahn), Regionalverkehr (Eisenbahn), Fernverkehr und auch bei Grubenbahnen, als Notbremse, Zwangsbremse oder Schnellbremse eingesetzt. Der Einsatz von Magnetschienenbremsen ist durch die maximale Zuggeschwindigkeit begrenzt. Bei Reibmaterialien aus Stahl ist eine maximale Geschwindigkeit von 280 km/h möglich, bei Polschuhen aus Sintermetall sogar eine Geschwindigkeit von 350 km/h [4].

Der Aufbau einer Magnetschienenbremse ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Sie besteht im wesentlichen aus einem Bremsenviereck, welches aus Spurhaltern (Nr.3) und Bremsmagneten (Nr.1) zusammengesetzt ist. Die Bremsmagnete werden dabei mithilfe der Spurhalter auf Distanz gehalten. Der Bremsrahmen wird je nach Bauart entweder über Betätigungszyylinder (Hochaufhängung) oder über Zug- oder Druckfedern (Tiefaufhängung) mit dem Drehgestell des Schienenfahrzeuges verbunden.



**Legende**

- 1 Magnet mit segmentierten oder nicht segmentierten (starr) Polschuhen
- 2 Betätigungsorgan, Betätigungszylinder
- 3 Spurhalter
- 4 Mitnehmer, nicht magnetisch
- 5 Zentriereinrichtung zur Begrenzung von seitlichen Bewegungen in der Ruhestellung
- 6 spezielle Endstücke für Weicheneinlauf
- 7 elektrische Schnittstelle
- 8 pneumatische Schnittstelle

Abbildung 1.1: Komponenten einer Magnetschienenbremse in Hochaufhängung [2]

Bei der Tiefaufhängung (Abbildung 1.2), befindet sich die Unterkante des Magneten nur wenige Millimeter über der Schiene. Solche Ausführungen werden meist bei Straßenbahnen eingesetzt. Bei Betätigung der Bremse wird die Spule des Magneten an die Erregerspannung gelegt, welcher sich durch die Magnetkraft selbständig an die Schiene zieht. Die Feldlinien des durch den Gleichstrom entstehenden Magnetfeldes werden über die Schiene kurzgeschlossen und es entsteht eine magnetische Anzugskraft zwischen Magnet und Schiene. Durch diese Anzugskraft verbunden mit der entstehende Gleitreibung zwischen dem Bremsmagneten und der Schiene, entsteht eine dem Zug entgegenwirkende Reibkraft. Die Bremskraft wird dabei über Mitnehmeransläge (Nr.4 in Abb. 1.1) auf das Drehgestell und somit auf das Schienenfahrzeug übertragen.

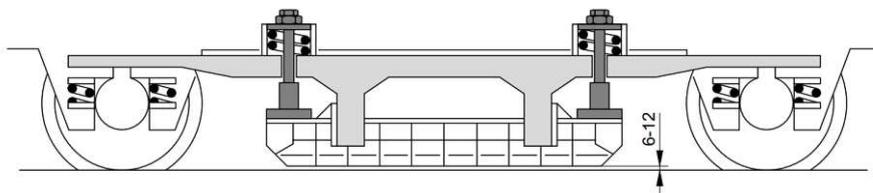


Abbildung 1.2: Magnetschienenbremse in Tiefaufhängung [5]

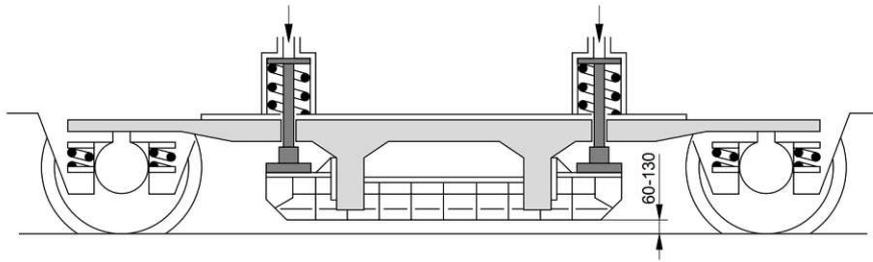


Abbildung 1.3: Magnetschienbremse in Hochoaufhängung [5]

Bei höheren Geschwindigkeiten (Vollbahnverkehr) müssen die Bremsmagnete im Fahrbetrieb einen größeren Abstand zur Schiene haben, da sonst die Bremse während der Fahrt ungewollt an die Schienen stoßen würde. Bei der Hochoaufhängung (Abbildung 1.3) wird der Bremsrahmen über Betätigungszyylinder mit dem Drehgestell verbunden. Bei Betätigung der Bremse werden die Zylinder mit Druckluft beaufschlagt, wodurch das Bremsviereck abgesenkt und auf die Schienen gedrückt wird. Gleichzeitig werden die Spulen an die Erregerspannung gelegt und der Magnet zieht sich, wie auch bei der Tiefaufhängung, durch die magnetische Anzugskraft an die Schiene. In dieser Arbeit werden ausschließlich Magnetschienbremsen in Hochoaufhängung untersucht.

## 1.2 Komponenten einer Magnetschienbremse

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Komponenten einer Magnetschienbremsen und ihre Funktionsweise näher beschrieben. Die Beschreibung weiterer Komponenten findet man in [4].

### 1.2.1 Bremsmagnet

Je nach konstruktivem Aufbau des Bremsmagneten unterscheidet man zwischen zwei Bauformen, dem Starmagneten und dem Gliedermagneten. Starmagnete werden meist im Nahverkehr (Straßenbahnen) eingesetzt. Bei dieser Ausführung sind die Polschuhe fest mit dem Magnetkörper verbunden, wie in Abbildung 1.4 zu sehen ist.

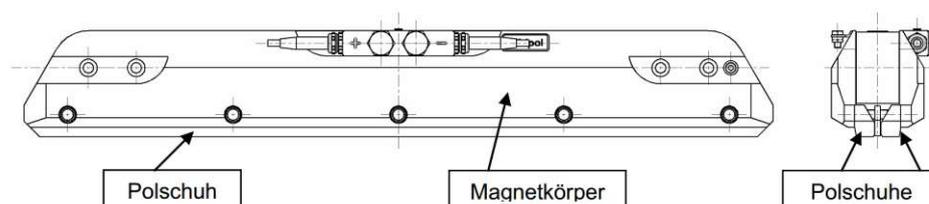


Abbildung 1.4: Aufbau eines Starmagneten [1]

Gliedermagneten werden im Allgemeinen bei Reisezügen (Vollbahnbereich) eingesetzt [4]. Der Bremsmagnet besteht dabei aus zwei Endstücken und mehreren Zwischengliedern, wie in Abbildung 1.5 zu sehen ist. Die Endglieder sind dabei fest mit dem Magnetkörper verbunden und gewährleisten eine gute Führung bei Schienenstößen oder beim Überfahren von Weichen. Die Zwischenglieder können sich in den von den Trennblechen abgetrennten Bereichen frei bewegen. Dadurch können sich die Zwischenglieder während des Bremsmanövers besser an Schienenunebenheiten anpassen, was die Bremskraft wesentlich erhöht. Die Bremskräfte werden von den Zwischengliedern auf die Trennwände und dadurch auf den Mitnehmer und auf das Drehgestell übertragen.

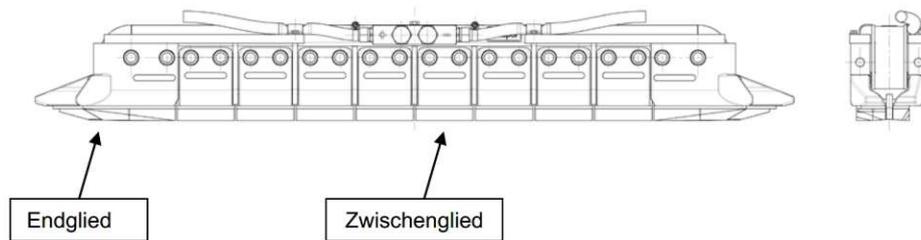


Abbildung 1.5: Aufbau eines Gliedermagneten [1]

Zum Vergleich der beiden Bauformen ist in Abbildung 1.6 eine Reibwert-Geschwindigkeits-Kurve von Starr- und Gliedermagneten abgebildet. Man sieht, dass Gliedermagnete schon ab einer geringen Geschwindigkeit wesentlich höhere Bremskraftbeiwerte und somit höhere Bremskräfte zustande bringen als Starrmagnete. In dieser Arbeit werden anschließend nur Gliedermagnete behandelt.

Als Polschuhmaterial werden entweder Stahl, Gußeisen mit Kugelgraphit oder Sintermetall verwendet. Stahl hat gegenüber Gußeisen und Sintermetall einen erheblichen Vorteil im Bezug auf die Höhe der Induktion und auf die sehr lange Standzeit. Der einzige und entscheidende Nachteil ist jedoch, dass bei Bremsungen aus Geschwindigkeiten über 100 km/h Aufschweißungen unter den Reibflächen entstehen [4]. Diese Aufschweißungen bewirken einen erhöhten Luftspalt zwischen Magnet und Schiene, was zu geringeren Bremskräften führt. Beim Einsatz von Gußeisen treten diese Probleme nicht auf, man muss aber mit 20% geringeren Bremskräften rechnen. Sinterpolschuhe erreichen eine um 20% höhere Bremskraft als Stahlpolschuhe und bei diesem Material treten auch keine Aufschweißungen auf. Deshalb werden Sinterpolschuhe immer öfter bei Hochgeschwindigkeitszügen eingesetzt [4].

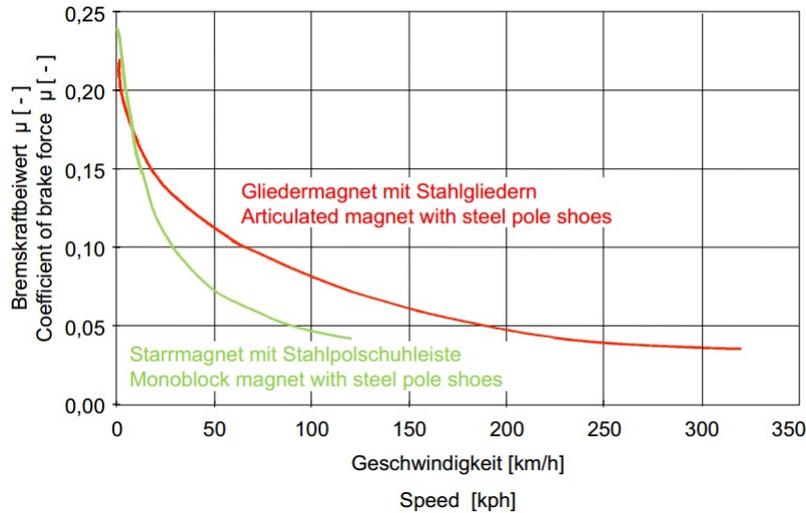


Abbildung 1.6: Reibwertkurve für Starr- und Gliedermagnete [4]

### Funktionsprinzip des Gliedermagneten

In Abbildung 1.7 ist der Querschnitt eines Bremsmagneten dargestellt. Der Bremsmagnet ist im Prinzip ein Elektromagnet, welcher aus einer langgezogenen Spule (B) und hufeisenförmigen Magnetkern (C) besteht. Die Spule wird an einen Gleichstrom angeschlossen und erzeugt ein Magnetfeld (D), welches über die Schiene (G) kurzgeschlossen wird. Dadurch entsteht eine magnetische Anzugskraft zwischen Magnet und Schiene, welche für das Einleiten der Bremskraft verantwortlich ist. Um einen magnetischen Kurzschluss zwischen den Polschuhen (E) durch anheftende Eisenteile zu verhindern, wird eine unmagnetische Zwischenleiste (F) eingebaut.

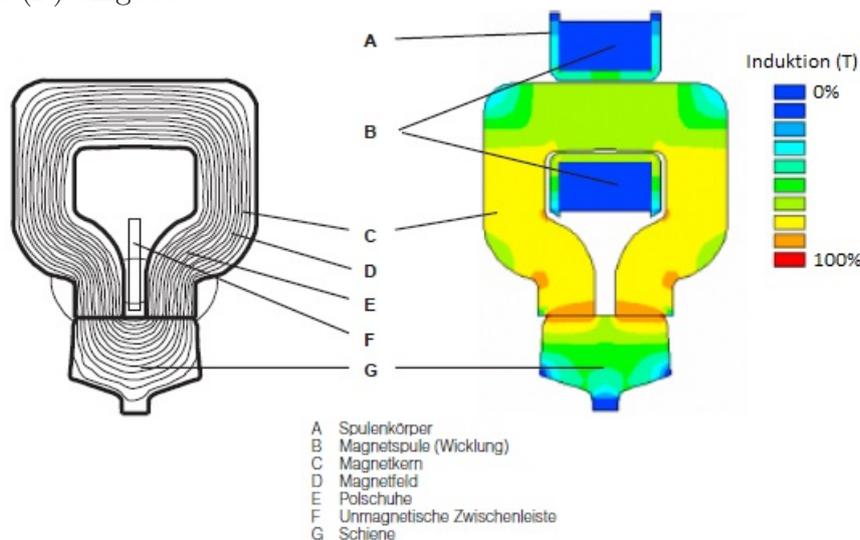


Abbildung 1.7: Funktionsprinzip eines Gliedermagneten [4]

Die Höhe der Bremskraft hängt von mehreren Faktoren ab. Der wichtigste Faktor ist dabei die Magnetlänge, die jedoch durch den maximalen Achsabstand und den Raddurchmessern

des Schienenfahrzeuges begrenzt ist. Weiters ist die elektrische Durchflutung (Batteriespannung und elektrische Leistung) entscheidend. Wie schon vorher erwähnt, spielt der Reibwert zwischen Magnet und Schiene eine große Rolle, welcher wiederum vom eingesetzten Material der Polschuhe abhängig ist. Ein nicht so unbedeutender Faktor ist der Zustand der Schiene, da bei Unebenheiten der Luftspalt vergrößert und die Bremskraft dadurch verringert wird.

### 1.2.2 Spurhalter

Das Bremsviereck besteht im Allgemeinen aus zwei Spurhaltern und zwei Bremsmagneten. Die Spurhalter sind über Spurhalterköpfe mit den Bremsmagneten verbunden und dienen als Distanzhalter für die Magnete. Sie sorgen weiters für eine sichere Parallelführung über den Schienen [4]. Spurhalter werden meist individuell, je nach Drehgestell, gefertigt. Dabei muss auf die Einbausituation der Betätigungszyylinder, der Zentriereinrichtungen und der Mitnehmer Rücksicht genommen werden.

### 1.2.3 Betätigungszyylinder

Die Betätigungszyylinder verbinden das Bremsviereck mit dem Drehgestell und halten den Bremsrahmen über vorgespannte Federn oben. Bei Betätigung der Bremse wird Druckluft in die Zylinder gefüllt. Sobald die Kraft, welche durch die Druckluft erzeugt wird, die Vorspannkraft der Federn überwunden hat, wird der Bremsrahmen auf die Schienen abgesenkt. Beim Entlüften wird das Bremsviereck durch die Federn wieder in Hochlage gebracht. Dabei sind die Federn so zu dimensionieren, dass während der Fahrt das Bremsviereck fest in den Zentriereinrichtungen gehalten wird und ein Abheben ausgeschlossen werden kann. An den Enden der Betätigungszyylinder sind Konusflanschbuchsen integriert, welche eine gewisse Auslenkung erlauben, um Relativbewegungen des Fahrwerks gegenüber dem Bremsrahmen ausgleichen zu können. In Abbildung 1.8 ist ein Schnitt durch einen Betätigungszyylinder dargestellt.



Abbildung 1.8: Schnitt durch einen Betätigungszyylinder [4]

### 1.2.4 Mitnehmeranschlage

Über die Mitnehmeranschlage am Bremsenviereck, welche meist auf dem Spurhalter befestigt sind, werden die Längs- und Seitenkräfte auf das Drehgestell und somit auf den Wagenkasten übertragen. In Abbildung 1.9 ist die Mitnehmerverbindung schematisch dargestellt. Die Mitnehmer auf dem Drehgestell werden mit unmagnetischen Mitnehmerbelagen verschraubt, um die Bewegung des Bremsrahmens nicht durch magnetische Kräfte zu beeinflussen [4]. Es besteht ein gewisses Spiel zwischen Mitnehmeranschlag und Mitnehmerbelag in Längs- und Querrichtung, um zu gewährleisten das der Magnet, trotz etwaiger Querverschiebungen des Fahrwerks bei Weichenuberfahrten oder Bogenfahrten, mittig auf der Schiene bleibt. Dieses Spiel ist jedoch so zu dimensionieren, dass bei jedem Verschleizustand eine ausreichende Überdeckung zwischen den Mitnehmerkomponenten der Magnetschienenbremse und des Drehgestells gegeben ist.

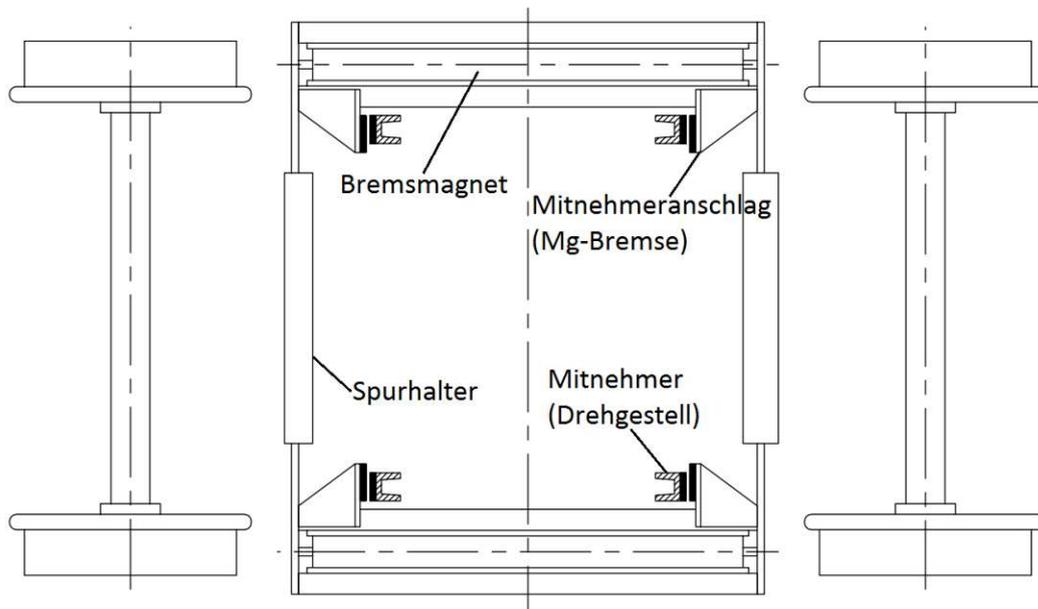


Abbildung 1.9: Darstellung der Mitnehmerverbindungen [5]

## 2 Lastfälle für die Auslegung einer Magnetschienenbremse nach der B012-Richtlinie

Die Definition der Lastfälle einer Magnetschienenbremse erfolgt mittels der Ergänzungsregelung Nr. B012 [1], welche eine Regelung für die technische Gestaltung von Magnetschienenbremsen in Schienenfahrzeugen darstellt. Sie enthält sowohl funktionale als auch technische Anforderungen, die von einer Magnetschienenbremse erfüllt werden müssen. In dieser Regelung wird grundsätzlich zwischen Hoch- und Tieflage (Bremsstellung) unterschieden.

### 2.1 Hochlage

Durch ungenaue Einstellungen der Zentriereinrichtungen kann es zu Verwindungen und Verzwängungen des Bremsrahmens kommen. Weiters kann es aufgrund der unterschiedlichen Form- und Lagetoleranzen der Komponenten dazu kommen, dass nicht alle vier Zentriereinrichtungen im Drehgestell in einer Ebene liegen und dadurch bei der Montage des Bremsrahmens mit dem Drehgestell Verwindungen entstehen. Nach [1] sind folgende Anhaltswerte zu verwenden:

- $\Delta x_M = \pm 2mm$  (Montagetoleranz)
- $\Delta y_M = \pm 2mm$  (Montagetoleranz)
- $\Delta z_M = \pm 3mm$  (Bauteiltoleranz Drehgestellrahmen)

Weiters kann es im Betrieb aufgrund der Verformungen des Drehgestellrahmens, zu weiteren Verwindungen und Verzwängungen des Bremsenvierecks kommen. In Abbildung 2.1 sind mögliche Deformationen des Drehgestellrahmens, bezogen auf das Normalquadrat, dargestellt. Diese müssen auf die Abmessungen des jeweiligen Problems umgerechnet werden. Wie am Vorzeichen erkennbar, sind die Deformationen jeweils in beide Richtungen zu berücksichtigen. Für den vorliegenden Fall erhält man folgende Werte:

- $\Delta x_B = \pm 0,73mm$

- $\Delta y_B = \pm 0,73mm$
- $\Delta z_B = \pm 0,62mm$

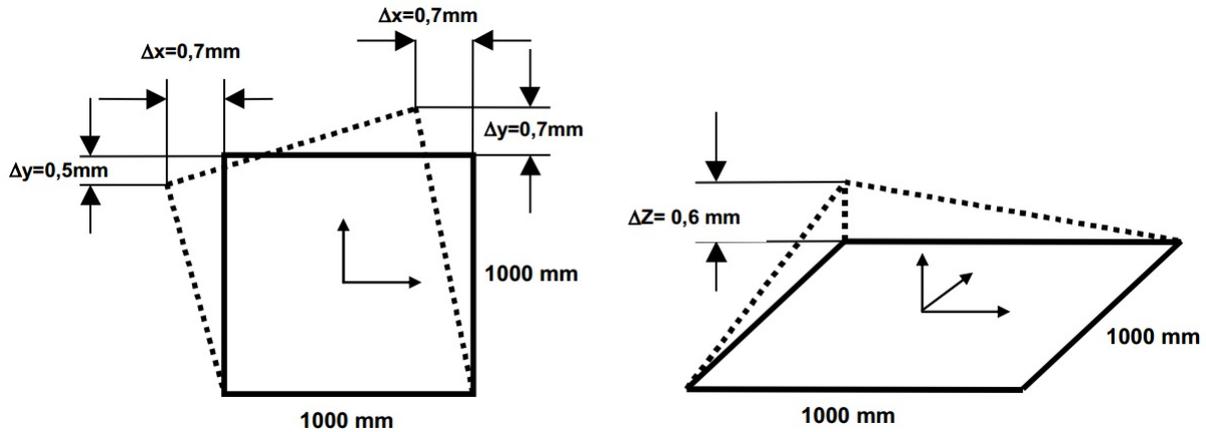


Abbildung 2.1: Mögliche Deformationen des Drehgestellrahmens [1]

## 2.2 Tieflage (Bremsstellung)

### Überschusskraft

Durch Betätigung der Bremse, werden die Betätigungszylinder mit Druckluft beaufschlagt und die Magnete werden an die Gleiskörper gepresst. Für die Auslegung muss der Maximalwert der Überschusskraft berücksichtigt werden. Dieser hängt von den Zylinderabmessungen, den Federsteifigkeiten und vom Betriebsdruck ab. Für die gegebenen Werte berechnet sich die Überschusskraft zu:

$$F_{Ue} = F_{pmax} - F_{gest} = 5,4 \text{ kN} \quad (2.1)$$

wobei  $F_{pmax}$  die maximale Druckkraft im Zylinder und  $F_{gest}$  die Kraft der gestauchten Rückstellfeder ist.

### Verwindung und Längsverschiebung

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erwähnt, kann es bei der Montage und im Betrieb zu Verwindungen und Verformungen des Bremsrahmens kommen. Durch ungleiche Spiele der Drehgestellmitnehmer in x-Richtung, kommt es zusätzlich beim Bremsvorgang zu einer Längsverschiebung der Magnete zueinander, welche zusammen mit den Montageteranzen in etwa  $\Delta x = 3mm$  beträgt. Somit ergibt sich für die Längsverschiebung in Summe  $\Delta x_{B,ges} = 3,73mm$ . Für die Verwindung  $\Delta z$  beim Bremsvorgang, muss weiters auch

Gleisverwindung und Herzstückabsenkung berücksichtigt werden. Laut [1] beträgt die Verwindung im Normalquadrat  $\Delta z_n = 10\text{mm}$ . Umgerechnet auf die realen Abmessungen erhält man  $\Delta z_{M-B} = 16,5\text{mm}$ .

### Drehgestellspießgang

Der Drehgestellspießgang führt zu Längs- und Querverschiebungen der Magnete zueinander. Es handelt sich hierbei grundsätzlich um die Drehung des Drehgestells gegenüber den Gleiskörpern. In Abbildung 2.2 ist der Drehgestellspießgang schematisch dargestellt. Die Größe der Verschiebungen hängen, wie auch bei den Montageverformungen, von den geometrischen Parametern, aber auch vom Mitnehmerspalt ab. Laut [1] beträgt der maximale Ausdrehwinkel, zusammengesetzt aus Spurspiel und Querfederung,  $2,5^\circ$ . Berechnet man die Längsverschiebung abhängig von  $\phi_{max} = 2,5^\circ$ , erhält man  $\Delta x_B = 52,23\text{mm}$ . Aufgrund den gegebenen Konstruktionsbedingungen ist jedoch eine maximale Längsverschiebung von  $\Delta x_{B,max} = 20\text{mm}$  möglich. Da dieser Wert wesentlich höher ist als jener im vorherigen Abschnitt definierter Wert für die Längsverschiebung, wird dieser als Extremwert für die weiteren Berechnungen herangezogen.

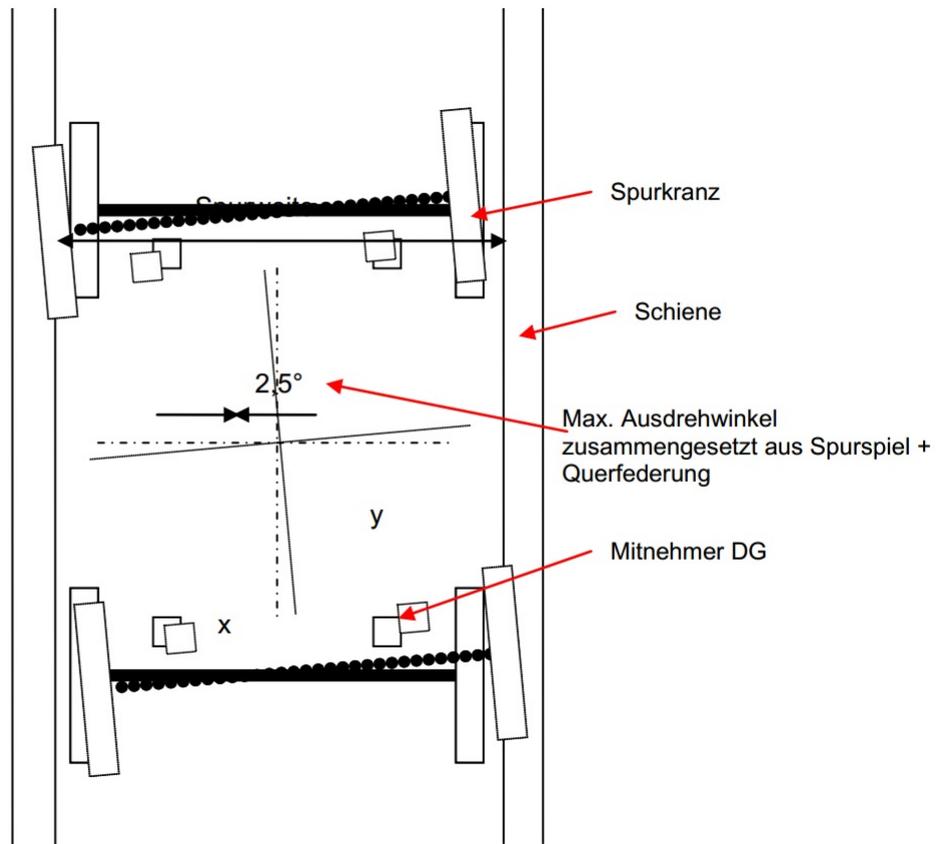


Abbildung 2.2: Drehgestellspießgang [1]

## Bremskraft

Wie in Abbildung 2.4 ersichtlich, kommt es neben der Bremskraft auch aufgrund des Spaltes zwischen dem Mitnehmer und dem Mitnehmeranschlag zu einem Bremsstoß am Beginn und am Ende des Bremsvorganges. Die Höhe der Stoßkraft ist vom Mitnehmerspalt, Mitnehmersteifigkeit und Zuggeschwindigkeit abhängig. Ausschlaggebend für die Rechnung ist hier die maximale Bremskraft gegen Ende des Bremsvorganges, der Stoß zu Bremsbeginn kann vernachlässigt werden. Die Bremskraft ist eine Funktion der magnetischen Haftkraft und des Bremskraftbeiwertes zwischen Magnetkörper und Gleis. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die Bremskraft pro Seite lässt sich somit folgendermaßen angeben:

$$F_{B,x} = \mu \cdot F_H = 36 \text{ kN} \quad (2.2)$$

$F_H$  magnetische Haftkraft,  
 $\mu$  Bremskraftbeiwert.

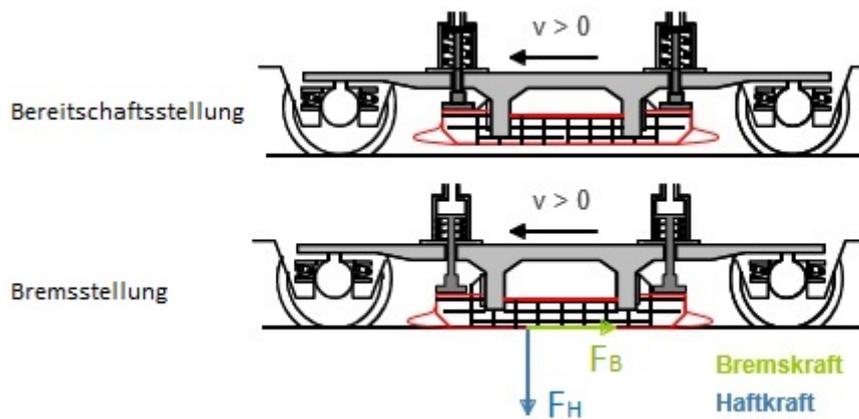


Abbildung 2.3: Zusammenhang zwischen Brems- und Haftkraft

Da hier Polschuhe aus Stahl zum Einsatz kommen, wurde für den Bremskraftbeiwert  $\mu = 0,4$  eingesetzt.

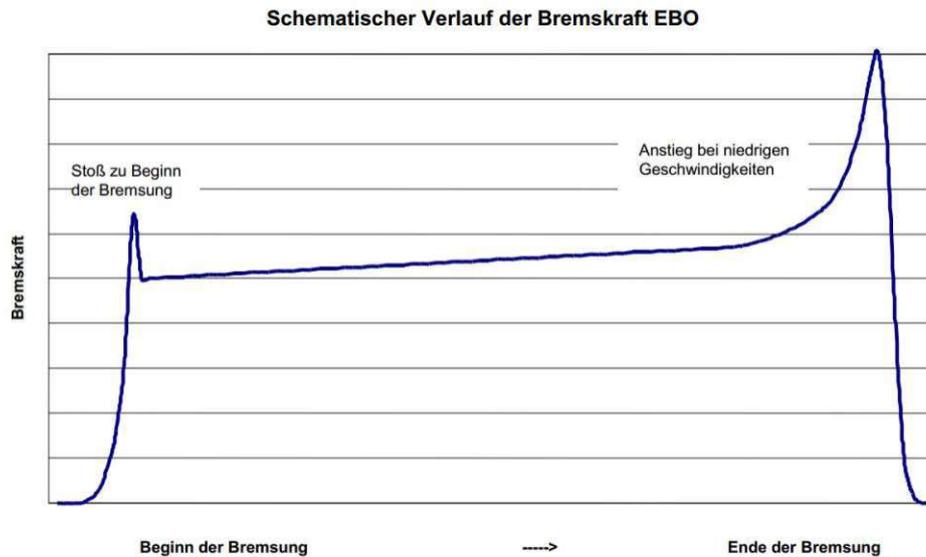


Abbildung 2.4: Schematischer Verlauf der Bremskraft [1]

### Lasten beim Bremsen über Weichen

Beim Bremsen während dem Überfahren von Weichen kommt es zum Auftreten von Querkräften. Dabei erfolgt der Lastangriff etwa in der Mitte des führenden Endgliedes. Hierbei können sowohl Querkräfte nach innen als auch Querkräfte nach außen auftreten. Weiters kommt es zu einer Überlagerung mit einer reduzierten Bremskraft  $F_{B,x}$ . Die Querkräfte werden berechnet, indem die Haftkräfte mit in [1] definierten Querkraftbeiwerten multipliziert werden:

$$F_{Q,i} = 0,18 \cdot F_H = 16,2 \text{ kN} \quad (2.3)$$

$$F_{Q,a} = 0,12 \cdot F_H = 10,8 \text{ kN} \quad (2.4)$$

$$F_{B,x} = 0,20 \cdot F_H = 18,0 \text{ kN} \quad (2.5)$$

Bei Messungen im realen Fahrbetrieb wurde festgestellt, dass es bei verschlissenen Gleisanlagen und Weichen zu erhöhten (außergewöhnlichen) Querkräften kommen kann. Diese erhöhten Belastungen müssen ebenfalls berücksichtigt werden und lassen sich wie folgt angeben:

$$F_{aQ,i} = 0,35 \cdot F_H = 31,5 \text{ kN} \quad (2.6)$$

$$F_{aQ,a} = 0,23 \cdot F_H = 20,7 \text{ kN} \quad (2.7)$$

# 3 GRIP-Magnet

Aufgrund der immer höheren Anforderungen der Industrie betreffend Leichtbau und Effizienz, war es nötig einen neuen innovativen Bremsmagneten zu entwickeln, den GRIP-Magneten, welcher der Kern dieser Masterarbeit ist. Der GRIP-Magnet ist ein neu entwickelter Bremsmagnet, bei dem mithilfe von Leichtbaumethoden die Wandstärken der U-Profile und der Abdeckbleche im Vergleich zu seinen Vorgängern (NBGL- und FBGL-Magnet) wesentlich verringert werden konnten. Dadurch gelang es die Masse des Bremsmagneten zu reduzieren und aufgrund der geringeren Wandstärken, welche eine höhere Anzahl von Spulenwicklungen im Spulenkörper zulassen, die Bremskraft um 7% zu steigern. Wie man in Abbildung 3.1 sehen kann, besteht der GRIP-Bremsmagnet aus U-Profilen, Befestigungsleisten, Abdeckblechen, Trennblechen und Endstücken. Die Zwischenglieder, welche zwischen den Trennblechen montiert werden, wurden in dieser Abbildung zur besseren Veranschaulichung weggelassen. Die sieben Trennbleche werden mit den U-Profilen, den Befestigungsleisten und den Endstücken verschweißt. Die Befestigungsleisten werden mit den Endstücken verschraubt. Wie man in Abbildung 3.1 sehen kann, besteht das Endstück beim GRIP-Bremsmagneten aus drei Komponenten, um die Verschleißteile einfacher austauschen zu können.

Bevor dieser Bremsmagnet in Serie gehen kann, muss seine Betriebsfestigkeit nachgewiesen werden. Der Bremsmagnet muss den während der Fahrt sowohl statischen als auch dynamischen Belastungen standhalten und die geforderte Lebensdauer von 30 Jahren ohne Schäden überstehen. Das mit einem CAD-Programm erstellte Modell des GRIP-Magneten wird mit vordefinierten Belastungen nach der B012-Richtlinie [1] beaufschlagt und anschließend werden mithilfe der Finite Elemente-Methode die auftretenden Spannungen und Verformungen ermittelt. Die kritischen Spannungen werden daraufhin mit der FKM-Richtlinie [3] bewertet. In den nachfolgenden Kapiteln werden diese Vorgänge genauer erläutert.

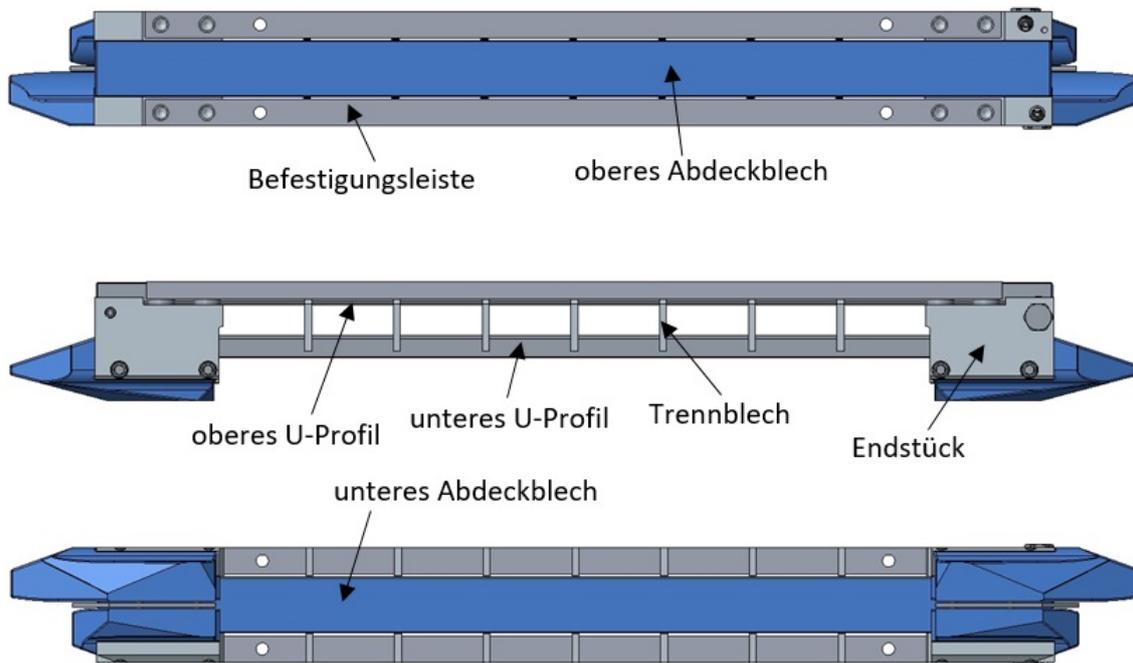


Abbildung 3.1: Modell des GRIP-Bremsmagneten

### 3.1 Modellierung und Diskretisierung des Magneten

Die Modellierung des Bremsrahmens erfolgt mit dem CAD-Programm Pro Engineer Creo. Das Bremsviereck besteht aus vielen Einzelteilen mit teilweise komplizierten Geometrien und vielen Kontaktbedingungen. Würde man dieses Modell direkt dem Solver des Finite-Elemente-Programms übergeben, wäre der Rechenaufwand sehr groß und es würde eventuell zu Vernetzungsproblemen führen. Daher werden Einzelteile, welche für die Berechnung nicht von großer Bedeutung sind, durch einfachere Modelle, welche direkt im Design Modeller der Software ANSYS Workbench 16.0 erstellt werden, ersetzt. Dabei wird darauf geachtet, dass die Steifigkeiten mit den originalen Modellen übereinstimmen. In Abbildung 3.2 ist das vereinfachte Modell des GRIP-Bremsrahmens zu sehen.

Das komplette Modell wird aus dreidimensionalen Kontinuumselementen mit quadratischen Ansatzfunktionen erstellt, die Vernetzung erfolgt dabei automatisch. Die Bremsmagnete werden über M16-Schrauben mit den Spurhaltern verbunden. Da die Untersuchung der Schraubenfestigkeit nicht Ziel dieser Arbeit ist, werden die Schrauben als Balkenelemente im Modell realisiert, was wesentlich weniger Modellierungsaufwand bedeutet. Dabei erfolgt eine Koppelung der Freiheitsgrade des Balkenelementes mit den zu den Durchgangsbohrungen gehörenden Kreisringflächen, wie in Abbildung 3.3 zu sehen ist.



Abbildung 3.2: Modell des GRIP-Bremsrahmens

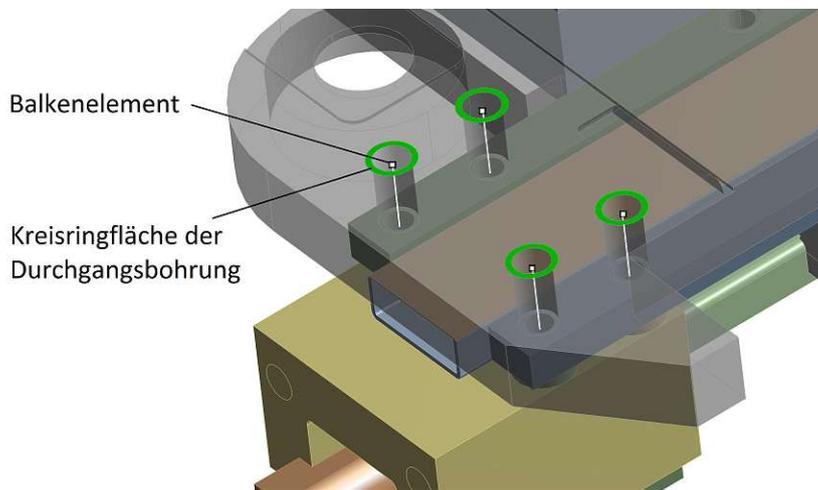


Abbildung 3.3: Detailansicht der Schraubenverbindung

## 3.2 Materialdaten

Die Befestigungsleisten des GRIP-Bremsmagneten werden aus dem Stahl S355J2+N hergestellt, die Trennwände dagegen aus S235JR. Die U-Profile bestehen aus dem Tiefziehstahl DD13. Für die Endstücke wird der Stahl C10E eingesetzt und die Abdeckbleche bestehen aus dem nichtrostenden Stahl X5CrNi18-10. Die Materialdaten der Stahllegierungen, welche aus [3] entnommen wurden, sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

Bauteil	Material	Streckgrenze $R_e$ [MPa]	Zugfestigkeit $R_m$ [MPa]	E-Modul E [MPa]	Poissonzahl $\nu$
Bef.leiste	S355J2+N	355	510	210000	0.3
Trennwand	S235JR	235	360		
U-Profil	DD13	170-330	400		
Endstück	C10E	310	500		
Abdeckblech	X5CrNi18-10	220	520		

Tabelle 3.1: Materialdaten

### 3.3 Randbedingungen

Die Randbedingungen welche auf das Finite Elemente-Modell aufgebracht werden, sind in Abbildung 3.4 zu sehen. Die Lagerungen werden in der Mitte der Endstücke, an deren Unterseite modelliert. Es werden nur Translationen gesperrt, Rotationen bleiben jedoch immer frei. Die Randbedingung an der Ecke B erlaubt nur eine Translation in x-Richtung, wobei die Randbedingung an der Ecke C die Translation in alle Richtungen sperrt. Das heißt, der linke Bremsmagnet bleibt immer Parallel zur x-y-Ebene, also befindet sich quasi immer in Kontakt mit der Schiene. Die Randbedingung an der Ecke D sperrt die Translation in z-Richtung, diese Ecke bleibt während der Belastung also immer auf gleicher Höhe. Verwindungen und Verformungen des Bremsrahmens werden an der Ecke A realisiert, weshalb diese nicht gelagert wird.

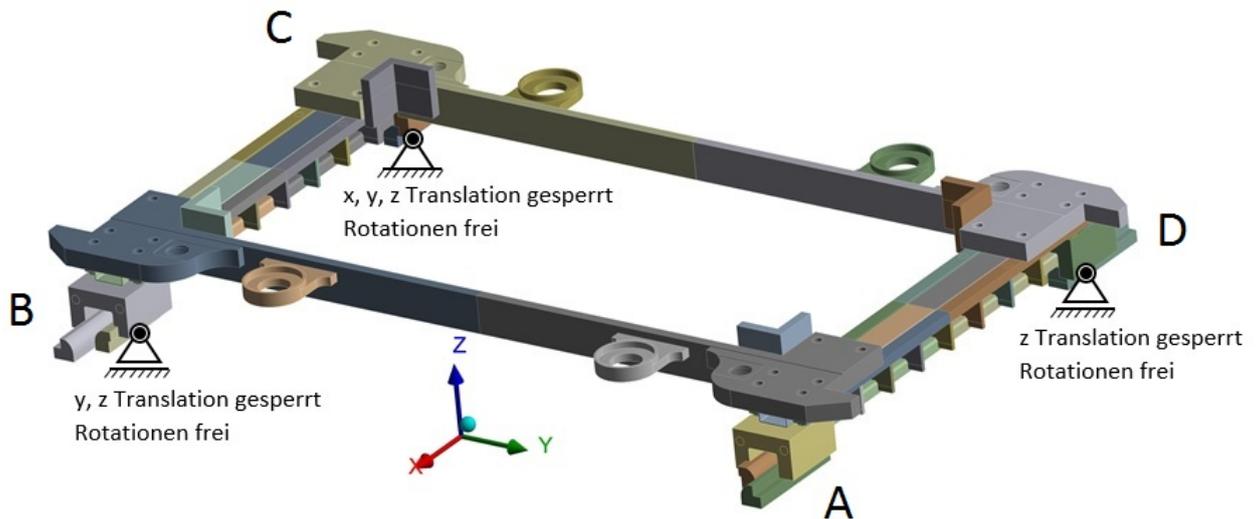


Abbildung 3.4: Randbedingungen am B012-Modell

### 3.4 Belastungen

Die in Kapitel 2 definierten Belastungen und Verschiebungen werden nun auf das Simulationsmodell übertragen, wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist. Die aus der Haftkraft berechnete, schwellende Längskraft  $F_{B,x}$  wirkt auf beide Bremsmagnete, sowohl auf die Endstücke, als auch auf die Trennbleche. Die wechselnde Querkraft  $F_Q$  greift an der Unterseite des Endstückes der Ecke A an und zeigt je nach Lastfall entweder in die positive- oder in die negative y-Richtung (siehe Kapitel 3.5). Außerdem variiert auch der Betrag der Querkraft, wie bereits in Kapitel 2 definiert. Aufgrund der Längskraft und der Querkraft, entstehen an den Mitnehmeranschlagen Reaktionskräfte  $F_{Hx,l}$ ,  $F_{Hx,r}$ ,  $F_{Hy,l}$  und  $F_{Hy,r}$ , welche ebenfalls auf das Modell aufgebracht werden müssen. Abhängig vom Richtungsvektor der Querkraft  $F_Q$ , tritt entweder nur  $F_{Hy,l}$  oder  $F_{Hy,r}$  in Kraft. Die in Kapitel 2 definierten Verschiebungen  $\Delta x$  und  $\Delta z$  werden nicht als Randbedingungen aufgebracht, sondern über die eingepprägten Kräfte am Mitnehmeranschlag und über eine zusätzliche Kraft  $F_z$  realisiert.  $F_z$  ist dabei in der Mitte des Endstückes angebracht,  $\Delta z$  wird am Angriffspunkt ausgelesen. Die Verschiebung  $\Delta x$  wird durch passende Wahl von  $F_{Hx,l}$  und  $F_{B,x}$  eingestellt. Die Überschusskräfte  $F_{Ue}$  der Betätigungszyylinder werden an den Zylinderbefestigungen, welche sich auf den Spurhaltern befinden, aufgebracht.

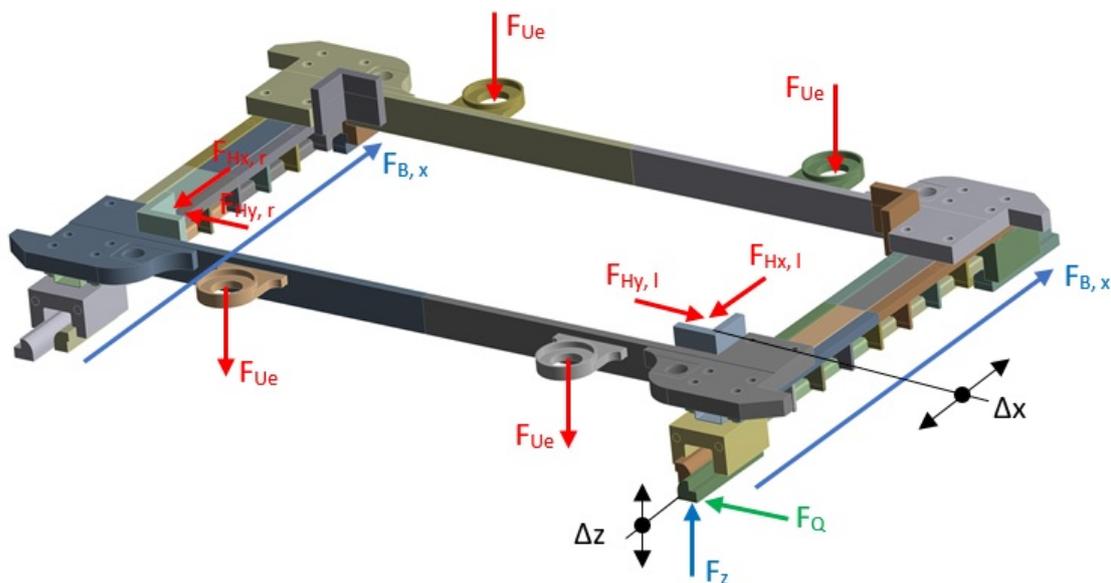


Abbildung 3.5: Belastungen und Verschiebungen am B012-Modell

Die Angriffsflächen der Reaktionskräfte an den Mitnehmeranschlagen sind von der Überdeckung abhängig. Während dem Bremsvorgang bleibt das Drehgestell und somit der Mitnehmer auf konstanter Höhe, die Magnetschienenbremse und deren Mitnehmeranschlage bewegen sich dagegen relativ zum Drehgestell in Richtung Schiene. Die Überdeckung beschreibt dabei die Höhe der Kontaktfläche zwischen dem Mitnehmer am Drehgestell und

dem Mitnehmeranschlag am Bremsrahmen. Die Mindestüberdeckung, also die ungünstigste Überdeckung, ergibt sich bei leerem Fahrzeugwaggon, neuen Rädern und maximal verschlissenen Magneten. Der vertikale Weg den die Magnetschienenbremse dabei zurücklegen muss, ist am größten und die Überdeckung somit am geringsten. Die Mindestüberdeckung des GRIP-Magneten beträgt  $u_{min} = 40mm$ .

Zustätzlich wird eine Erdbeschleunigung von  $a = 1g$  in negativer z-Richtung aufgebracht.

### 3.5 Lastkollektive für den Festigkeitsnachweis

In [1] werden Lastfälle, nach welchen eine Magnetschienenbremse ausgelegt werden muss, vorgeschrieben. In Tabelle 3.2 sind die zu untersuchenden Lastkombinationen mit den entsprechenden Lastwechselzahlen aufgelistet. Die Lastfälle 1 bis 4, welche die Verzwängungen und Verwindungen in Hochlage beschreiben, werden hier nicht untersucht, da diese bei den Lastkombinationen 5-12 ebenfalls auftreten und somit mitberücksichtigt werden. Die teilweise sehr großen Unterschiede in den Lastwechselzahlen rühren daher, dass manche Lastfälle im Betrieb sehr selten auftreten. Die Lastkombinationen 7/8, 9/10 und 11/12 sind jeweils gemeinsam als Wechsellast zu bewerten.

Lastkombination	Lastwechsel	Zu überlagernde Lastfälle	Bemerkung
5	10000-150000	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x, F_{B,x}$	Längskraft
6	30-450	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x_{B,max}, F_{B,x}$	Längskraft mit Gleisverwindung, Drehgestellspießung
7	800-12000	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x, F_{B,x}/2, F_{Q,i}$	Bremsen im Weichenbereich (innen)
8	800-12000	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x, F_{B,x}/2, F_{Q,a}$	Bremsen im Weichenbereich (außen)
9	100-1500	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x, F_{aQ,i}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen)
10	100-1500	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x, F_{aQ,a}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen)
11	10-150	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x_{B,max}, F_{aQ,i}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen) + Drehgestellspießgang
12	10-150	$F_{Ue}, \Delta z_{M-B}, \Delta x_{B,max}, F_{aQ,a}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen) + Drehgestellspießgang

Tabelle 3.2: Lastkollektive für den Festigkeitsnachweis nach B012 [1]

## 3.6 Ermittlung der auftretenden Spannungen

Das Modell wird mit dem im ANSYS Workbench 16.0 implementierten ANSYS Mechanical berechnet. Es handelt sich hier um ein dynamisches Problem, welches jedoch aufgrund der zum betrachteten Zeitraum konstanten Belastungen als quasistatisch betrachtet werden kann. Da nur kleine Verformungen auftreten und es zu keinem Plastizieren kommen sollte, sind das Materialverhalten sowie die Deformationen als linear zu klassifizieren. Das Problem wird zunächst linear behandelt und untersucht. Die FKM-Richtlinie (siehe Kapitel 4) unterscheidet zwischen geschweißten- und nichtgeschweißten Bauteilen, deshalb werden bei diesem Problem sowohl die Struktur als auch die Schweißnahtverbindungen untersucht. In den nächsten Kapiteln wird der genaue Vorgang erläutert.

### 3.6.1 Schweißnahtverbindungen

Schweißnahtverbindungen sind oft die am höchsten belasteten Stellen einer Struktur und sind häufig Ausgangspunkte von Bauteilschäden. Um zu gewährleisten, dass solche Verbindungen die geforderte Lebensdauer erreichen, müssen diese im Vorhinein sehr genau untersucht werden. Es ist daher wichtig, die Schweißnähte richtig zu modellieren, um die auftretenden Spannungen im Bereich der Schweißnahtverbindungen richtig erfassen zu können. Zur Beurteilung von Schweißnahtverbindungen mittels der Finite Elementen-Methode stehen im Allgemeinen drei Verfahren zur Verfügung, das Nennspannungs-, das Strukturspannungs- und das Kerbspannungskonzept. Diese Konzepte unterscheiden sich im Detaillierungsgrad der Schweißnähte und somit auch in der Genauigkeit der Ergebnisse. In Abbildung 3.6 sieht man einen direkten Vergleich dieser Konzepte. Man kann erkennen, dass das Ergebnis der Nennspannungsmethode am meisten vom realen Spannungsverlauf abweicht, wobei man mit der Kerbspannungsmethode die besten Ergebnisse erhält. Jede Methode hat ihre Vor- und Nachteile und der Einsatz hängt vom zu bearbeitenden Problem ab. Im nächsten Kapitel werden diese drei Methoden genauer erläutert.

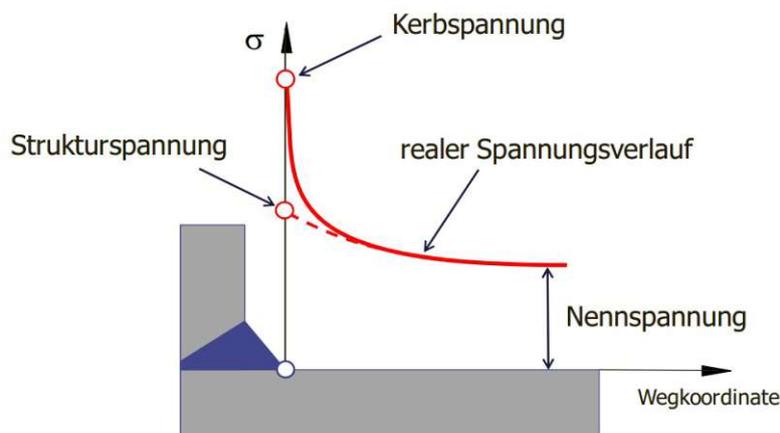


Abbildung 3.6: Vergleich der drei Schweißnahtkonzepte [6]

### 3.6.1.1 Konzepte zur Bewertung von Schweißnahtverbindungen

#### Nennspannungsmethode

Bei der Nennspannungsmethode muss die Schweißnaht nicht ausmodelliert werden, weswegen der Aufwand im Vergleich zu den anderen Methoden sehr gering ist. Dabei bleiben jedoch die örtlichen spannungserhöhenden Effekte der Schweißnahtverbindung (Steifigkeitsänderungen, Kerbwirkung) unberücksichtigt, es werden lediglich globale Effekte (Ausnehmungen, Querschnittsänderungen) berücksichtigt. Die für den Nachweis benötigten Nennspannungen werden mithilfe der Balkentheorie berechnet und ausgewertet. Diese Methode ist für schnelle Rechnungen sehr praktisch und in vielen Fällen auch ausreichend.

#### Strukturspannungsmethode

Bei der Strukturspannungsmethode wird die Schweißnaht modelliert um die lokalen geometrischen Effekte, mit Ausnahme der Kerbwirkung der Schweißnaht, mitzuberechnen. Diese Methode wird meistens verwendet, wenn die Nennspannungen zum Beispiel aufgrund von komplexeren Querschnitten nicht eindeutig definiert werden können. Die Spannungen am Schweißnahtübergang können mithilfe von verschiedenen Methoden bestimmt werden, wobei die Hot-Spot-Methode (auch Extrapolationsmethode genannt) die am weitesten verbreitete Methode ist. Hierbei werden die Spannungen an mehreren Punkten ermittelt und auf den Nahtübergang extrapoliert (Abb. 3.7) [7]. Ein Nachteil dieser Methode ist, dass die Spannung am Schweißnahtübergang nicht direkt aus dem FE-Modell ausgelesen werden kann. Eine weitere Methode ist die CAB-Methode, bei der die Schweißnaht durch eine Ausrundung ersetzt wird (Abb. 3.8). Die Spannung am Schweißnahtübergang kann hier direkt aus dem FE-Modell herausgelesen und als Strukturspannung interpretiert werden.

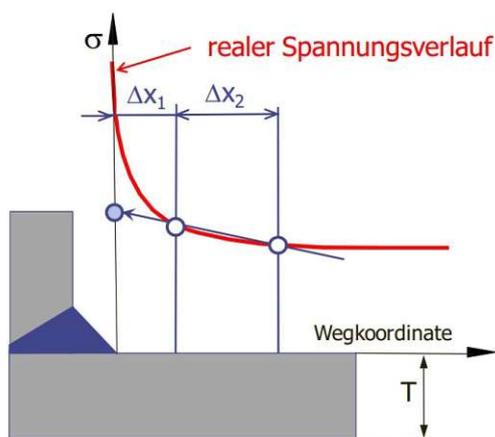


Abbildung 3.7: Hot-Spot-Methode [6]

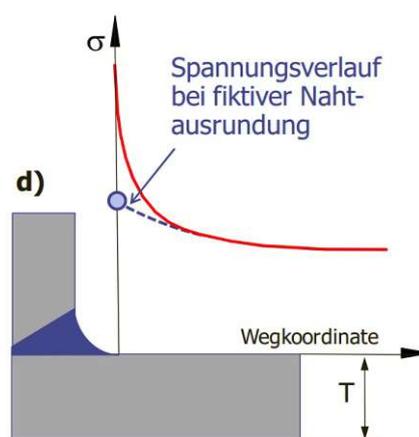


Abbildung 3.8: CAB-Methode [6]

## Kerbspannungsmethode

Bei der Kerbspannungsmethode werden sowohl Schweißnaht, als auch Schweißnahtwurzel und Schweißnahtübergang modelliert. Dies gewährleistet die Berücksichtigung der lokalen geometrischen Effekte und auch der Kerbwirkung der Schweißnaht. Die Nahtwurzel und der Nahtübergang werden mit einem Referenzradius ausgerundet, wie in Abbildung 3.9 zu sehen ist.

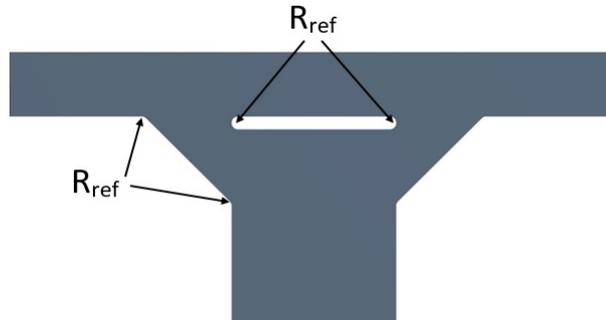


Abbildung 3.9: Ausrundung der Nahtübergänge und der Nahtwurzel

Durch Versuche hat sich der Referenzradius  $R_{ref} = 1\text{ mm}$  sowohl für die Nahtwurzel als auch für den Nahtübergang bewährt. Bei dünnwandigen Strukturen kann die Wahl von  $R_{ref} = 1\text{ mm}$  allerdings zu Problemen führen, da hier durch die Modellierung der Nahtwurzel eine zu große Kerbe im Vergleich zur Gesamtstruktur erzeugt wird. Die daraus resultierenden Querschnittsänderungen führen zu unrealistischen Spannungsverteilungen, welche den Ermüdungsnachweis stark beeinflussen. Um diesen Fehler zu vermeiden, muss der Referenzradius an die Blechdicke angepasst werden. In Abbildung 3.10 sind Empfehlungen zur Auswahl des Referenzradius in Abhängigkeit der Blechdicke abgebildet.

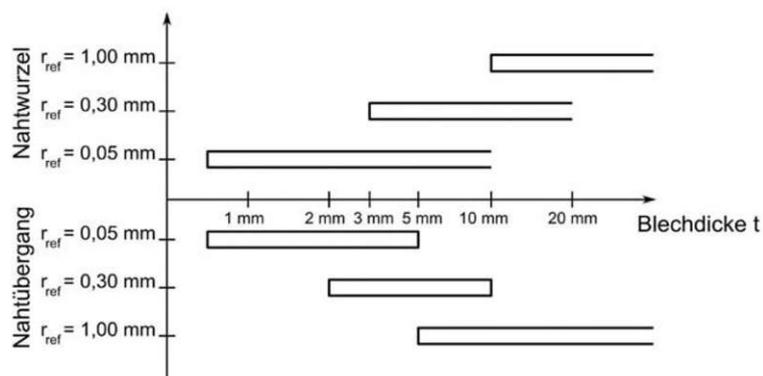


Abbildung 3.10: Empfehlung zur Wahl des Referenzradius [6]

### 3.6.1.2 Ermittlung der Spannungen in den Trennblechen

Als erstes wird das Gesamtmodell untersucht, um die spannungskritischen Bereiche zu finden. Aufgrund des sehr hohen Aufwandes, wurden die Schweißnähte im Gesamtmodell noch nicht modelliert. Nach Beendigung der Berechnung des Gesamtmodells, stellte sich nach Überprüfung der Trennbleche heraus, dass das zweite Trennblech am höchsten belastet wird, weshalb dieses einer genaueren Untersuchung unterzogen wird. Da das Gesamtmodell für eine genaue Schweißnahtbewertung viel zu grob vernetzt ist, eine feinere Vernetzung allerdings zu sehr hohen Rechenzeiten führen würde, wird vom zweiten Trennblech ein Submodell erstellt, wie in Abbildung 3.11 dargestellt ist. Dabei wird der Bereich um das zweite Trennblech aus der Geometrie des Gesamtmodells herausgeschnitten. An den Schnittflächen des Submodells werden dabei die Verschiebungen des globalen Modells als Randbedingungen aufgetragen. Das Saint Venant'schen Prinzips besagt, dass sich bei ausreichender Entfernung von den Schnittflächen gleiche Spannungen und Verzerrungen wie im Gesamtmodell ergeben. Dadurch kann man aufgrund des kleineren Modells, eine für die korrekte Bewertung der Schweißnahtverbindungen benötigte feinere Vernetzung wählen und trotzdem die Rechenzeit in einem akzeptablen Rahmen halten.

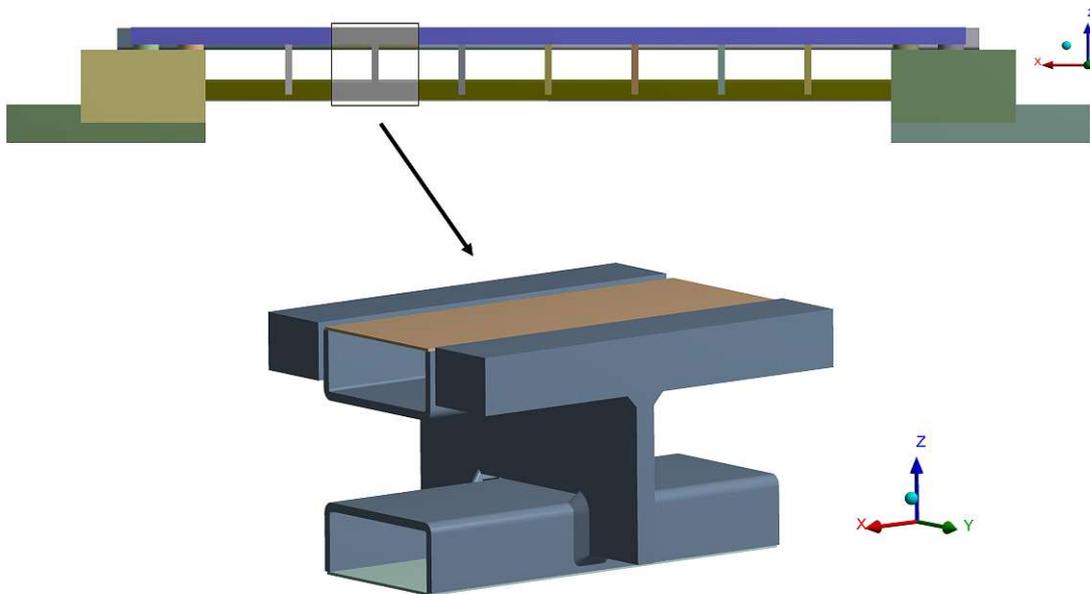


Abbildung 3.11: Submodellerstellung des zweiten Trennblechs

Im Submodell werden die Schweißnähte modelliert, wobei wegen der hohen Genauigkeit ausschließlich die Kerbspannungsmethode verwendet wird. Aufgrund der geringen Wandstärke des U-Profiles (3mm), wird für die Referenzradien welche an das U-Profil angrenzen, sowohl für Nahtübergang als auch für Nahtwurzel  $R_{ref1} = 0,3mm$  gewählt (siehe Abb. 3.10), die restlichen Referenzradien werden mit  $R_{ref2} = 1mm$  modelliert. Um eine möglichst genaue Lösung zu erhalten, muss die Vernetzung der Referenzradien

entsprechend fein genug gewählt werden. Nach [7] wird bei Verwendung von Elementen mit quadratischer Ansatzfunktion eine Elementgröße  $\leq r/4$  empfohlen. Demnach ergibt sich für  $R_{ref1} = 0,3mm$  eine Elementgröße von  $\leq 0,075mm$  und für  $R_{ref2} = 1mm$  eine Elementgröße von  $\leq 0,25mm$ . In Abbildung 3.12 ist die Vernetzung der Schweißnahtverbindung des unteren U-Profiles und des Trennblechs zu sehen.

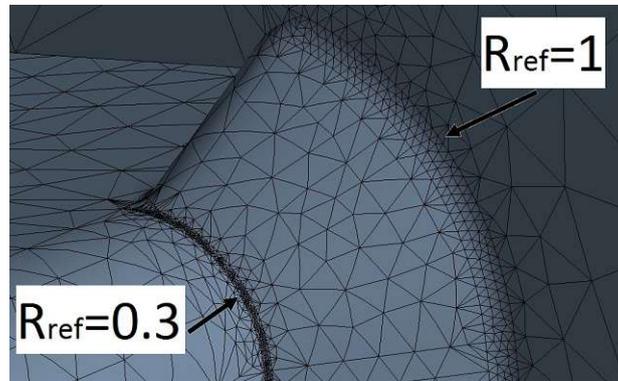


Abbildung 3.12: Vernetzung der Schweißnahtverbindung zwischen U-Profil und Trennblech

Es werden alle in Kapitel 3.5 definierten Lastfälle aufgebracht und anschließend die dabei auftretenden Spannungszustände untersucht. Die Berechnung der Vergleichsspannung erfolgt über die Gestaltenergieänderungshypothese, welche die Mises-Vergleichsspannung liefert. In den Abbildungen 3.13 bis 3.20 sind die Spannungsauswertungen am Trennblech zu sehen.

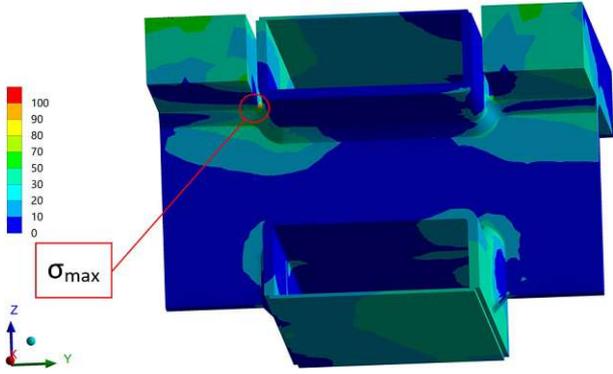


Abbildung 3.13: Spannungsermittlung LF5

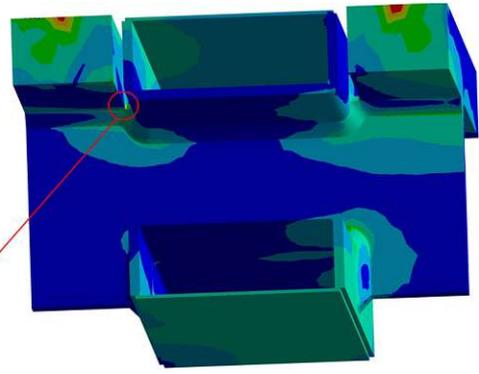


Abbildung 3.14: Spannungsermittlung LF6

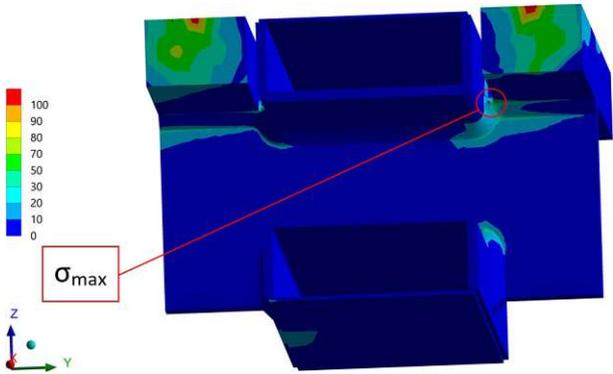


Abbildung 3.15: Spannungsermittlung LF7

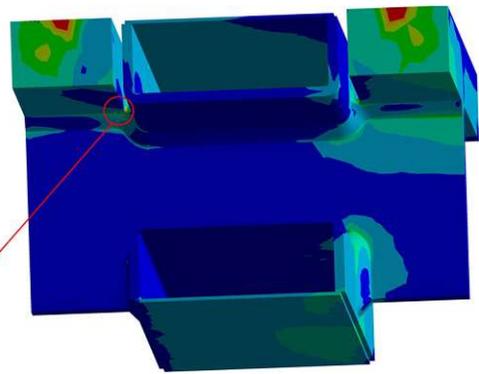


Abbildung 3.16: Spannungsermittlung LF8

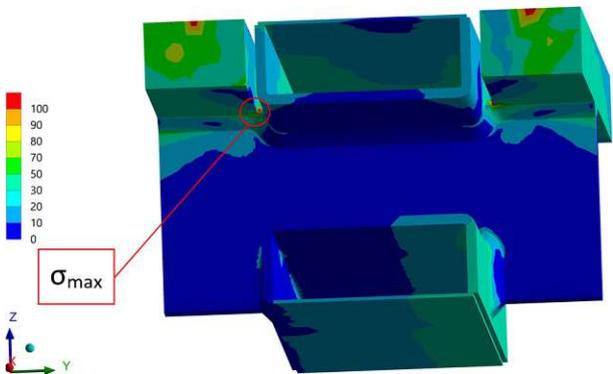


Abbildung 3.17: Spannungsermittlung LF9

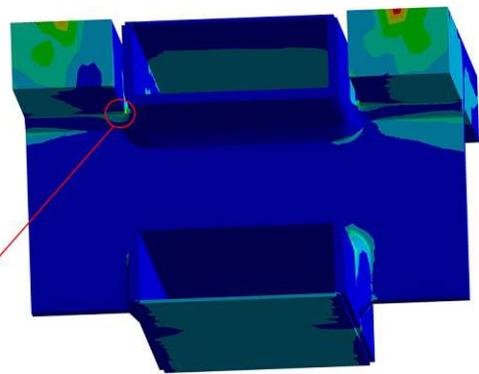


Abbildung 3.18: Spannungsermittlung LF10

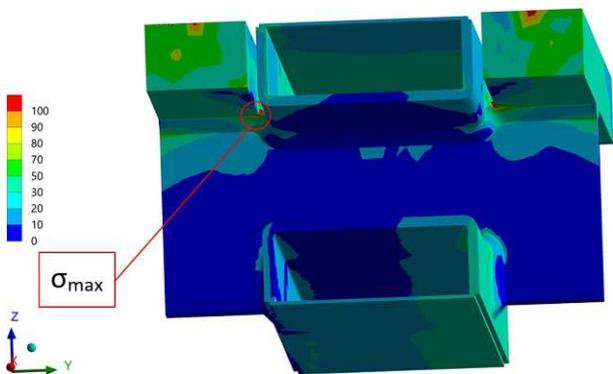


Abbildung 3.19: Spannungsermittlung LF11

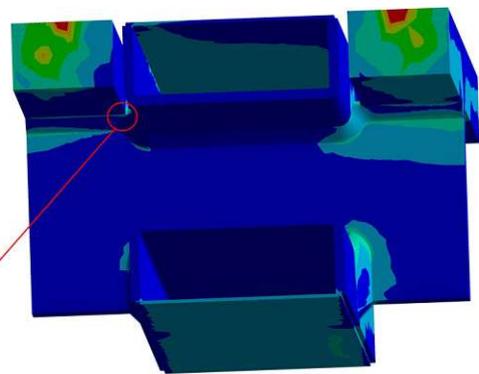


Abbildung 3.20: Spannungsermittlung LF12

Wie zu erwarten war, tritt die maximale Spannung im Bereich der Schweißnaht zwischen der Befestigungsleiste und dem Trennblech auf, wie man den vorherigen Abbildungen entnehmen kann. Man kann davon ausgehen, dass die bei manchen Lastfällen sehr hohen auftretenden Spannungen am Rand der Befestigungsleisten Singularitäten sind, die durch die Verschiebungsrandbedingungen des globalen Modells entstehen. Typisch für Singularitäten ist, dass ein sehr hoher Spannungsgradient innerhalb des Elements auftritt, was hier der Fall ist. Da diese Werte keine technisch sinnvollen Ergebnisse liefern, werden sie während der weiteren Rechnung ignoriert. Die Lücke zwischen der Leiste und dem U-Profil führt zu einer Querschnittsänderung und zu einer Abschwächung der Struktur, weshalb dort sehr hohe Spannungen auftreten. Die Kerbspannungsmethode erlaubt auch die Modellierung der Schweißnahtwurzeln, wie bereits in Abschnitt 3.6.1.1 beschrieben. Die Rechnung liefert dort jedoch im Vergleich zu den Kerbspannungen an den Schweißnahtübergängen relativ geringe Werte, weshalb diese Stellen nicht näher untersucht werden müssen. Für fast jeden Lastfall ergibt sich die gleiche höchstbelastete Stelle, wobei sich allerdings Lastfall 11 als der kritischste erweist. Dort treten Spannungen weit über der Streckgrenze auf, das heißt das Material beginnt zu fließen, es kommt also zum Plastizieren. Belastet man einen Werkstoff über die Streckgrenze, also über die Elastizitätsgrenze, kommt es im Kristallgitter des Metalls zur Wanderung von Versetzungen, was zu einer Verfestigung des Werkstoffs führt. Diese Verfestigung führt nach einem erstmals linearen Anstieg, bei Überschreiten der Streckgrenze zu einem nichtlinearen Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve. In Abbildung 3.21 ist das Spannungs-Dehnungs-Diagramm für den Stahl S355 zu sehen.

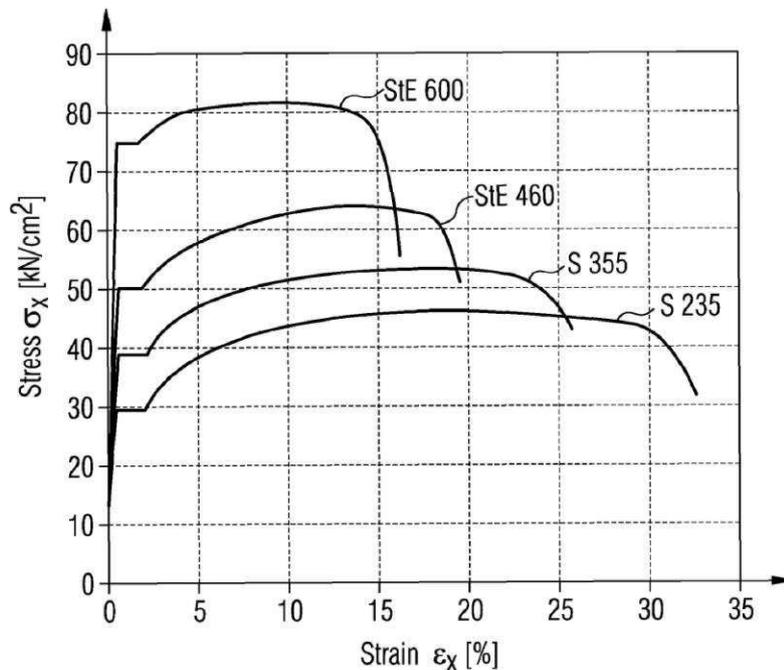


Abbildung 3.21: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Stahls S355 [8]

Um die kritische Stelle an der Schweißnaht genau bewerten zu können, reicht somit eine lineare Rechnung nicht aus, da aufgrund der fehlenden Verfestigung vollkommen falsche Spannungswerte berechnet werden. Somit muss ein bilineares Material definiert werden, welches eine Annäherung an die tatsächliche Spannungs-Dehnungs-Kurve abbildet. Zur Beschreibung des Bereiches nach der Streckgrenze, wird der Tangentenmodul herangezogen, welcher wie folgt definiert ist [9]:

$$E_t = \frac{d\sigma}{d\epsilon} \quad (3.1)$$

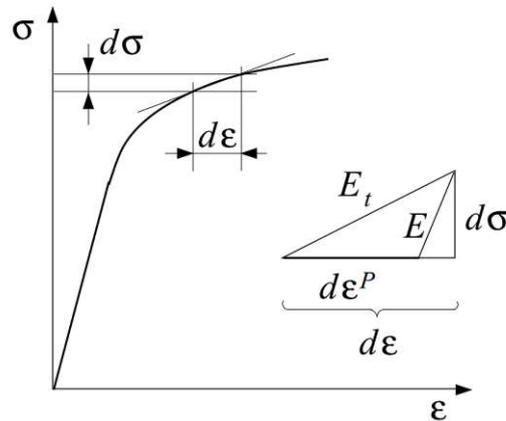


Abbildung 3.22: Tangentenmodul [9]

Mit den gegebenen Werten für die Streckgrenze und die Zugfestigkeit lässt sich der Tangentenmodul folgendermaßen berechnen:

$$E_t = \frac{R_m - R_e}{A_g} \quad (3.2)$$

wobei  $A_g$  die Gleichmaßdehnung beschreibt, welche man aus Abbildung 3.21 entnehmen kann. In Abbildung 3.23 sieht man das damit erhaltene bilineare Materialmodell.

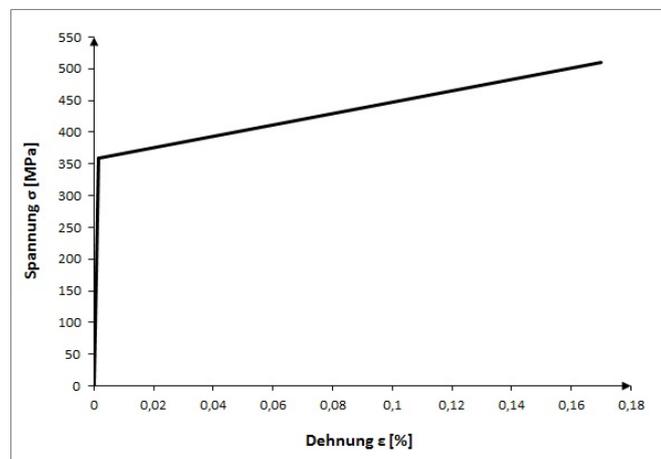


Abbildung 3.23: Bilineares Materialmodell

Als Verfestigungsgesetz wurde die kinematische Verfestigung gewählt, welche typisch für duktile Stähle ist. Charakteristisch für dieses Verfestigungsmodell ist, dass die Gestalt und die Größe der Fließfläche bei einer Verfestigung konstant bleibt, sie aber eine Verschiebung im Spannungsraum erfährt [10], wie in Abbildung 3.24 dargestellt.

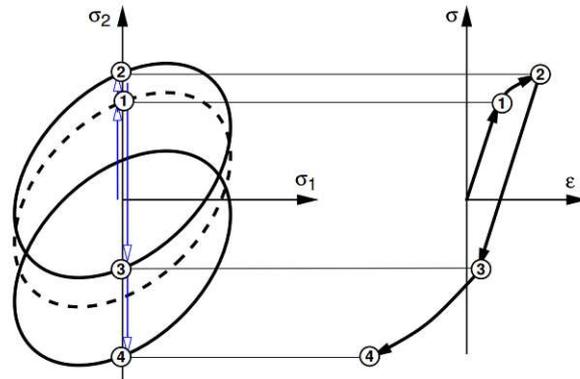


Abbildung 3.24: Kinematische Verfestigung [10]

Nichtlineares Materialverhalten führt somit zu einer nichtlinearen FE-Rechnung, was den Rechenaufwand wesentlich erhöht. Zur Lösung der nichtlinearen Gleichungssysteme wird das Standard-Newton-Raphson-Verfahren herangezogen, wobei die Belastung in 15 Inkrementen aufgebracht wird. Um Rechenzeit zu sparen, wird aus dem bereits erstellten Submodell (siehe Abb. 3.11) ein noch kleineres Submodell, welches den kritischen Bereich enthält, erstellt. Das neue Submodell ist in Abbildung 3.25 zu sehen. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Spannungen außerhalb der kritischen Zone abgeklungen sind, um Fehler in der Berechnung zu vermeiden. In Abbildung 3.26 sieht man das Ergebnis der nichtlinearen Rechnung für das Trennblech beim Lastfall 11. Verglichen mit der linearen Rechnung in Abbildung 3.19, fallen die Spannungsbeträge aufgrund der plastischen Verformung wesentlich geringer aus. Zusätzlich muss untersucht werden, ob es zum zyklischen Plastizieren kommt, dieser Vorgang wird in Abschnitt 4.4 genauer erläutert.

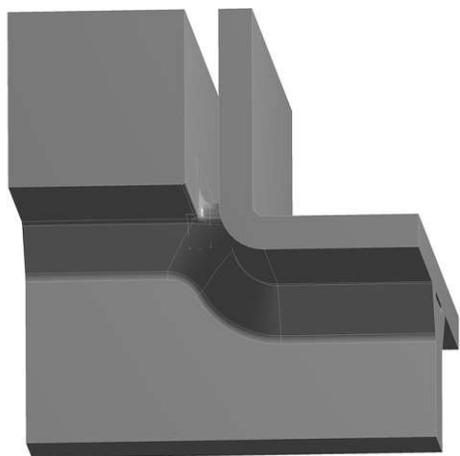


Abbildung 3.25: Submodellgeometrie

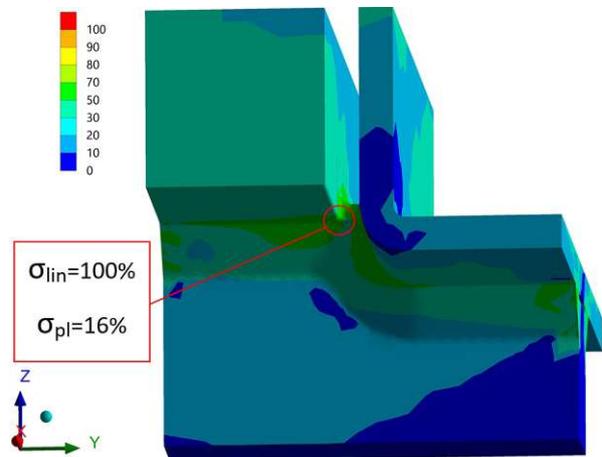


Abbildung 3.26: Spannungsauswertung

### 3.6.1.3 Ermittlung der Spannungen im Endstück

Da es am Übergang zwischen den U-Profilen und den Endstücken zu einer großen Querschnittsänderung kommt, werden an dieser Stelle hohe Spannungen erwartet, weshalb dieser Bereich genauer untersucht werden muss. Die vereinfachte Modellierung der Endstücke reicht für diese Untersuchung nicht mehr aus, weshalb die originalen Modelle implementiert werden müssen. Wie auch bei der Untersuchung der Trennbleche, wird auch hier ein Submodell des Endstücks erstellt und anschließend die Verschiebungen des Gesamtmodells an den Schnittflächen als Randbedingungen aufgebracht. Anschließend werden die Schweißnähte zwischen dem U-Profil und dem Endstück nach dem Kerbspannungskonzept ausmodelliert. Da auf das Endstück A alle Belastungen aufgebracht werden und dieses dadurch am stärksten belastet wird, erfolgen die Untersuchungen an diesem Endstück. In Abbildung 3.27 sieht man das Submodell mit den ausmodellierten Schweißnähten (Orange dargestellt).

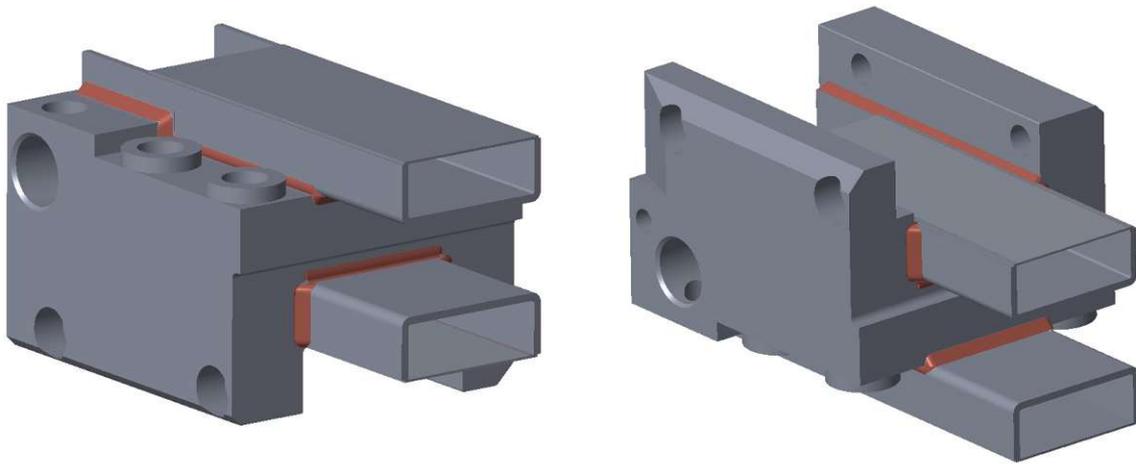


Abbildung 3.27: Modellierung der Schweißnähte am Endstück

Es erfolgt wiederum eine automatische Vernetzung mit Kontinuumselementen (quadratische Ansatzfunktion), die Referenzradien werden entsprechend feiner vernetzt. Es werden alle Lastfälle aufgebracht und die auftretenden Spannungen berechnet. In den Abbildungen 3.28 bis 3.35 sieht man die Spannungsverteilungen für die jeweiligen Lastfälle und deren kritischste Stellen.

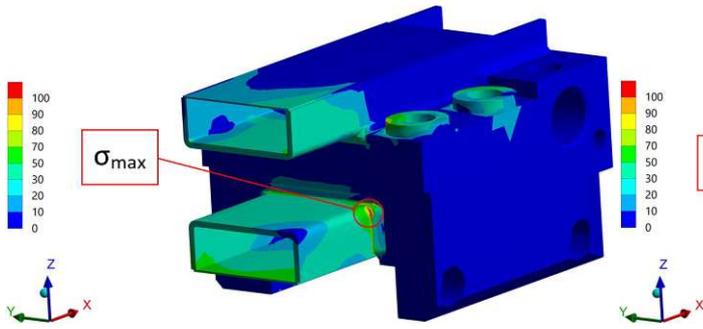


Abbildung 3.28: Spannungsverteilung LF5

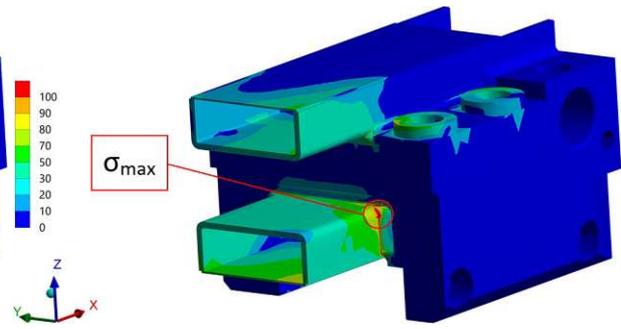


Abbildung 3.29: Spannungsverteilung LF6

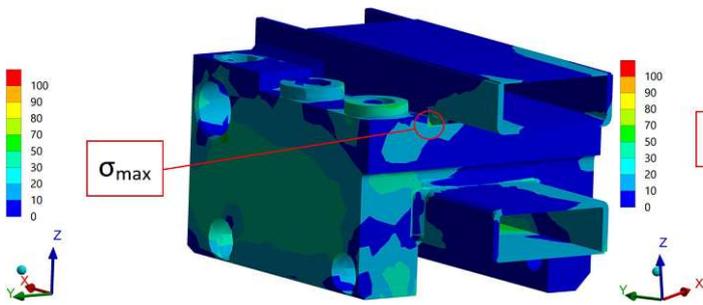


Abbildung 3.30: Spannungsverteilung LF7

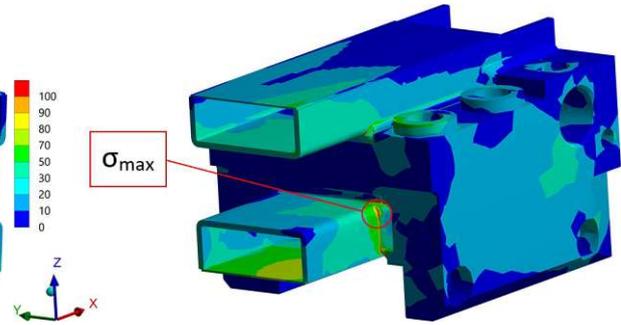


Abbildung 3.31: Spannungsverteilung LF8

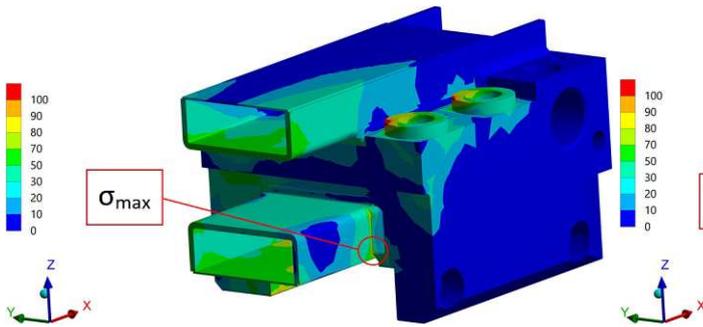


Abbildung 3.32: Spannungsverteilung LF9

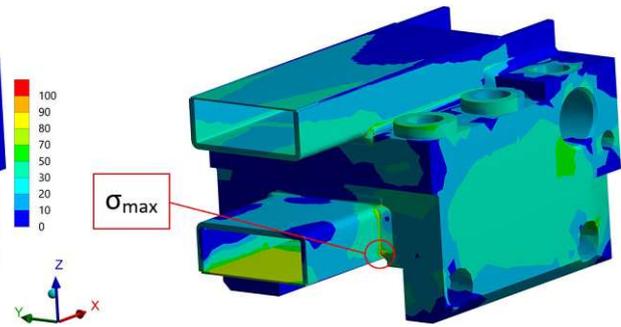


Abbildung 3.33: Spannungsverteilung LF10

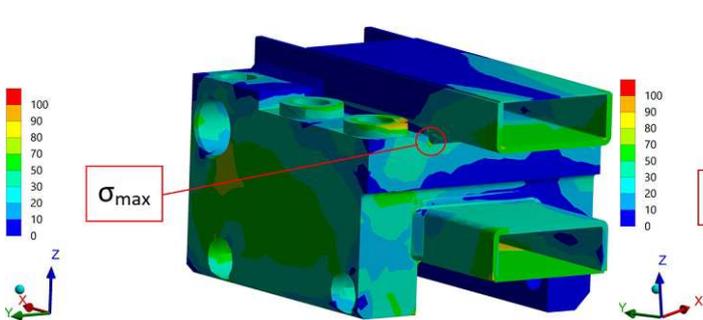


Abbildung 3.34: Spannungsverteilung LF11

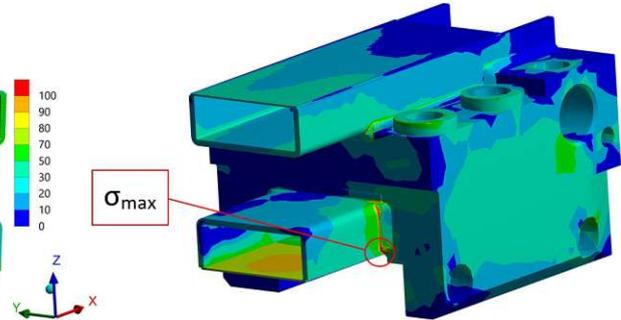


Abbildung 3.35: Spannungsverteilung LF12

Die Rechnung liefert, dass die Schweißnaht zwischen dem unteren U-Profil und dem Endstück beinahe bei allen Lastfällen am stärksten belastet wird, wobei sich Lastfall 6 als der kritischste erweist. Auch hier werden die Schweißnahtwurzeln untersucht, welche aber keine hohen Spannungswerte aufweisen. Aufgrund der relativ massiven Bauweise des

Endstücks, treten in diesem Bauteil sehr geringe Spannungen auf. Ein besonderes Augenmerk muss auf das U-Profil, aber vor allem auch auf das Abdeckblech gelegt werden. Die kritischen Stellen werden mithilfe der FKM-Richtlinie in Abschnitt 4 genauer untersucht.

### 3.6.2 Ermittlung der Spannungen in der Struktur

Unter Struktur versteht man alle Bereiche, die sich in ausreichender Entfernung von der Schweißnaht befinden, vor allem die Bereiche der Befestigungsleisten, U-Profile und Abdeckbleche. Diese Bereiche werden in der FKM-Richtlinie anders behandelt als die vorher besprochenen kritischen Stellen an den Schweißnähten, weshalb eine Unterteilung in geschweißte und nichtgeschweißte Bauteile vorzunehmen ist. Aufgrund der wesentlich höheren Belastung des rechten Magneten, wird nur dieser untersucht. Die Struktur erfährt überwiegend Biege- und Torsionsbelastungen, welche vor allem durch die Längskraft und die Querkraft hervorgerufen werden. In Abbildung 3.36 ist eine schematische Darstellung der Grundverformungen des Bremsmagneten zu sehen.

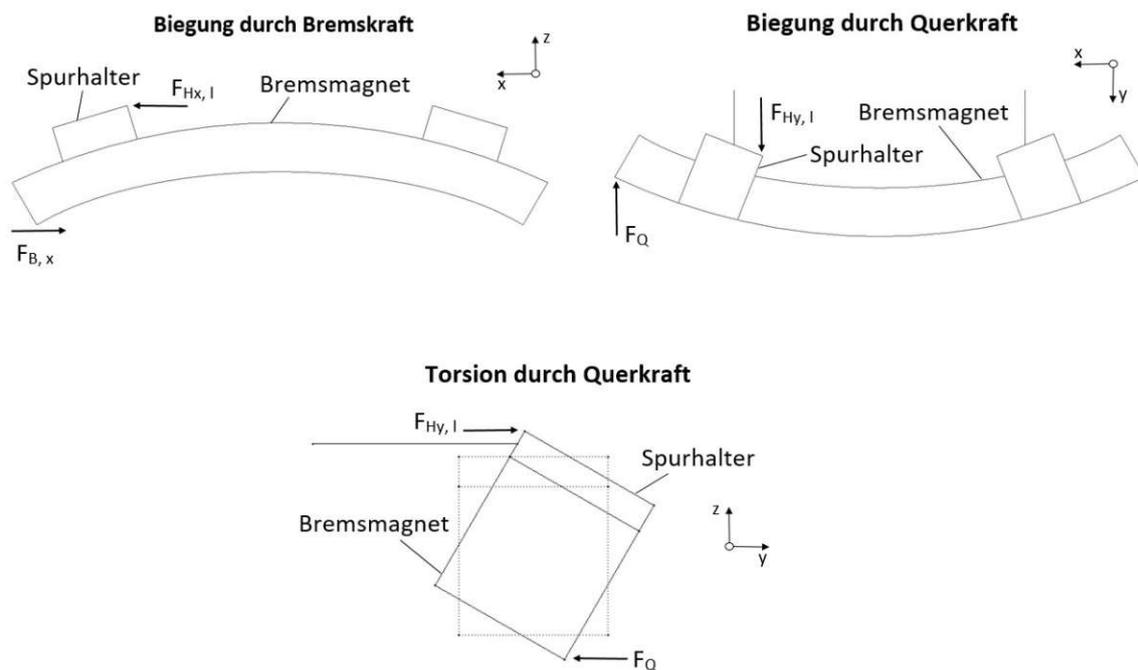


Abbildung 3.36: Grundverformungen des Bremsmagneten

Die Vernetzung der Struktur erfolgt ebenfalls automatisch mit dreidimensionalen Kontinuumselementen, welche eine quadratische Ansatzfunktion aufweisen. Weil hier nur eine Bewertung der Struktur erfolgt, werden die Schweißnähte nicht modelliert. Um Rechenzeit zu sparen und um die Vernetzung zu erleichtern, werden die Endstücke wiederum durch vereinfachte Modelle ersetzt. In den Abbildungen 3.37 bis 3.44 sieht man die Spannungsauswertungen der jeweiligen Lastfälle mit den dazugehörigen kritischsten Stellen.

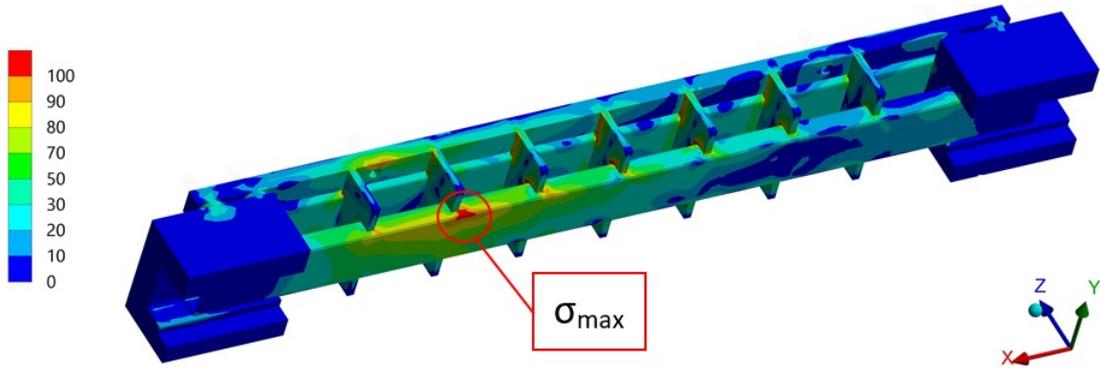


Abbildung 3.37: Spannungsverteilung bei Lastfall 5

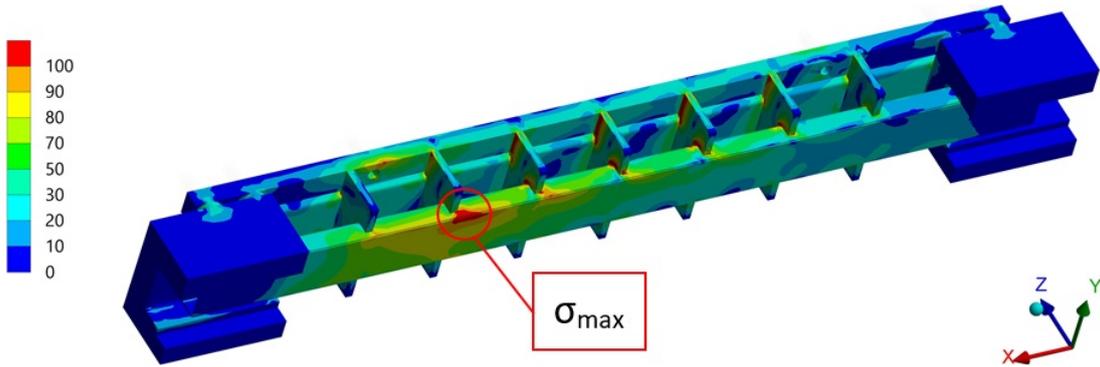


Abbildung 3.38: Spannungsverteilung bei Lastfall 6

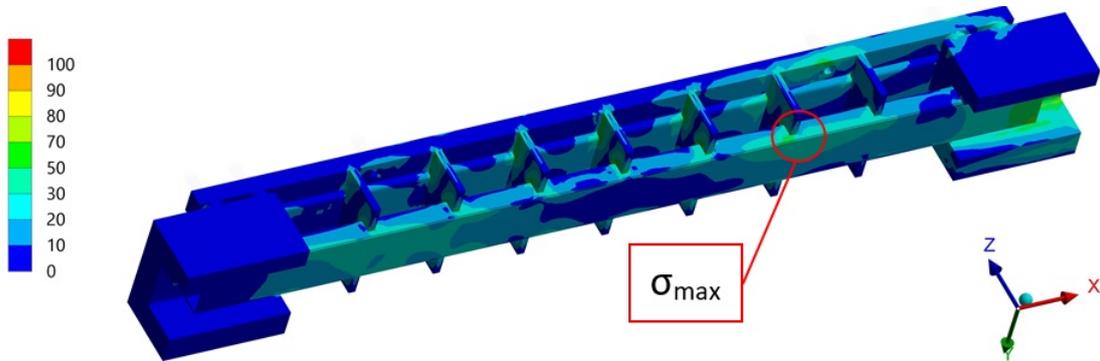


Abbildung 3.39: Spannungsverteilung bei Lastfall 7

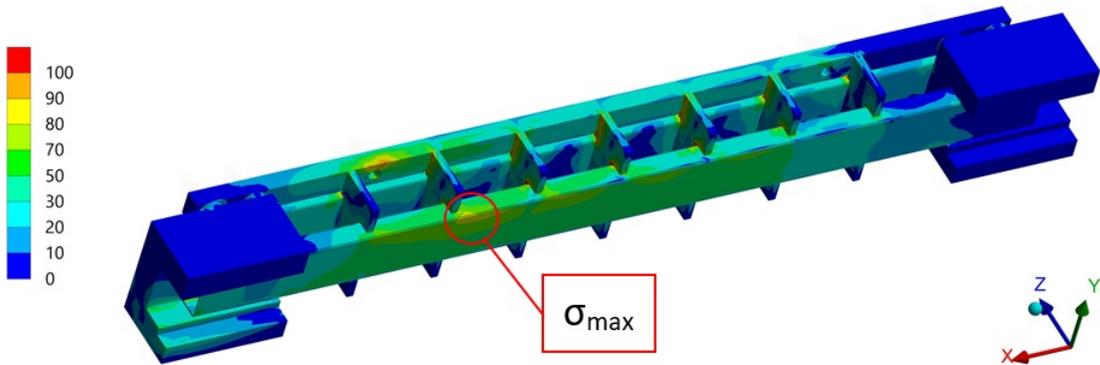


Abbildung 3.40: Spannungsverteilung bei Lastfall 8

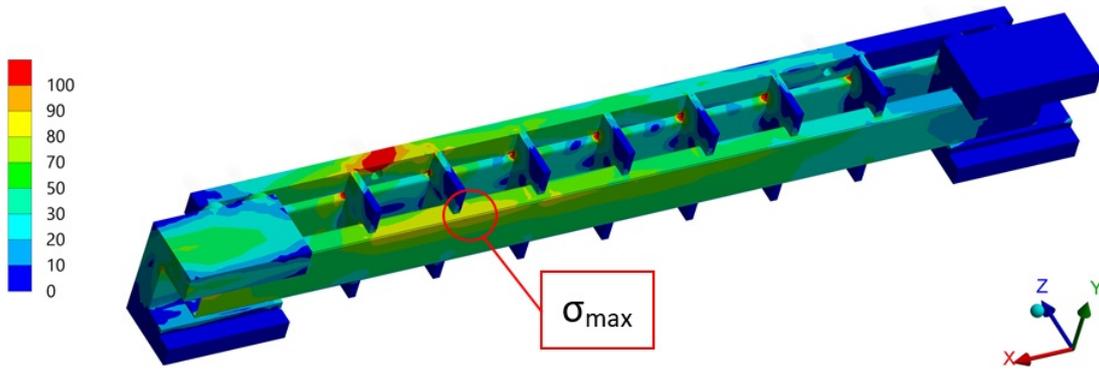


Abbildung 3.41: Spannungsverteilung bei Lastfall 9

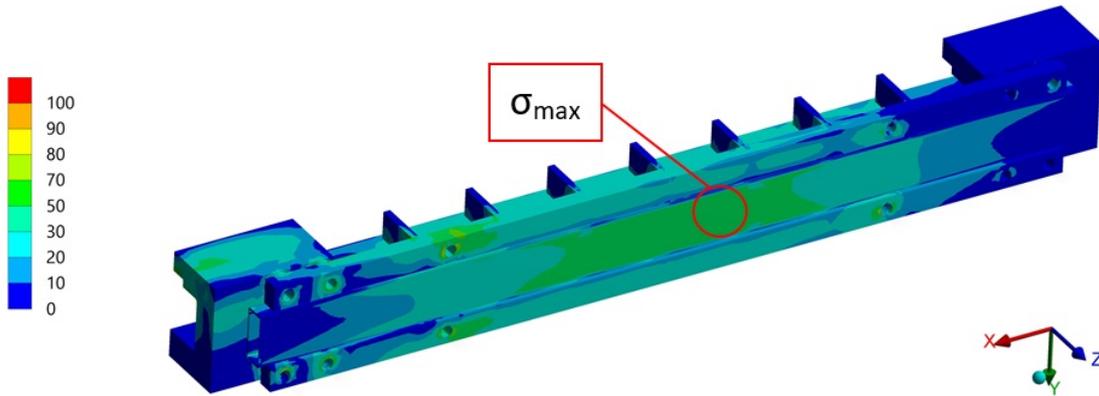


Abbildung 3.42: Spannungsverteilung bei Lastfall 10

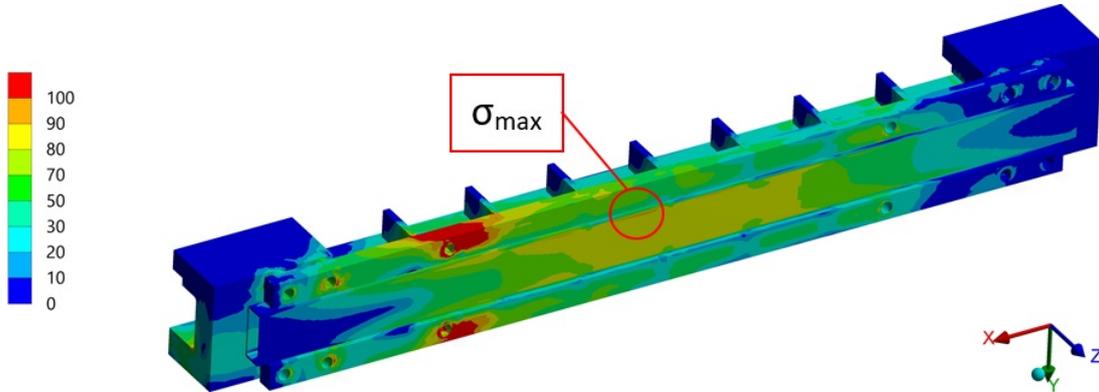


Abbildung 3.43: Spannungsverteilung bei Lastfall 11

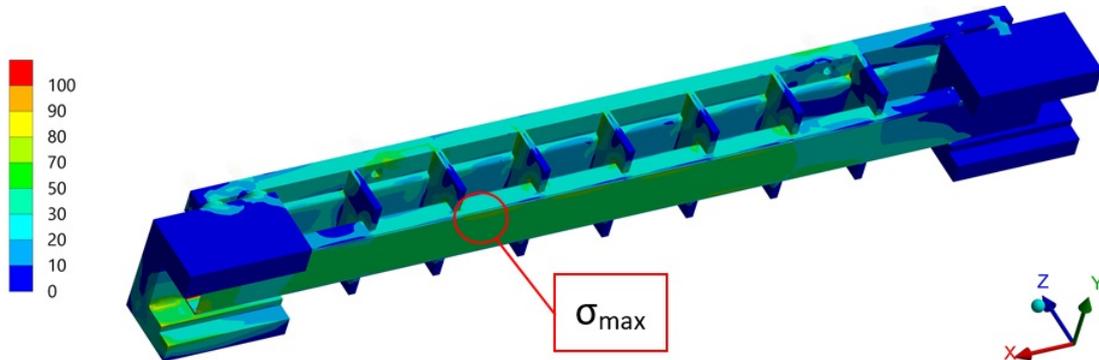


Abbildung 3.44: Spannungsverteilung bei Lastfall 12

Wie man in den Abbildungen sehen kann, befinden sich die kritischen Stellen überwiegend am U-Profil und am Abdeckblech. Vor allem im Bereich des zweiten Trennblechs, wird das U-Profil stark belastet. Das rührt daher, dass der Spurhalterkopf ungefähr bis zum zweiten Trennblech reicht und die Struktur dadurch versteift wird. Am Übergang kommt es zu einer großen Querschnittsänderung, was zu erhöhten Belastungen führt. Da überwiegend alle Kräfte am vorderen Ende des Bremsmagneten angreifen, wird auch die vordere Hälfte der Struktur wesentlich stärker belastet. Aufgrund der relativ geringen Wandstärke der Abdeckbleche, muss auf diese ein genaues Augenmerk gelegt werden, da beim Auftreten eines Schadens die Vakuumdichtheit des Spulenkörpers, welche gegen Schäden durch Umwelteinflüsse schützen soll, verloren gehen würde. Die teilweise hoch belasteten Stellen in der Umgebung der Bohrungen ergeben sich aus der Modellierung der Schrauben durch Balken und sind durch Erfahrungswerte der Firma Knorr-Bremse, in Hinsicht auf Festigkeit ausreichend abgesichert.

# 4 Festigkeitsnachweis

Der rechnerische Festigkeitsnachweis der Magnetschienenbremse wird mit der FKM-Richtlinie [3] durchgeführt. Sie beschreibt den statischen- und auch den Ermüdungsfestigkeitsnachweis sowohl für nichtgeschweißte- als auch für geschweißte Bauteile. Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis lässt sich je nach Beanspruchungscharakteristik als Dauer-, Zeit- oder als Betriebsfestigkeitsnachweis anwenden. Der Festigkeitsnachweis wird hier aufgrund des rechnerisch interessanteren Ablaufs, nur für die Schweißnähte des Trennblechs durchgeführt. Der Vorgang ist für die Schweißnähte des Endstücks ident und für die nichtgeschweißten Bereiche der Struktur sehr ähnlich.

## 4.1 Statischer Festigkeitsnachweis

Für den statischen Festigkeitsnachweis eines geschweißten Bauteils, sind die Bereiche Grundwerkstoff (GW), Schweißnaht (SW) und Wärmeeinflusszone (WZ) zu unterscheiden. Die WZ ist nur bei verfestigten oder ausgehärteten Aluminiumwerkstoffen zu berücksichtigen, die unter Temperatureinfluss eine Reduktion der Zugfestigkeit und Fließgrenze erfahren. Da in diesem Fall Stahl verwendet wird, ist dieser Wert nicht weiter zu berücksichtigen. Für den statischen Nachweis geschweißter Bauteile können die Spannungen entweder als Strukturspannungen (lokale Nennspannungen) oder als Kerbspannungen bestimmt werden. Da im FE-Modell die Schweißnaht vollkommen ausmodelliert wurde, erfolgt die weitere Rechnung mit Anwendung der Kerbspannungen.

Die Vergleichsspannung von Mises ist wie folgt definiert:

$$\sigma_{vwK} = \sqrt{\sigma_{x,wK}^2 - \sigma_{x,wK}\sigma_{y,wK} + \sigma_{y,wK}^2 + \tau_{xy,wK}^2} \quad (4.1)$$

Die hydrostatische Spannung  $\sigma_{HwK}$  lässt sich entweder mithilfe der Spannungskomponenten

$$\sigma_{x,wK}, \sigma_{y,wK}, \tau_{wK} = \tau_{xy,wK} \quad (4.2)$$

oder mithilfe der Hauptspannungen (welche man dem FE-Modell entnehmen kann)

$$\sigma_{1,wK}, \sigma_{2,wK} \quad (4.3)$$

bestimmen:

$$\sigma_{HwK} = \frac{1}{3}(\sigma_{x,wK} + \sigma_{y,wK}) = \frac{1}{3}(\sigma_{1,wK} + \sigma_{2,wK}). \quad (4.4)$$

Da die nachzuweisenden Stellen meist am Referenzradius liegen (Nahtübergang) und dort eine freie Fläche vorliegt, herrscht an dieser Stelle ein ebener Spannungszustand, weshalb in Gleichung 4.4 die dritte Hauptspannung  $\sigma_{3,wK}$  nicht aufscheint. Mithilfe der hydrostatischen Spannung lässt sich der Mehrachsigsigkeitsgrad berechnen:

$$h_{wK} = \frac{\sigma_{HwK}}{\sigma_{vwK}}. \quad (4.5)$$

#### 4.1.1 Werkstoffkennwerte

In diesem Kapitel werden die Materialkennwerte für den Grundwerkstoff bestimmt. Unter Berücksichtigung der Wandstärke ergeben sich für geschweißte Bauteile die in Tabelle 4.1 angegebenen Werte [3].

Material	Elastizitätsmodul E [MPa]	Querdehnungszahl $\nu$	Streckgrenze $R_e$ [MPa]	Zugfestigkeit $R_m$ [MPa]
S355	210000	0.3	360	470

Tabelle 4.1: Materialdaten für geschweißten Stahl

#### 4.1.2 Konstruktionskennwerte

Plastische Stützzahl:

Die plastische Stützzahl ist nur bei durchgeschweißten Nähten und bei beidseitig nicht durchgeschweißten, aber querschnittsdeckenden Nähten (Doppelkehlnaht) zulässig. Für den Grundwerkstoff und die Schweißnaht ergeben sich in diesem Fall keine identischen Werte, da der Nachweis der Schweißnaht mit Kerbspannungen erfolgt.

**Grundwerkstoff:**

Für die plastische Stützzahl, bezogen auf den Grundwerkstoff, ergibt sich:

$$n_{pl} = \text{MIN}(\sqrt{E \cdot \epsilon_{ertr}} / R_e; K_p). \quad (4.6)$$

Die ertragbare Gesamtdehnung  $\epsilon_{ertr}$  für Stahl ist in [3] mit 5% vorgegeben.

$E$	Elastizitätsmodul,
$\epsilon_{ertr}$	ertragbare Gesamtdehnung,
$R_e$	Streckgrenze (Tabelle 4.1),
$K_p$	plastische Formzahl.

Die plastische Formzahl  $K_p$  beschreibt die Tragreserve eines Bauteiles bis zum Erreichen der vollplastischen Traglast. Es gilt:

$$K_p = \frac{\text{vollplastische Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}}. \quad (4.7)$$

Die elastische Grenzlast wird erreicht, wenn die örtliche Spannung am Nachweispoint der Streckgrenze entspricht [3]. Die vollplastische Traglast entspricht jener Spannung, bei der unter Verwendung eines elastoplastischen Materialverhaltens der zu betrachtende Querschnitt voll durchplastiziert. Eine weitere Steigerung der Last wäre nicht mehr möglich, da dies zum Versagen des Bauteils führen würde. Bei komplexen Querschnitten und Belastungen ist es nicht immer einfach, die vollplastische Traglast analytisch zu ermitteln. Mit geeigneter Materialdefinition (bilineare Spannungs-Dehnungskurve siehe Abschnitt 3.6.1.2) lässt sich die Traglast mit einer nichtlinearen FE-Rechnung bestimmen.

Für die Berechnung der plastischen Stützzahl wird das Submodell aus Abbildung 3.25 verwendet. Um durchplastizieren des Querschnitts zu erreichen, wurde die Last in 7 Inkrementen aufgebracht, wobei die Iterationen mithilfe des Standard-Newton-Raphson Algorithmus durchgeführt wurden. In Abbildung 4.1 sieht man den durchplastizierten Querschnitt.

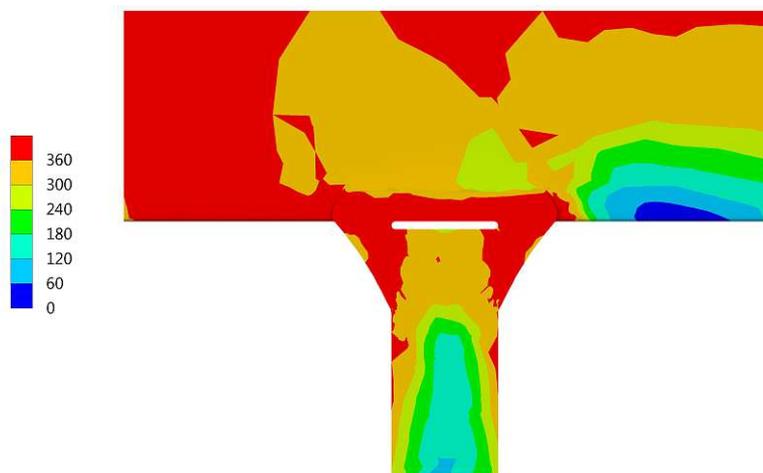


Abbildung 4.1: Durchplastizierter Querschnitt

Aus der nichtlinearen FE-Berechnung erhält man folgende plastische Formzahl nach Gl.(4.7), mit der elastischen Grenzlast  $F_{el,G}$ :

$$K_p = \frac{F_{pl,T}}{F_{el,G}} = \frac{12,5 F_{el,G}}{F_{el,G}} = 12,5. \quad (4.8)$$

Nach einsetzen in Gleichung (4.6) erhält man für die plastische Stützzahl dieses Werkstoffes und dieser Geometrie:

$$n_{pl} = MIN\left(\sqrt{\frac{210000 \text{ MPa} \cdot 0,05}{360 \text{ MPa}}}; 12,5\right) = MIN(5,4; 12,5) = 5,4. \quad (4.9)$$

### Schweißnaht:

Die plastische Stützzahl für die Schweißnaht wird wie folgt berechnet:

$$n_{pl,wK} = MIN\left(\sqrt{E \cdot \epsilon_{ertr,wK} / R_e}; K_p\right). \quad (4.10)$$

$E$	Elastizitätsmodul,
$\epsilon_{ertr}, \epsilon_{ertr,wK}$	ertragbare Gesamtdehnung,
$R_e$	Streckgrenze (Tabelle 4.1),
$K_p$	plastische Formzahl.

Die ertragbare Dehnung ist dabei von der Mehrachsigkeit abhängig. Für  $h \leq 1/3$  gilt:

$$\epsilon_{ertr,wK} = \epsilon_{ref,wK}. \quad (4.11)$$

Gilt jedoch  $h \geq 1/3$ , wird die ertragbare Dehnung folgendermaßen berechnet:

$$\epsilon_{ertr,wK} = \epsilon_{0,wK} + 0,3 \cdot \left(\frac{\epsilon_{ref,wK} - \epsilon_{0,wK}}{0,3}\right)^{3 \cdot h_{wK}}, \quad (4.12)$$

wobei hier  $\epsilon_{0,wK}$  die minimal ertragbare Dehnung bei hoher Mehrachsigkeit und  $\epsilon_{ref,wK}$  der Referenzpunkt (entspricht der ertragbaren Dehnung bei einem einachsigen Spannungszustand) ist. Die Werte dafür erhält man aus [3]:

$$\epsilon_{0,wK} = 0,05 \quad (4.13)$$

$$\epsilon_{ref,wK} = 0,17 \quad (4.14)$$

Für die plastische Traglast  $K_p$  gilt derselbe Wert wie für den Grundwerkstoff ( $K_p = 12, 5$ ).

### 4.1.3 Bauteilfestigkeit

In diesem Kapitel wird die statische Bauteilfestigkeit  $\sigma_{SK}$  berechnet, welche die ertragbare Vergleichsspannung am Nachweispunkt beschreibt. Die Werte werden für den Grundwerkstoff und für die Schweißnaht wiederum separat berechnet.

Für den **Grundwerkstoff** gilt:

$$\sigma_{SK} = R_e \cdot n_{pl}. \quad (4.15)$$

Für die **Schweißnaht** ergibt sich:

$$\sigma_{SK,wK} = R_e \cdot n_{pl,wK}. \quad (4.16)$$

### 4.1.4 Sicherheitsfaktoren

In diesem Kapitel werden die erforderlichen Sicherheitsfaktoren und daraus ein Gesamt-Sicherheitsfaktor, der für den Nachweis erforderlich ist, bestimmt. Dabei beziehen sich die Sicherheitsfaktoren auf eine Überlebenswahrscheinlichkeit des Bauteils mit den zugehörigen Festigkeitskennwerten von  $P_{Ue}=97,5\%$  [3].

Folgende Sicherheitsfaktoren werden für den Nachweis verwendet:

- $j_S$  Lastfaktor. Dieser kann nur in Verbindung mit der Lastannahme festgelegt werden. Kann die Last ausreichend sicher angegeben werden, so kann der Lastfaktor unberücksichtigt bleiben.
- $j_m$  Sicherheit gegen Bruch bei normaler oder kurzzeitig hoher wirkender Temperaturen.
- $j_p$  Sicherheit gegen Fließen bei normaler oder kurzzeitig hoher wirkender Temperaturen.
- $j_{mt}$  Sicherheit gegen Bruch bei langfristig hoher wirkender Temperaturen.
- $j_{pt}$  Sicherheit gegen Fließen bei langfristig hoher wirkender Temperaturen.
- $j_z$  Teil-Sicherheitsfaktor für geschweißte Bauteile.

Die Sicherheitsfaktoren hängen unter anderem von der Wahrscheinlichkeit des Auftretens der definierten Spannung und von den Schadensfolgen ab. Bei dieser Berechnung wird von einer hohen Wahrscheinlichkeit, als auch von einer hohen Schadensfolge ausgegangen.

Aus den Einzel-Sicherheitsfaktoren wird der Gesamt-Sicherheitsfaktor  $j_{ges}$  wie folgt ermittelt:

$$j_{ges} = j_s [j_z \cdot \text{MAX}(\frac{j_m \cdot R_e}{K_{T,m} \cdot R_m}; \frac{j_p}{K_{T,p}}; \frac{j_{mt} \cdot R_e}{K_{Tt,m} \cdot R_m}; \frac{j_{pt}}{K_{Tt,p}})] \quad (4.17)$$

wobei  $K_{T,m}$ ,  $K_{T,p}$  und  $K_{Tt,m}$  Temperaturfaktoren sind, jedoch bei normalen Temperaturen den Wert 1 annehmen. In Tabelle 4.2 sind die Werte für die Einzel-Sicherheitsfaktoren und für den Gesamt-Sicherheitsfaktor zu finden.

Sicherheitsfaktor	Wert
$j_s$	1,0
$j_m$	2,0
$j_p$	1,5
$j_{mt}$	1,5
$j_{pt}$	1,0
$j_z$	1,0
$j_{ges}$	1,53

Tabelle 4.2: Sicherheitsfaktoren für den statischen Festigkeitsnachweis

### 4.1.5 Nachweis

Der Nachweis wird über den Auslastungsgrad, welcher aus dem Quotienten aus vorhandener Vergleichsspannung und statisch zulässiger Spannung im Nachweispunkt gebildet wird, beschrieben. Es muss jeweils für den Grundwerkstoff und für die Schweißnaht ein Nachweis erbracht werden. Da der Nachweispunkt auf der freien Bauteiloberfläche liegt, ist der Nachweis der hydrostatischen Spannungen nicht notwendig.

$$a_{SK} = \frac{\sigma_v}{\sigma_{SK}/j_{ges}} \leq 1 \quad (4.18)$$

$$a_{SK,wK} = \frac{\sigma_v}{\sigma_{SK,wK}/j_{ges}} \leq 1 \quad (4.19)$$

- $\sigma_v$  Vergleichsspannung im Nachweispunkt,
- $\sigma_{SK}, \sigma_{SK,wK}$  statische Bauteilfestigkeit, Gl. (4.15) und Gl. (4.16),
- $j_{ges}$  Gesamtsicherheitsfaktor, Tab. (4.2).

## 4.2 Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis erfolgt gemeinsam für alle Bauteilarten. Hier wird nicht wie beim statischen Festigkeitsnachweis zwischen Grundwerkstoff und Schweißnaht

unterschieden. Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis wird für Spannungen im elastischen Bereich durchgeführt, deshalb ist die Berücksichtigung der Stützwirkung hier nicht zulässig.

### 4.2.1 Spannungskennwerte

Zunächst ist für den Spannungs-Zeit-Verlauf ein Spannungskollektiv abzuleiten. Charakteristisch für so ein Spannungskollektiv sind die Spannungszyklen, welche aus Amplituden  $\sigma_{a,i}$  und Mittelwerten  $\sigma_{m,i}$ , sowie den zugehörigen Zyklenzahlen (geforderte Lebensdauer  $\bar{N}$  mit  $n_i$  Lastzyklen) bestehen.

Für einen Spannungszyklus (siehe Abb. 4.2) wird ein Spannungsverhältnis  $R$  definiert:

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad (4.20)$$

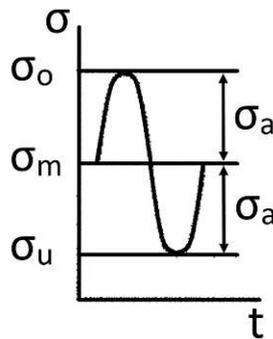


Abbildung 4.2: Spannungszyklus

Auch hier gilt es zwischen Struktur- und Kerbspannungen für geschweißte Bauteile zu unterscheiden. Diese Rechnung wird weiterhin mit Kerbspannungen durchgeführt. Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis werden die Spannungskomponenten in der Kerbe

$$\sigma_{\perp}, \sigma_{\parallel}, \tau \quad (4.21)$$

bezüglich eines an der Schweißnaht ausgerichteten Koordinatensystems berechnet. Dabei ist  $\sigma_{\perp}$  die Spannungskomponente senkrecht zur Schweißnaht und  $\sigma_{\parallel}$  parallel zur Schweißnaht.  $\tau$  beschreibt die Schubspannung. In Abbildung 4.3 ist das lokale Koordinatensystem, welches an der Schweißnaht ausgerichtet ist, zu sehen.

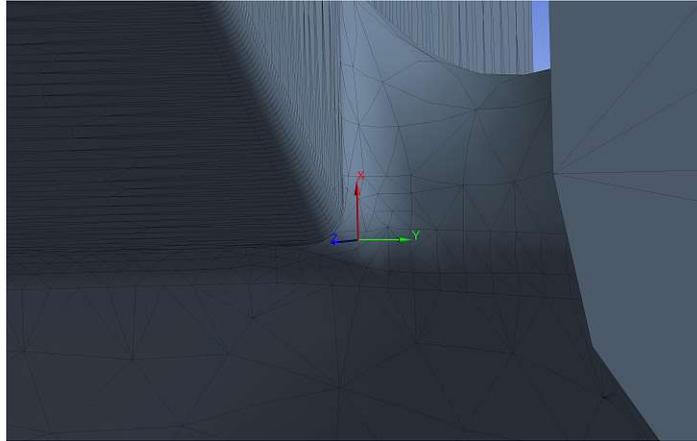


Abbildung 4.3: Lokales Koordinatensystem

### 4.2.2 Werkstoffkennwerte und Konstruktionskennwerte

Bei geschweißten Bauteilen sind für die Ermüdungsfestigkeit neben der Werkstoffart (Stahl oder Aluminium) auch konstruktive Details, wie die Stoßform und die Nahtausführung entscheidend. Letztere werden durch Konstruktionsfaktoren berücksichtigt. Einer dieser Faktoren ist die FAT-Bauteilklasse, welche der doppelten Amplitude der Wechselfestigkeit bei der Bezugszyklenanzahl  $N_c = 2 \cdot 10^6$  entspricht. Die FAT-Bauteilklasse berücksichtigt den Formeinfluss von Bauteil und Schweißnaht auf die Ermüdungsfestigkeit. Für den Referenzradius  $R=0,3$  ergibt sich nach [11] die Bauteilklasse FAT 320 und für den Referenzradius  $R=1$  FAT 225. Die Bauteilklasse wird über die Umrechnungsfaktoren  $f_{FAT,\sigma}$  und  $f_{FAT,\tau}$  auf die Bauteil-Wechselfestigkeit umgerechnet:

$$f_{FAT,\sigma} = 0,5 \cdot \left(\frac{N_C}{N_{D,\sigma}}\right)^{1/k_\sigma} \quad (4.22)$$

$$f_{FAT,\tau} = 0,5 \cdot \left(\frac{N_C}{N_{D,\tau}}\right)^{1/k_\tau} \quad (4.23)$$

- |                            |  |
|----------------------------|--|
| $N_{D,\sigma}, N_{D,\tau}$ | Knickpunktzyklenzahl der Bauteil-Wöhlerlinie, siehe Abbildung 4.4, |
| $N_C$                      | Bezugszyklenzahl, $N_C = 2 \cdot 10^6$ ,                           |
| $k_\sigma, k_\tau$         | Wöhlerexponent, siehe Abbildung 4.4.                               |

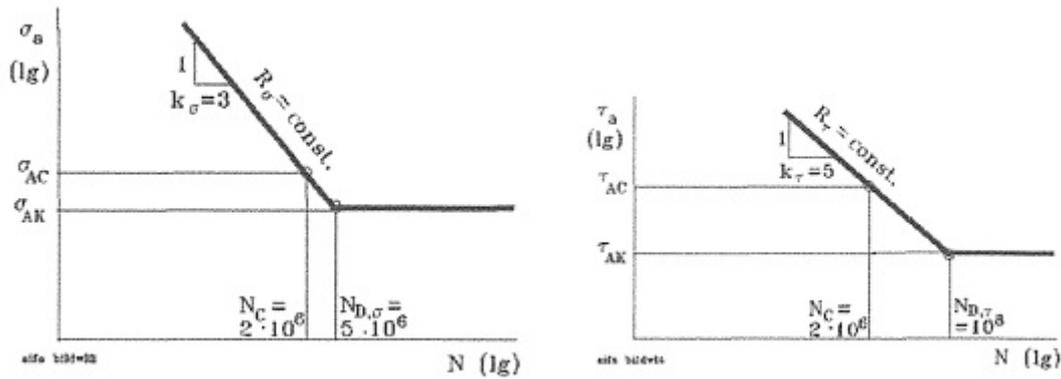


Abbildung 4.4: Wöhlerlinien für geschweißte Bauteile, links für Normalspannungen und rechts für Schubspannungen [3]

### 4.2.3 Bauteilfestigkeit

In diesem Kapitel wird die Bauteil-Ermüdungsfestigkeit ermittelt. Die ertragbaren Werte der Bauteil-Wechselfestigkeit für die Normalspannungen und die Schubspannungen berechnen sich wie folgt:

$$\sigma_{WK,\perp} = FAT_{\perp} \cdot f_{FAT,\sigma} \quad (4.24)$$

$$\sigma_{WK,\parallel} = FAT_{\parallel} \cdot f_{FAT,\sigma} \quad (4.25)$$

$$\tau_{WK} = FAT_{\tau} \cdot f_{FAT,\tau} \quad (4.26)$$

Die ertragbaren Amplitudenwerte der Bauteil-Dauerfestigkeit, für Normal- und Schubspannungen, werden wie folgt ermittelt:

$$\sigma_{AK,\perp} = K_{AK,\perp} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK,\perp} \quad (4.27)$$

$$\sigma_{AK,\parallel} = K_{AK,\parallel} \cdot K_{E,\sigma} \cdot \sigma_{WK,\parallel} \quad (4.28)$$

$$\tau_{AK} = K_{AK,\tau} \cdot K_{E,\tau} \cdot \tau_{WK}, \quad (4.29)$$

wobei  $K_{AK,\dots}$  die Mittelspannungsfaktoren und  $K_{E,\dots}$  die Eigenspannungsfaktoren sind. Für letzteren wurde  $K_{E,\sigma} = 1,26$  und  $K_{E,\tau} = 1,15$  gewählt [3]. Die Mittelspannungsfaktoren  $K_{AK,\dots}$  lassen sich nicht so einfach angeben. Sie hängen von der Mittelspannungsempfindlichkeit, dem Mittelspannungsbereich und dem Überlastfall ab. Der Mittelspannungsbereich lässt sich über das Spannungsverhältnis  $R$  angeben. Dabei sind vier Bereiche zu unterscheiden, wie im Haigh-Diagramm in Abbildung 4.5 und 4.6 dargestellt ist. Hier gilt es weiterhin zwischen Normal- und Schubspannungen zu unterscheiden. Der Überlastfall wird ebenfalls in vier Bereiche unterteilt. Folgende Überlastfälle sind zu unterscheiden:

- Überlastfall F1: Mittelspannung  $\sigma_m$  bleibt konstant.
- Überlastfall F2: Spannungsverhältnis  $R$  bleibt konstant.
- Überlastfall F3: Minimalspannung  $\sigma_{min}$  bleibt konstant.
- Überlastfall F4: Maximalspannung  $\sigma_{max}$  bleibt konstant.

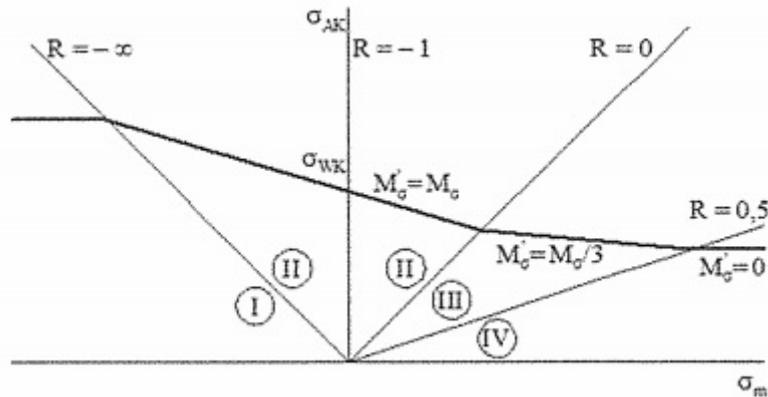


Abbildung 4.5: Haigh-Diagramm für Normalspannungen [3]

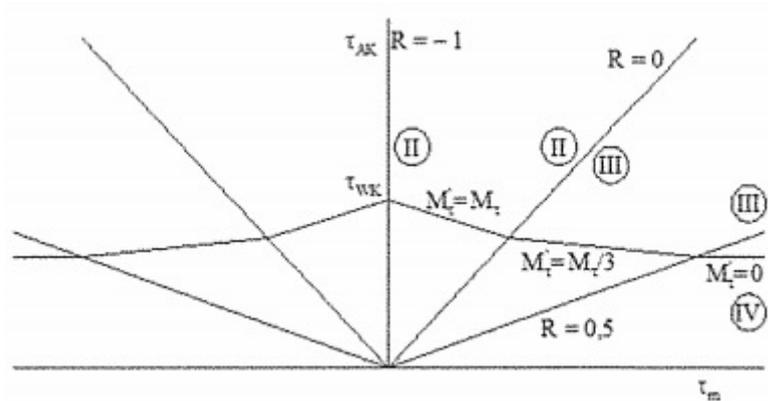


Abbildung 4.6: Haigh-Diagramm für Schubspannungen [3]

Die Amplitude der Bauteil-Betriebsfestigkeit lässt sich wie folgt angeben:

$$\sigma_{BK,\perp} = K_{BK,\perp} \cdot \sigma_{AK,\perp} \quad (4.30)$$

$$\sigma_{BK,\parallel} = K_{BK,\parallel} \cdot \sigma_{AK,\parallel} \quad (4.31)$$

$$\tau_{BK} = K_{BK,\tau} \cdot \tau_{AK} \quad (4.32)$$

Die Betriebsfestigkeitsfaktoren  $K_{BK,\dots}$  sind vom Spannungskollektiv (geforderten Bauteil-Lebensdauer), von der Kollektivform und von der Bauteil-Wöhlerlinie abhängig und berechnen sich zu:

$$K_{BK} = \left(\frac{N_D}{\bar{N}}\right)^{1/k} \quad (4.33)$$

- $\bar{N}$  geforderte Zyklenzahl,  
 $N_D$  Knickpunktzyklenzahl der Bauteil-Wöhlerlinie, siehe Abbildung 4.4,  
 $k$  Wöhlerexponent.

Die geforderten Zyklenzahlen hängen vom Einsatz der Magnetschienenbremse ab. Dabei unterscheidet Knorr-Bremse Mödling zwischen Fernverkehr (1 Bremsung/Tag), Regionalverkehr (4 Bremsungen/Tag) und Nahverkehr (15 Bremsungen/Tag) (siehe [1]). Die angegebenen Zyklenzahlen gelten für eine Lebensdauer der Magnetschienenbremse von 30 Jahren. In Tabelle 4.3 sind die jeweiligen geforderten Zyklenzahlen, abhängig vom Einsatz, aufgelistet.

Lastfall	Fernverkehr	Regionalverkehr	Nahverkehr
LF5	10000	40000	150000
LF6	30	120	450
LF7	800	3200	12000
LF8	800	3200	12000
LF9	100	400	1500
LF10	100	400	1500
LF11	10	40	150
LF12	10	40	150

Tabelle 4.3: Zyklenzahlen abhängig vom Einsatz

#### 4.2.4 Sicherheitsfaktoren

Die Sicherheitsfaktoren werden ähnlich wie beim statischen Festigkeitsnachweis (siehe Kapitel 4.1) berechnet, wobei der Material-Sicherheitsfaktor der Ermüdungsfestigkeit von den Schadensfolgen und den Inspektionsmöglichkeiten abhängt. In Tabelle 4.4 sind die Einzel-Sicherheitsfaktoren und der Gesamt-Sicherheitsfaktor  $j_D$  angegeben.

Sicherheitsfaktor	Wert
$j_S$	1,0
$j_F$	1,2
$j_D$	1,2

Tabelle 4.4: Sicherheitsfaktoren für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis

### 4.2.5 Nachweis

Die zyklischen Auslastungsgrade müssen zunächst für jede einzelne Spannungskomponente berechnet werden:

$$a_{BK,\perp} = \frac{\sigma_{a,\perp,1}}{\sigma_{BK,\perp}/j_D} \leq 1 \quad (4.34)$$

$$a_{BK,\parallel} = \frac{\sigma_{a,\parallel,1}}{\sigma_{BK,\parallel}/j_D} \leq 1 \quad (4.35)$$

$$a_{BK,\tau} = \frac{\tau_{a,1}}{\tau_{BK,\tau}/j_D} \leq 1 \quad (4.36)$$

- $\sigma_{a,\dots,1}$  größte Spannungsamplitude,
- $\sigma_{BK,\dots}$  zugehörige Bauteil-Betriebsfestigkeit,
- $j_D$  Gesamtsicherheitsfaktor.

Die Einzel-Auslastungsgrade werden anschließend zusammengefasst, um einen repräsentativen Wert zur Beurteilung der Ermüdungsfestigkeit zu erhalten:

$$a_{BK,\sigma v} = \frac{1}{2} \cdot (|a_{BK,\sigma\perp} + a_{BK,\sigma\parallel}| + \sqrt{(a_{BK,\sigma\perp} - a_{BK,\sigma\parallel})^2 + 4a_{BK,\tau}^2}) \leq 1 \quad (4.37)$$

Der Festigkeitsnachweis wird für alle Lastfälle durchgeführt und anschließend ausgewertet. Aufgrund der bei Lastfall 11 sehr hohen auftretenden Spannungen, besitzt dieser die höchsten Auslastungsgrade. Die sich ergebende Bauteil-Wöhlerlinie für diesen Lastfall sieht man in Abbildung 4.7. In der FKM-Richtlinie [3] ist eine Belastung erst ab  $10^4$  Lastzyklen als Ermüdungsbeanspruchung zu werten. Deshalb wurden alle Beanspruchungen welche eine kleinere Zyklenzahl vorweisen, auf  $10^4$  Lastzyklen erhöht, was zu einer Steigerung der Auslastungsgrade führt. Aus diesem Grund weist die Wöhlerlinie im Low-Cycle Fatigue Bereich ( $N < 10^4$ ) keine Steigung mehr auf.

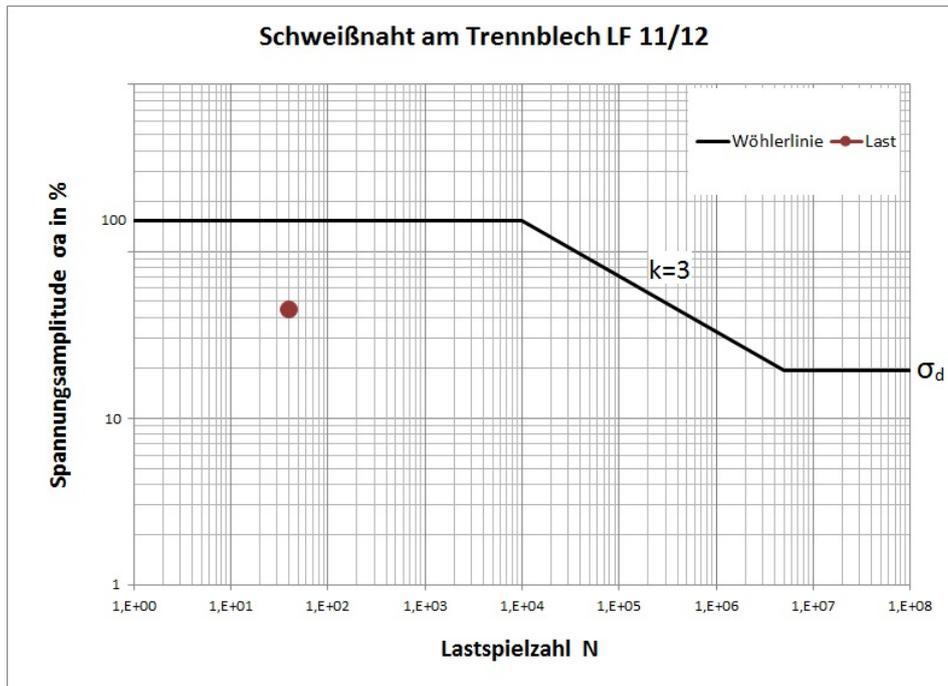


Abbildung 4.7: Bauteilwöhlerlinie für die Schweißnähte des Trennblechs LF11/12

Um alle Auslastungsgrade besser miteinander vergleichen zu können, wird der maximal auftretende Auslastungsgrad, welchen man bei Lastfall 11 erhält, als Bezugs-Auslastungsgrad herangezogen. Diesem Auslastungsgrad wird der Wert 100% zugeschrieben, alle restlichen in dieser Arbeit berechneten Auslastungsgrade werden auf diesen bezogen und ebenfalls in Prozent angegeben. In den Abbildungen 4.8 bis 4.13 findet man die berechneten Auslastungsgrade für die Schweißnaht am Trennblech, die Schweißnaht am Endstück und die Struktur. Wie in [1] definiert, werden die Lastfälle 7/8, 9/10 und 11/12 jeweils gemeinsam als Wechsellast bewertet. Da die zu kombinierenden Lastfälle unterschiedliche kritische Stellen aufweisen, erfolgt die Auswertung an zwei Lokalitäten, welche in den nachfolgenden Abbildung mit den Zusätzen „(1)“ und „(2)“ gekennzeichnet sind. Dabei berücksichtigt „(1)“ die am höchsten belastete Stelle des ersten Lastfalls der zu kombinierenden Kollektive, Zusatz „(2)“ bezieht sich auf die kritische Stelle des zweiten Lastfalls.

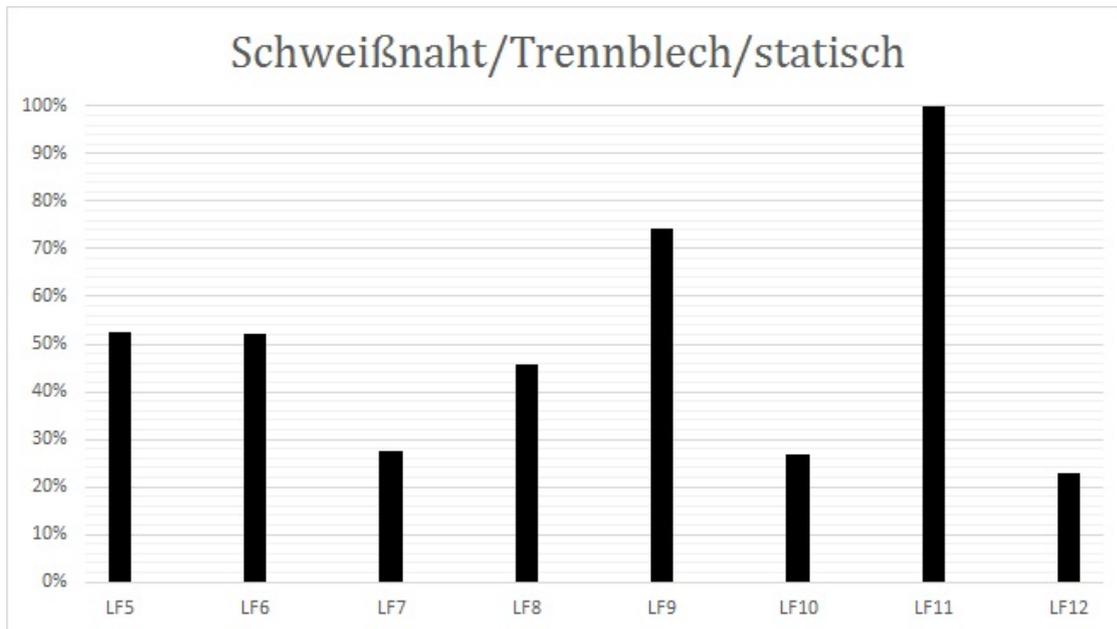


Abbildung 4.8: Statische Auslastungsgrade der Schweißnähte am Trennblech

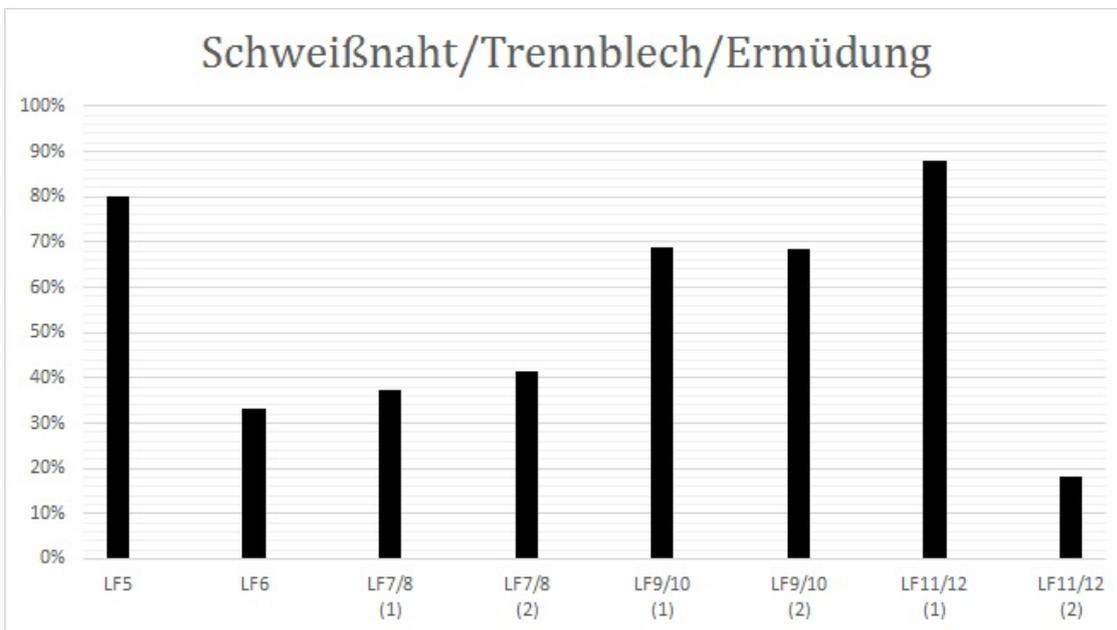


Abbildung 4.9: Auslastungsgrade der Schweißnähte am Trennblech für die Ermüdungsfestigkeit

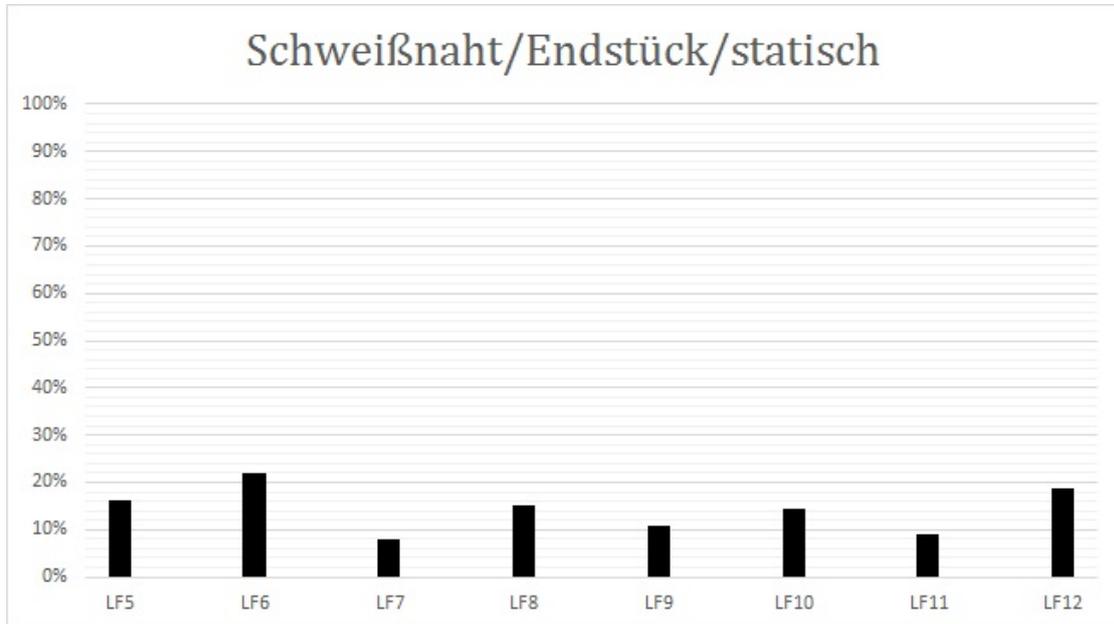


Abbildung 4.10: Statische Auslastungsgrade der Schweißnähte am Endstück

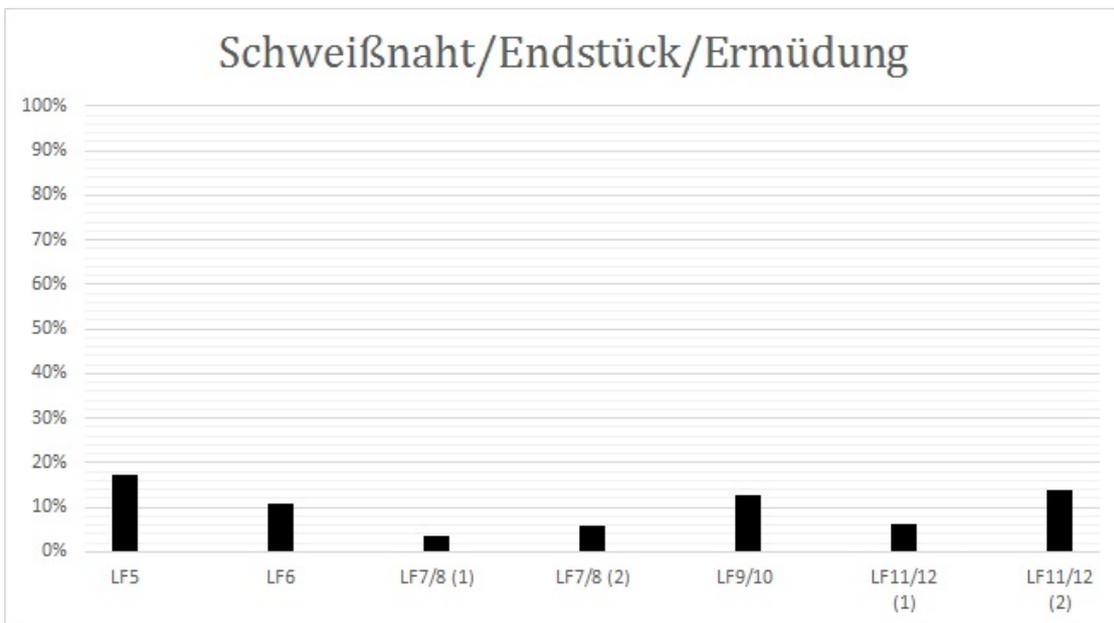


Abbildung 4.11: Auslastungsgrade der Schweißnähte am Endstück für die Ermüdungsfestigkeit

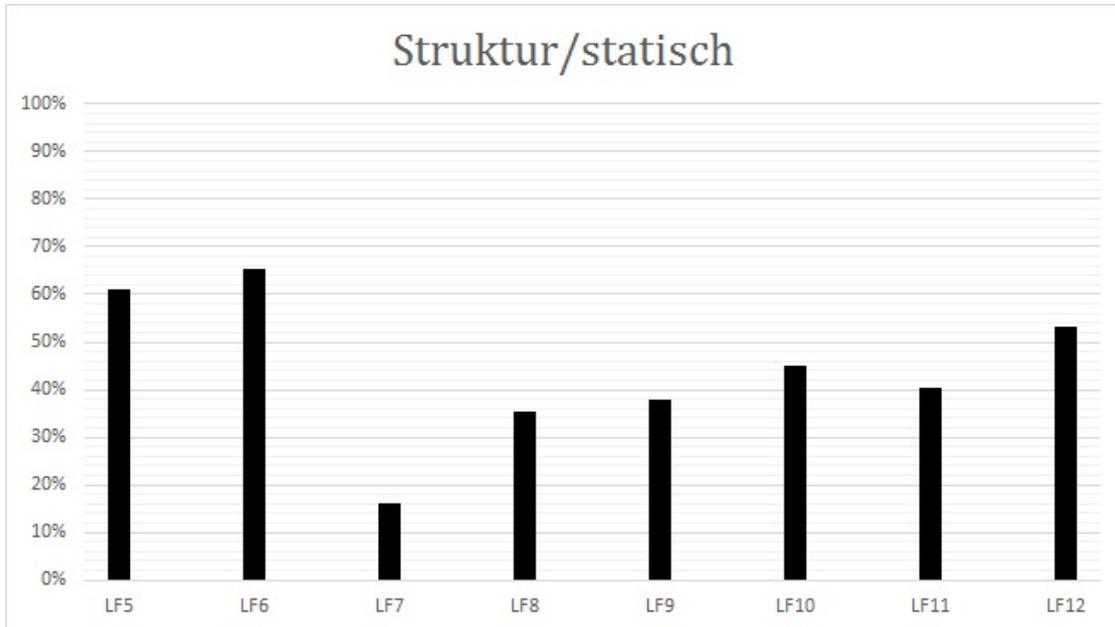


Abbildung 4.12: Statische Auslastungsgrade für die Struktur

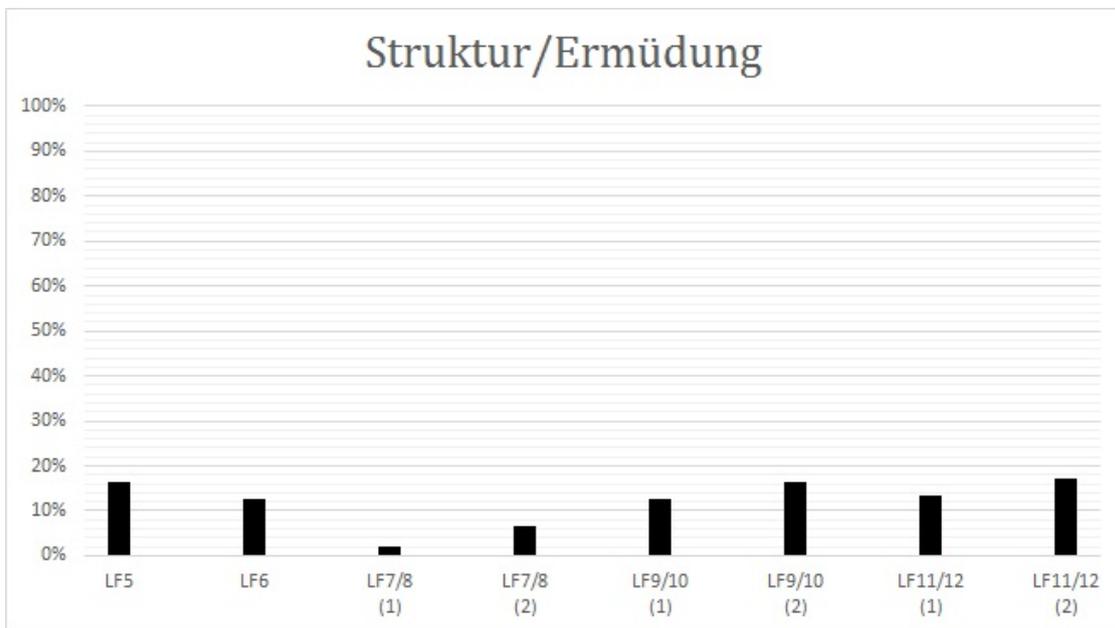


Abbildung 4.13: Auslastungsgrade der Struktur für die Ermüdungsfestigkeit

Wie bereits an den Spannungen zu erkennen war, zeigen auch die Auslastungsgrade dass die Schweißnähte des Trennblechs sehr stark belastet werden. Den höchsten statischen und auch dynamischen Auslastungsgrad am Trennblech weist der Lastfall 11 auf, wobei Lastfall 5 und Lastfall 9 (bzw. LF 9/10) ebenfalls hohe Werte liefern, sowohl statisch als auch dynamisch. Lastfall 6 könnte im Trennblech nur statisch zu Problemen führen, der Ermüdungsfestigkeitsnachweis liefert dagegen sehr geringe Werte. Alles in einem, sollte auf das Trennblech ein höheres Augenmerk gerichtet werden, da diesem Bauteil relativ viel abverlangt wird.

Wie in den Abbildungen 4.10 und 4.11 zu sehen ist, treten an der Schweißnaht des Endstücks sehr geringe Auslastungsgrade auf, sowohl statisch als auch dynamisch, weshalb die auf diesem Bauteil auftretenden Spannungen völlig bedenkenlos sind. Das volle Erreichen der Lebensdauer der Schweißnähte am Endstück ist auf jeden Fall gewährleistet. Eine Änderung der Konstruktion ist nicht nötig.

Die Struktur weist vor allem bei der statischen Rechnung hohe Auslastungsgrade auf, besonders bei den Lastfällen 5 und 6. Hier werden vor allem die U-Profile, aber auch die Abdeckbleche stark belastet. In Hinsicht auf die Ermüdungsfestigkeit, weisen alle Lastfälle eine ausreichend hohe Sicherheit gegen Versagen auf.

### 4.3 Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner

In den vorherigen Berechnungen wurden die Lastfälle nur einzeln untersucht und man hat noch keine Aussage darüber, wie sich mehrere nacheinander auftretende Belastungen auf die Lebensdauer des Bauteils auswirken. Die Palmgren-Miner-Regel ist eine Hypothese der linearen Schadensakkumulation, mit welcher man die Lebensdauer eines Schwingbeanspruchten Bauteils mit veränderlicher Amplitude bewerten kann [12]. Dabei wird für jeden Lastfall die dazugehörige Teilschädigung berechnet. Diese ergibt sich aus dem Verhältnis der Teilschwingzahl  $n_i$  zur ertragbaren Schwingspielzahl  $N_i$ . Anschließend werden alle Teilschädigungen summiert und ergeben eine Gesamtschädigung  $D$ , welche kleiner dem Wert 1 sein muss (siehe Gl. 4.38), damit Versagen ausgeschlossen werden kann.

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} < 1 \quad (4.38)$$

In Tabelle 4.5 sieht man die Gesamtschädigungen für die einzelnen Bauteile. Die Schädigungen für das Endstück und die Struktur sind sehr gering, weshalb ein Versagen ausgeschlossen werden kann. Die Werte für das Trennblech sind dagegen sehr hoch, die Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner sagt für dieses Bauteil Versagen voraus. Diese Hypothese

berücksichtigt jedoch nicht die Reihenfolge der Schädigungsereignisse bzw. der Lastfälle, deshalb ist eine genaue Aussage nicht möglich. Sie zeigt jedoch, dass auf die Schweißnaht zwischen dem Trennblech und der Befestigungsleiste auf jeden Fall ein genaues Augenmerk gerichtet werden muss.

Bauteil	Gesamtschädigung
Endstück	0,02
Trennblech	2,29
Struktur	0,0039

Tabelle 4.5: Schadensakkumulation

## 4.4 Zyklisches Plastizieren

Zusätzlich muss untersucht werden, ob nach dem ersten Zyklus, bei welchem jedenfalls örtliches Plastizieren auftritt (siehe Abschnitt 3.6.1.2), bei den weiteren Zyklen sich rein elastische Spannungszustände (eingespielte Zustände) einstellen, oder ob es zu weiterem Plastizieren kommt. Grund für das Einspielen von Materialien ist der Aufbau von Eigenspannungen. Kommt es zum zyklischen Plastizieren, kann bei relativ kleinen Lastspielzahlen Ermüdung und Bruch auftreten. Eine zyklische Belastung wird mit dem in Abbildung 4.14 dargestellten Kraft-Zeit-Verlauf realisiert. Dabei wurde der kritischste Lastfall (LF11) am Trennblech herangezogen. Um zyklisches Plastizieren nachweisen zu können, muss die innere Arbeit bzw. die Energie, welche während der Verformung im Bauteil gespeichert wird (Verzerrungsenergie), untersucht werden. Ist die innere Arbeit bzw. die Energie nach jedem Zyklus  $i+1$  größer als jene nach Zyklus  $i$ , so ist das ein Hinweis auf zyklisches Plastizieren. Die innere Arbeit pro Volumeneinheit ist wie folgt definiert:

$$\partial W = \int_V \tilde{\sigma}^T \partial \tilde{\epsilon} dV, \quad (4.39)$$

wobei hier  $\tilde{\sigma}^T$  der transponierte Vektor der Spannungskomponenten und  $\tilde{\epsilon}$  der Vektor der Verzerrungskomponenten ist. Weiters kann man die Entwicklung der plastischen Dehnung im kritischen Querschnitt untersuchen, was wesentlich weniger Aufwand bedeutet. Ist dabei die plastische Dehnung nach jedem Zyklus  $i+1$  größer als jene nach Zyklus  $i$ , so tritt zyklisches Plastizieren auf. In den Abbildungen 4.15 und 4.16 sieht man den Verlauf der plastischen Dehnung bzw. der Verzerrungsenergie abhängig von der Zeit. Man kann erkennen, dass sowohl die Energie als auch die plastische Dehnung nach jedem Zyklus  $i+1$  größer ist als jene nach Zyklus  $i$ . Somit kann daraus geschlossen werden, dass es bereits nach einmaligem Plastizieren zu weiteren, zyklischen Plastizierungsvorgängen

kommt. Man kann damit rechnen, dass es schon nach wenigen Zyklen zu einer Rissentstehung oder zu einem Gewaltbruch des Bauteils führen wird. In Abbildung 4.17 sieht man zum Vergleich den Verlauf der Verzerrungsenergie bei linearem Materialverhalten. Zu beobachten ist, dass hier die Verzerrungsenergie nach jeder Entlastung den Wert Null annimmt. Da aufgrund der Linearität keine Versetzungen im Material wandern und keine Verfestigung zustande kommt, bleibt nach der Entlastung auch keine Energie im Werkstoff gespeichert. Auch diese Untersuchung zeigt, dass Handlungsbedarf am Trennblech besteht, um ein Versagen des Bauteils ausschließen zu können.

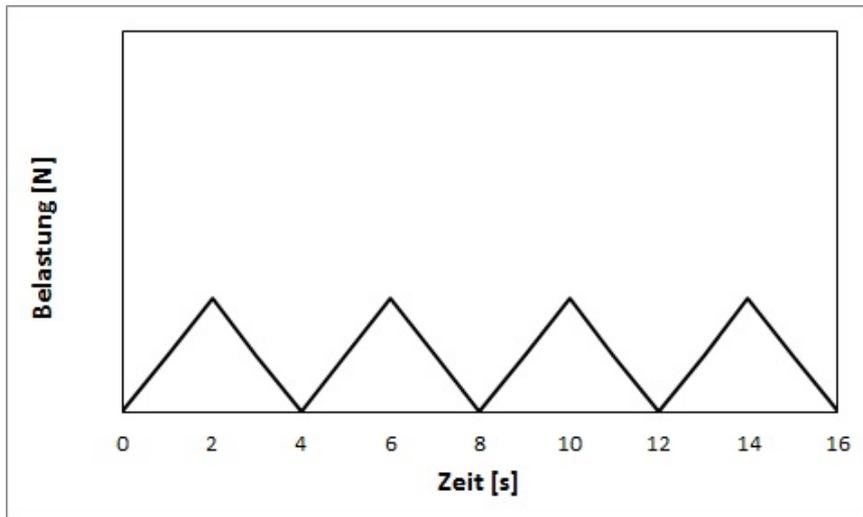


Abbildung 4.14: Kraft-Zeit-Verlauf

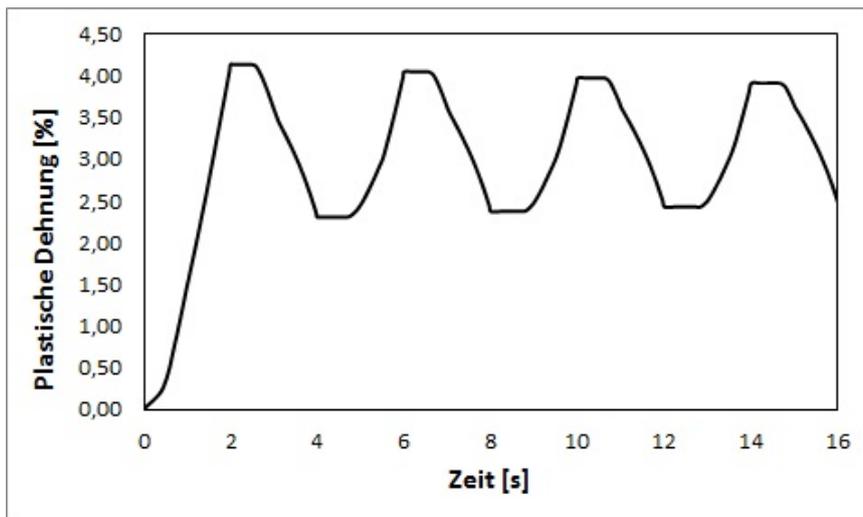


Abbildung 4.15: Dehnungs-Zeit-Verlauf nichtlinear

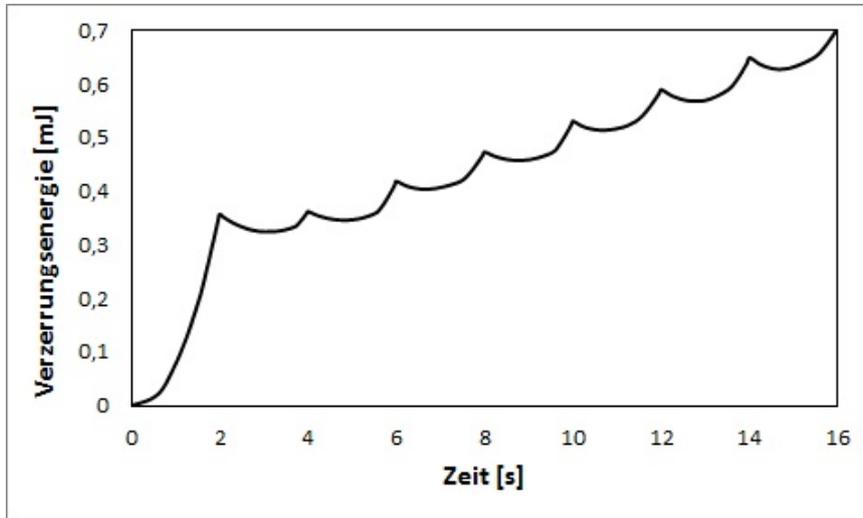


Abbildung 4.16: Verzerrungsenergie-Zeit-Verlauf nichtlinear

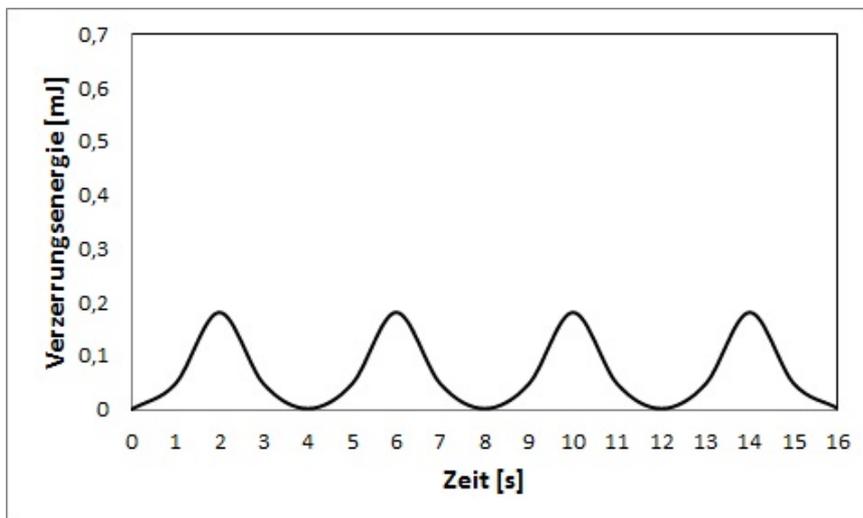


Abbildung 4.17: Verzerrungsenergie-Zeit-Verlauf linear

# 5 Optimierung

Um eine ausreichende Sicherheit gegen Versagen des GRIP-Bremsmagneten im Betrieb zu gewährleisten, wird eine Optimierung der vorhandenen Material- und Geometrieparameter durchgeführt.

## 5.1 Struktur

Nur die Struktur betrachtend, hat man in Abschnitt 3.6.2 gesehen, dass bei allen Lastfällen vor allem das untere U-Profil sehr stark belastet wird. Die FKM-Richtlinie liefert dort ebenfalls hohe Auslastungen. Der Werkstoff des U-Profiles DD13 scheint für dieses Bauteil und für diese Belastungen unterdimensioniert zu sein, weswegen stattdessen der Stahl S355J2+N für beide U-Profile eingesetzt wird. Die Änderung des Werkstoffes führt zu höheren statischen Festigkeiten und auch Ermüdungsfestigkeiten, was die Senkung des Auslastungsgrades zur Folge hat.

Die Spannungsverteilung an den hoch belasteten Stellen in der Umgebung der Bohrungen, werden durch die Wahl von kleineren Schrauben verbessert. Aktuell wird der Spurhalterkopf mithilfe von M16 Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 mit dem Bremsmagneten verbunden. Um die Wandstärken der Befestigungsleisten zu vergrößern werden nun M14 Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 eingesetzt. Die Wahl einer höheren Festigkeitsklasse, gewährleistet eine idente Vorspannkraft der beiden Schraubengrößen.

## 5.2 Trennblech

Wie bereits gezeigt, treten an der am höchsten belasteten Stelle des Bremsmagneten, der Schweißnaht zwischen Trennblech und Befestigungsleiste, erhöhte Auslastungsgrade auf. Zusätzlich konnte an dieser Stelle zyklisches Plastizieren nachgewiesen werden, das Palmgren-Miner-Theorem sagt ebenfalls Versagen voraus. Würde man den Bremsmagneten in diesem Zustand in Betrieb nehmen, würde es mit hoher Wahrscheinlichkeit zu einem Schaden kommen. Das Erreichen der Lebensdauer von 30 Jahren wäre nicht gewährleistet. Aufgrund der sehr hohen auftretenden Spannungen in diesem Bereich, würde es nicht reichen eine Materialänderung vorzunehmen, sondern eine Änderung der Geometrie wäre hier von Nöten. Eine Verbesserung konnte durch die Optimierung des Trennblechs erzielt

werden. In Abbildung 5.1 sieht man die alte Konstruktion, im Vergleich dazu in Abbildung 5.2 die optimierte Bauform. Mit der Geometrieänderung des Trennblechs, ist die Sicherheit gegen Versagen im Betrieb gegeben.

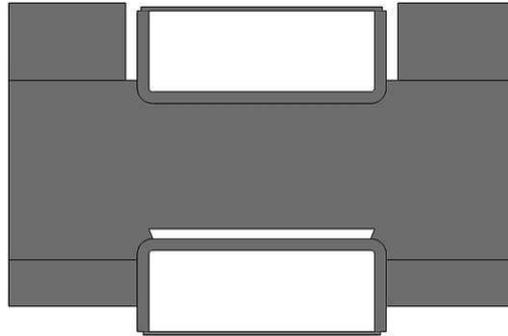


Abbildung 5.1: Alte Konstruktion

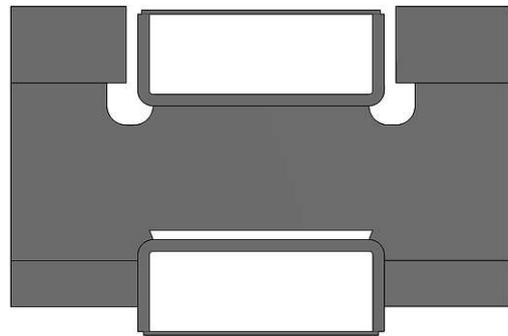


Abbildung 5.2: Optimierte Konstruktion

Durch die Ausnehmung am Trennblech wird die Stelle flexibler und es werden Kerben im Eck der Befestigungsleiste vermieden. Weiters kommt es zu einer Verlagerung der Spannungen auf die Struktur, welche aufgrund der Stützwirkung der schwach belasteten umgebenden Bereiche, bedenkenlos sind. In den Abbildungen 5.3 und 5.4 werden die Auslastungsgrade der alten und der optimierten Konstruktion miteinander verglichen.

Man kann beobachten, dass eine leichte Erhöhung der statischen Auslastungsgrade bei Lastfall 5 und Lastfall 7 erfolgt, die jedoch nicht gravierend ausfällt. Für die Ermüdungsrechnung weisen die Lastfälle 5, 6 und 11/12(2) ebenfalls geringe Erhöhungen auf, die aber im akzeptablen Rahmen bleiben. Bei den anderen Lastfällen kann man allerdings erheblich Verringerungen der Auslastungsgrade beobachten, vor allem der kritische Lastfall 11 (statisch) bzw. 11/12(1) (Ermüdung) nimmt wesentlich geringere Werte an. Lastfall 5 muss vor allem in Hinsicht auf die Ermüdung weiteren Untersuchungen am Prüfstand unterzogen werden, um eine ausreichende Sicherheit gegen Versagen gewährleisten zu können.

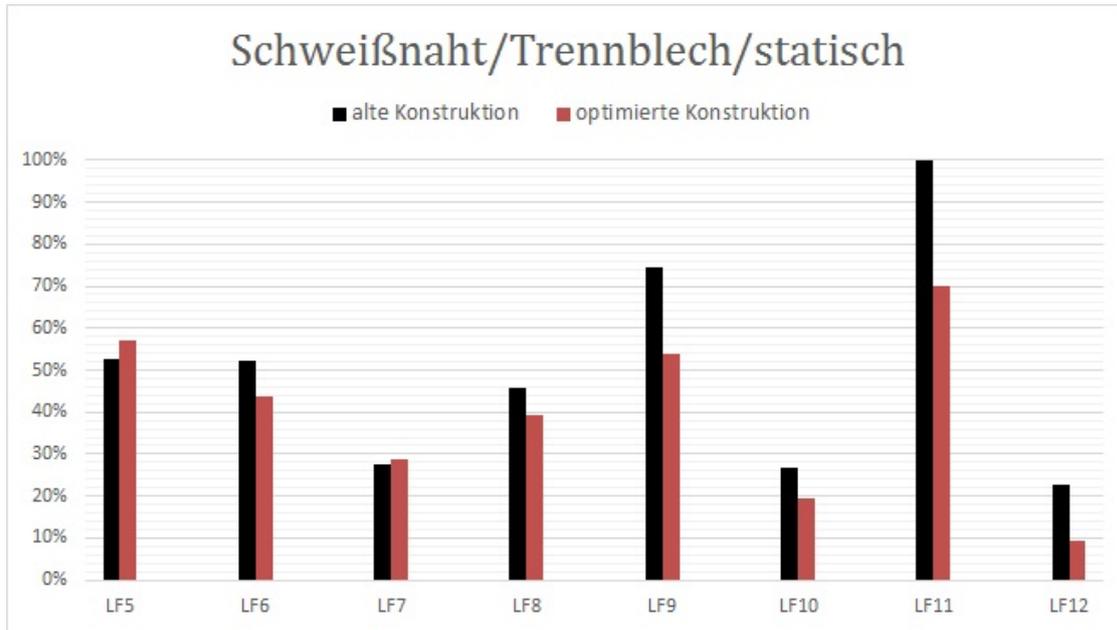


Abbildung 5.3: Vergleich der Auslastungsgrade alte Konstruktion/optimierte Konstruktion statisch

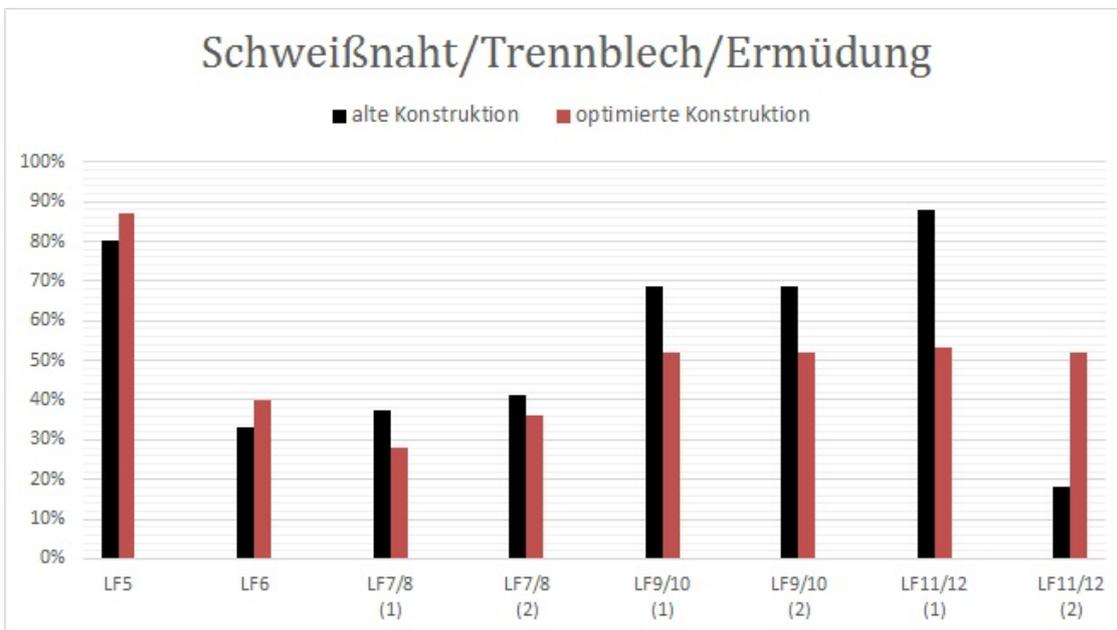


Abbildung 5.4: Vergleich der Auslastungsgrade alte Konstruktion/optimierte Konstruktion Ermüdung

# 6 Bremsrahmenprüfstand

## 6.1 Der aktuelle Prüfstand MGP2

Am aktuellen Prüfstand MGP2 wird der komplette Bremsrahmen geprüft. Die Prüfung orientiert sich dabei an der B012-Richtlinie [1]. Wie bereits in Abschnitt 2 erläutert, definiert die Regelung mehrere Lastfälle, welche die Belastungen einer Magnetschienenbremse im Betrieb beschreiben. Hier werden Ereignisse wie das Bremsen auf gerader Strecke, oder auch Bremsen im Weichenbereich berücksichtigt. Diese Lastfälle werden zu Lastkollektiven zusammengefügt und bekommen anschließend entsprechende Lastwechselzahlen zugewiesen, welche der Häufigkeit der im Betrieb auftretenden Vorgänge entsprechen. Um eine gewisse Sicherheit gegen Versagen zu gewährleisten, schreibt die B012-Regelung weiters vor, dass die Lastwechselzahlen während der Prüfung um den Faktor 10 erhöht und die Lasten mit 1,5-facher Erhöhung aufgebracht werden müssen. Die Magnetschienenbremse darf nach der Prüfung keinen Anriss oder eine bleibende Verformung aufweisen [1]. Die Lastkollektive werden mithilfe von sechs Hydraulikzylindern am Rahmenprüfstand realisiert. In Abbildung 6.1 ist die Anordnung dieser Zylinder zu sehen. Die zwei Zylinder  $F_{Bx,r}$  und  $F_{Bx,l}$ , welche parallel zu den Bremsmagneten verlaufen, simulieren dabei die Bremskraft, wobei  $F_{Bx,r} = F_{Bx,l}$  gilt. Die Kräfte werden direkt in die Mitnehmeranschlätze eingeleitet, die Trennbleche bleiben dabei vollkommen unbelastet.

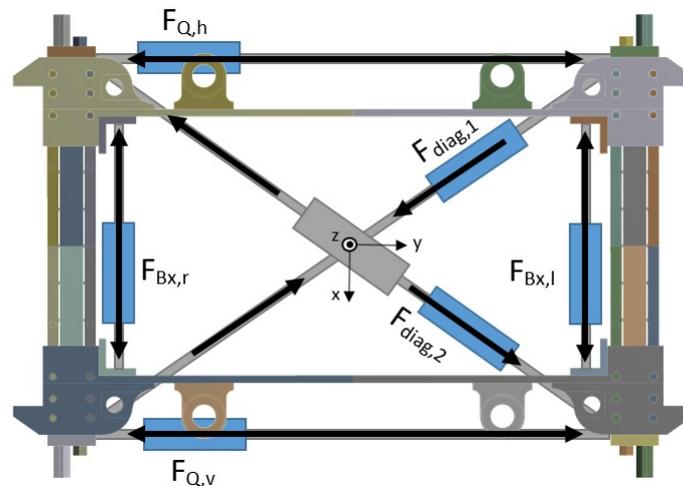


Abbildung 6.1: Zylinderanordnung Prüfstand MGP2

Die Zylinder  $F_{Q,h}$  und  $F_{Q,v}$  ( $F_{Q,h}=F_{Q,v}$ ) befinden sich parallel zu den Spurhaltern und bringen die Querkräfte in den Bremsrahmen ein. Die Zylinder werden dabei nicht wie in der Berechnung beschrieben, nur an einem Endstück eingeleitet, sondern wirken an allen vier Endstücken. Um eine sichere Verbindung zwischen Endstück und Hydraulikzylinder zu gewährleisten, wird ein Adapter auf das Endstück geschraubt, der eine wesentlich größere Anbindungsfläche für den Zylinder bereitstellt. Über diese Zylinder wird sowohl die Querkraft nach innen, als auch die Querkraft nach außen realisiert. Reaktionskräfte an den Mitnehmern werden für die Querkraft nicht berücksichtigt. Die Verwindung  $\Delta x$  des Bremsrahmens wird über die zwei Diagonalzylinder  $F_{diag,1}$  und  $F_{diag,2}$  aufgebracht. Die Hydraulikzylinder werden ebenfalls am Adapter des Endstücks befestigt, wobei  $F_{diag,1}=-F_{diag,2}$  gilt. Da sich die Verlängerungen der beiden Kolben in der Mitte kreuzen, befindet sich ein aufgeschweißter Rahmen auf einer der Verlängerungen, durch welchen die andere Verlängerung hindurchläuft, um ein ungehindertes Arbeiten der Hydraulikzylinder zu gewährleisten. Die Überschusskräfte der Zylinder und die Verschiebung  $\Delta z$  bleiben auf diesem Prüfstand aufgrund der sehr schweren Realisierung unberücksichtigt. Der Bremsrahmen, mitsamt der angebrachten Hydraulikzylinder, wird an ein Portal montiert, welches aus zwei Seitenteilen besteht, die aus massiven quadratischen Profilen aufgebaut sind. Diese Seitenteile werden mithilfe von Querträgern miteinander verbunden, die komplette Einheit ergibt ein sehr steifes Portal. Auf den Querträgern befinden sich Befestigungsflansche für die Betätigungszyylinder, worüber der Bremsrahmen mit dem Portal verbunden wird. Sowohl die Querträger als auch die Befestigungsflansche lassen sich verschieblich montieren, um eine Anpassung an verschiedene Bremsrahmen zu gewährleisten. In Abbildung 6.2 sieht man den Rahmenprüfstand im Versuchslabor der Firma Knorr-Bremse.

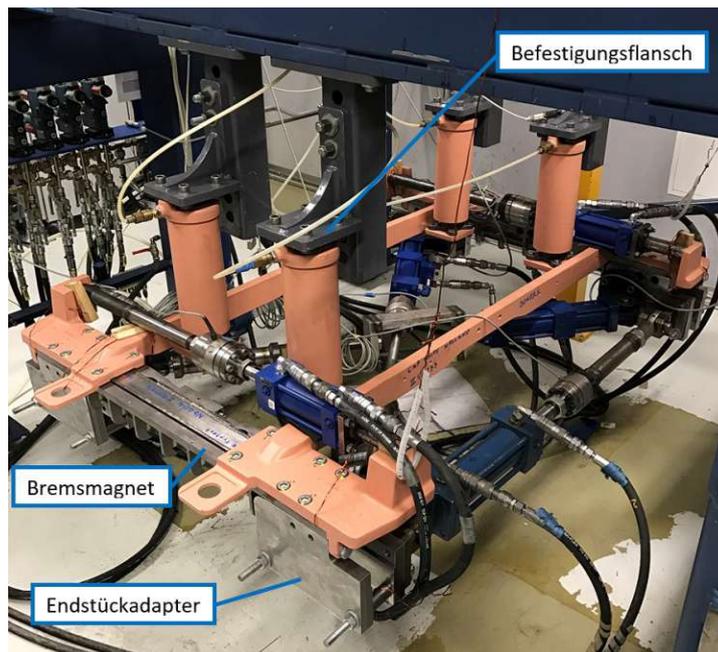


Abbildung 6.2: Rahmenprüfstand MGP2

### 6.1.1 Vorteile des Rahmenprüfstandes

Ein wesentlicher Vorteil des Rahmenprüfstandes ist, dass das komplette Bremsenviereck geprüft wird. Da sich nur ein kompletter Bremsrahmen auf das Portal montieren lässt, werden gleichzeitig zwei Spurhalter und zwei Bremsmagnete getestet. Weiters werden die Schraubenverbindungen zwischen den Spurhaltern und den Bremsmagneten ebenfalls mitgeprüft. Während der Prüfung treten Kräfte bis zu 50 kN auf, welche aber aufgrund der gegebenen Konstruktion nur in den Bremsrahmen eingeleitet werden. Das Portal muss lediglich das Eigengewicht des Bremsvierecks und der Hydraulikzylinder tragen, was einen schlank gebauten Prüfstand ermöglicht.

### 6.1.2 Nachteile des Rahmenprüfstandes

Dieser Prüfstand wurde von der Firma Knorr-Bremse lediglich für die Beurteilung der Spurhalter konzipiert. Da jeder Spurhalter individuell an jedes Drehgestell angepasst werden muss, ist eine realitätsgetreue Prüfung von Nöten, bevor dieses Bauteil eingesetzt werden kann. Meist werden am Prüfstand anstelle der Bremsmagnete, Bremsmagnet-Dummys mit den Spurhaltern verbunden. Diese Dummys bestehen aus zwei massiven Endstücken, welche mit einem viereckigen Rohr miteinander verbunden sind. Bei dieser Prüfung kann lediglich eine Beurteilung der Spurhalter erfolgen. Die Bremsmagnete müssen im Gegensatz zu den Spurhaltern nicht für jedes Drehgestell neu entwickelt werden. Soll der Magnet jedoch mitgeprüft werden, wird dieser anstelle der Dummys montiert und am Endstück mit Adapterplatten versehen, um eine Befestigung für die Hydraulikzylinder bereitzustellen. Die Beurteilung der Bremsmagnete ist hier jedoch mit Vorsicht zu genießen, da die auftretenden Spannungsverteilungen und Verformungen in diesem Bauteil nicht wie in der B012-Richtlinie gefordert, abgebildet werden. Weiters können die in [1] beschriebenen Verzwängungen  $\Delta z$  an diesem Prüfstand nicht gezielt realisiert werden. Jedoch stellt sich bei der Verzwängung durch die Diagonalzylinder ein ausreichend großes  $\Delta z$  ein. Diese Verzwängung führt dazu, dass ein Eck des Bremsrahmens aus der Ebene heraus angehoben wird. Dieser Effekt kommt durch Montage- und Bauteiltoleranzen zustande und wird im Betrieb zum Beispiel durch Gleisverwindungen verstärkt.

### 6.1.3 Ziel der Arbeit

Ziel des zweiten Abschnitts dieser Arbeit ist es, den Rahmenprüfstand MGP2 mit der Rechnung nach der B012-Richtlinie [1] zu vergleichen. Es soll untersucht werden, inwiefern die Prüfung des Bremsmagneten am Rahmenprüfstand möglich ist. Um die Konstruktion des Bremsmagneten besser beurteilen zu können, soll weiters ein Prüfstand eigens für dieses Bauteil konzipiert werden. Folgende Kriterien werden hierfür definiert:

- Alleinige Prüfung des Bremsmagneten, ohne weitere Bauteile des Bremsrahmens

- Abbildung aller relevanten Verformungen des Bremsmagneten am Prüfstand
- Maximal zwei Hydraulikzylinder
- Einfacher Prüfungsaufbau
- Möglichst gute Abbildung der Rechnung nach [1]

### 6.1.4 Berechnung des Rahmenprüfstandes MGP2

Um einen Vergleich der B012-Rechnung mit dem Rahmenprüfstand anzustellen, müssen zunächst auch die Spannungsverteilungen am letzteren berechnet werden. Auch hier werden die Spannungen ausschließlich an den Bremsmagneten ausgewertet.

#### 6.1.4.1 Modellierung und Diskretisierung des Magneten

Für die Berechnung des Rahmenprüfstandes MGP2 wird derselbe Bremsrahmen verwendet wie in Abschnitt 3.1. Auch hier werden Einzelteile, welche für die Berechnung von geringerer Bedeutung sind, durch einfachere Modelle mit derselben Steifigkeit ersetzt, um Rechenzeit zu sparen und Vernetzungsprobleme zu verhindern. Die Vernetzung des kompletten Bremsrahmens erfolgt automatisch mit dreidimensionalen Kontinuumselementen, welche eine quadratische Ansatzfunktion aufweisen.

#### 6.1.4.2 Randbedingungen

Am Prüfstand kommt es während der Belastung, vor allem bei Lastfällen bei welchen die Diagonalkräfte inkludiert sind, zu Aufbiegungen der Bremsmagnetenden. Bei positiver (Druckbelastung) Diagonalkraft, biegen sich die entsprechenden Enden des Bremsmagnet in Richtung positiver  $z$ -Achse. Bei negativer (Zugbelastung) Diagonalkraft, biegen sich die Enden in Richtung negativer  $z$ -Achse. Diese Biegungen führen dazu, dass die Betätigungszyylinder am Prüfstand miteinbezogen werden, da sie diese Bewegung an den Befestigungsflanschen ausgleichen müssen. Um diese Bewegung am Simulationsmodell zu gewährleisten, darf die Lagerung der Befestigungsflansche an den Spurhaltern nicht starr sein, weshalb elastische Randbedingungen, welche die Betätigungszyylinder simulieren sollen, angebracht werden. Dabei wird für alle Randbedingungen eine Federsteifigkeit von  $c = 0,1\text{N/mm}^3$  gewählt. Die Federsteifigkeit bezieht sich dabei auf die Verschiebung in  $z$ -Richtung und auf die Auflagerflächen. In Abbildung 6.3 sind die am Modell aufgebrachten Randbedingungen zu sehen.

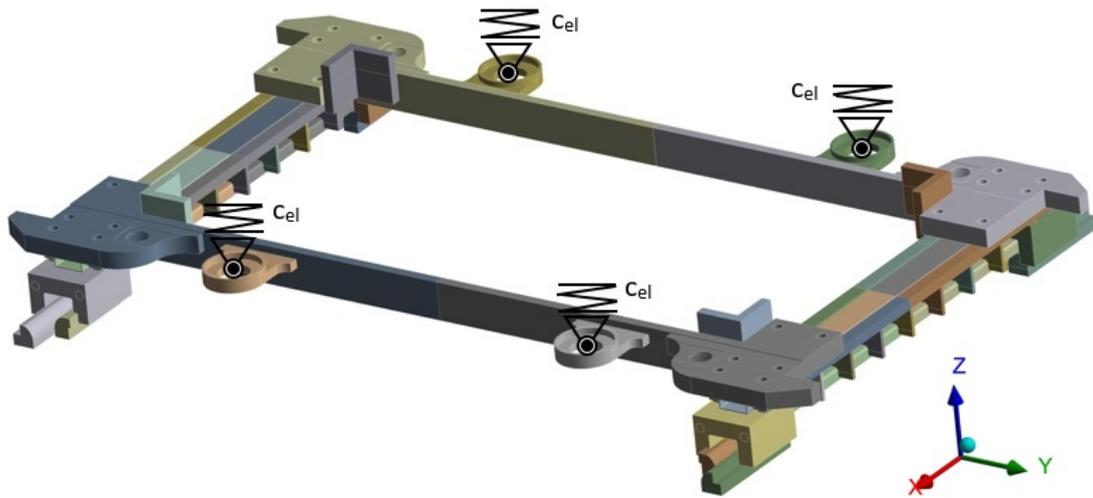


Abbildung 6.3: Randbedingungen am Rahmenprüfstand-Modell

Um Starrkörperverschiebungen des Rahmens zu verhindern, wirken die elastischen Randbedingungen nicht nur auf die Flächen normal zur x-y-Ebene, sondern auch auf die Umrandungsflächen, wie in Abbildung 6.4 zu sehen ist.

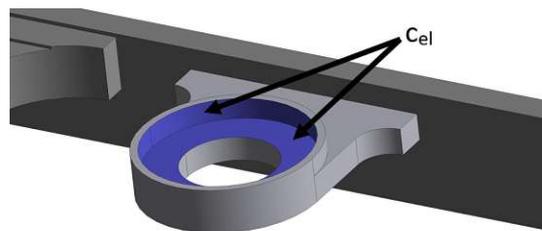


Abbildung 6.4: Angriffsflächen der elastischen Federn

### 6.1.4.3 Belastungen

Auf das Modell werden die in Abschnitt 6.1 erläuterten Kräfte aufgebracht. Auf alle vier Mitnehmeransläge wirkt die Längskraft  $F_{Bx}$ , welche durch die Bremsung eingeleitet wird. Die Querkräfte  $F_Q$  und die Diagonalkräfte  $F_{diag}$  werden auf alle vier Endstücke eingeleitet, letztere wirken unter dem Winkel  $\alpha = 28,32^\circ$ . In den Abbildungen 6.5 und 6.6 sind die auf das Simulationsmodell aufgebrachten Kräfte zu sehen. Wie bereits beschrieben, sind die Diagonalkräfte für die Verwindung des Bremsrahmens zuständig. Dabei unterscheidet man zwischen kleinen ( $F_{diag,kl}$ ) und großen ( $F_{diag,gr}$ ) Diagonalkräften. Die kleinen Diagonalkräfte repräsentieren hierbei die kleinen Längsverschiebungen  $\Delta x$ , welche sich aus den Verwindungen der Montage ( $\Delta x_M$ ) und jenen aus dem Betrieb ( $\Delta x_B$ ) zusammensetzen.

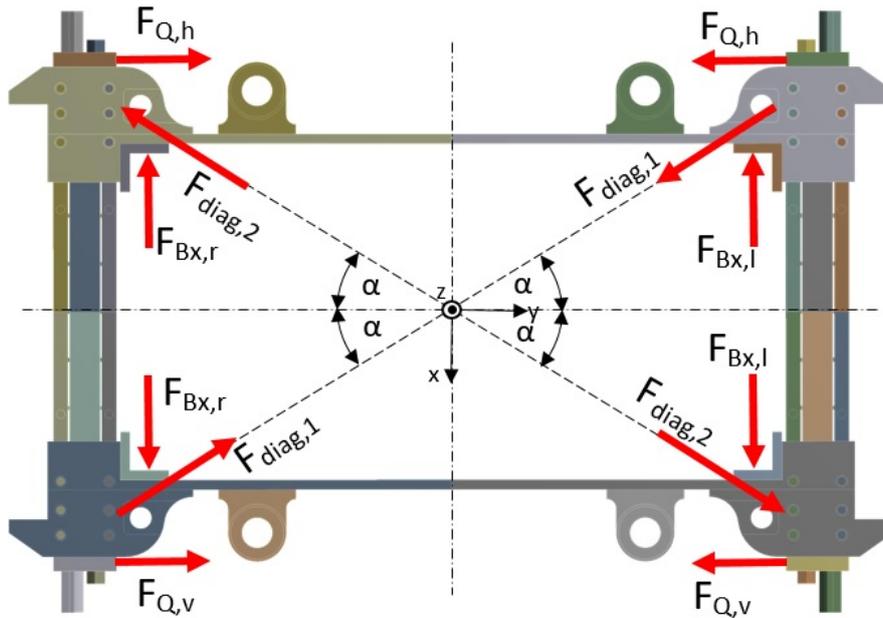


Abbildung 6.5: Kräfte am Rahmenprüfstand-Modell in der x-y-Ebene

Die große Diagonalkraft simuliert die maximale Längsverschiebung  $\Delta x_{B,max}$ , welche den Drehgestellspießgang wie in Abschnitt 2.2 erläutert, beschreibt. Die Bestimmung der Diagonalkräfte, auf die hier nicht näher eingegangen wird, erfolgt über die am Mitnehmeranschlag angreifenden Reaktionskräfte, die gegebenen Längsverschiebungen und die Rahmenelastizitäten. Weiters werden an den Befestigungsflanschen Kräfte  $F_z = 969N$  in positiver z-Richtung aufgebracht. Diese Kräfte sollen die Vorspannkräfte der Federn in den Betätigungszylindern simulieren, die verhindern das sich der Bremsrahmen durch sein Eigengewicht nach unten bewegt. Die Summe der Beträge von  $F_z$  entspricht der Gewichtskraft des Bremsrahmens mit der Masse  $m = 395kg$ .

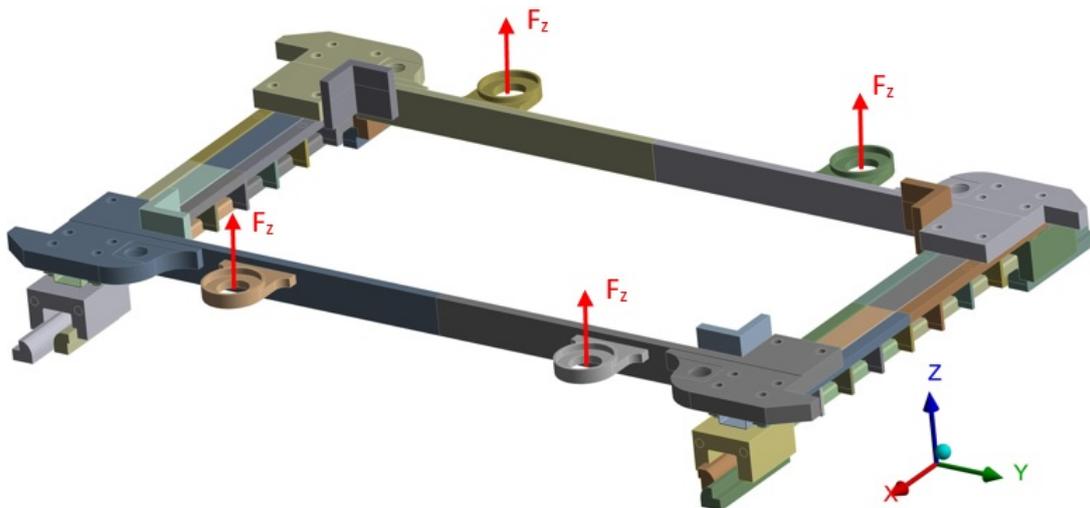


Abbildung 6.6: Kräfte am Rahmenprüfstand-Modell in der y-z-Ebene

In Tabelle 6.1 sind die auf das Modell aufgebrachten Lastfälle zusammengefasst. Die negativen Vorzeichen vor den Querkräften bei Lastfall 7, 9 und 11 beschreiben den Richtungswechsel der Kräfte. Ein positives Vorzeichen steht für Querkräfte nach außen und ein negatives Vorzeichen für Querkräfte nach innen. Zusätzlich wird eine Erdbeschleunigung von  $a = 1g$  in negativer  $z$ -Richtung aufgebracht.

Lastkombination	Zu überlagernde Lastfälle	Bemerkung
5	$F_z, c_{el}, F_{Bx,r}, F_{Bx,l}, F_{diag,1,kl}, F_{diag,2,kl}$	Längskraft
6	$F_z, c_{el}, F_{Bx,r}, F_{Bx,l}, F_{diag,1,gr}, F_{diag,2,gr}$	Längskraft mit Gleisverwindung, Drehgestellspießung
7	$F_z, c_{el}, F_{Bx,r}/2, F_{Bx,l}/2, F_{diag,1,kl}, F_{diag,2,kl}, -F_{Q,h}, -F_{Q,v}$	Bremsen im Weichenbereich (innen)
8	$F_z, c_{el}, F_{Bx,r}/2, F_{Bx,l}/2, F_{diag,1,kl}, F_{diag,2,kl}, F_{Q,h}, F_{Q,v}$	Bremsen im Weichenbereich (außen)
9	$F_z, c_{el}, F_{diag,1,kl}, F_{diag,2,kl}, -F_{aQ,h}, -F_{aQ,v}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen)
10	$F_z, c_{el}, F_{diag,1,kl}, F_{diag,2,kl}, F_{aQ,h}, F_{aQ,v}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen)
11	$F_z, c_{el}, F_{diag,1,gr}, F_{diag,2,gr}, -F_{aQ,h}, -F_{aQ,v}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen) + Drehgestellspießgang
12	$F_z, c_{el}, F_{diag,1,gr}, F_{diag,2,gr}, F_{aQ,h}, F_{aQ,v}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen) + Drehgestellspießgang

Tabelle 6.1: Lastkombinationen für die FE-Rechnung des Rahmenprüfstandes

Die Berechnung des Modells erfolgt anschließend ebenfalls mit der Finite Elemente-Software ANSYS Workbench 16.0. Das Problem wird linear betrachtet und es erfolgt wiederum eine Aufteilung zwischen geschweißten- und nichtgeschweißten Bauteilen. Die auftretenden Spannungen werden mit der FKM-Richtlinie ausgewertet und die daraus resultierenden Auslastungsgrade im Anschluss mit den Auslastungsgraden der B012-Rechnung (siehe Abschnitt 4) verglichen.

### 6.1.5 Vergleich mit der B012-Rechnung

Das Modell des Rahmenprüfstandes wird sowohl auf statische Festigkeit als auch auf Ermüdungsfestigkeit untersucht. Es erfolgt wiederum eine Aufteilung in Trennblech, Endstück und Struktur. Anschließend werden die sich ergebenden Auslastungsgrade mit denjenigen von der B012-Rechnung verglichen. Das Ziel ist es, eine Beurteilung darüber treffen zu können, wie realitätsnah der Bremsmagnet im Rahmenprüfstand getestet wird.

### 6.1.5.1 Trennblech

Die kritischen Spannungen bei der Prüfung treten an denselben Stellen auf wie bei der B012-Rechnung, und zwar in der Schweißnaht zwischen dem Trennblech und der Befestigungsleiste. Es werden alle Lastfälle (5 bis 12) statisch und auf Ermüdung untersucht und anschließend werden die Ergebnisse durch Diagramme dargestellt, welche in Abbildung 6.7 und 6.8 zu sehen sind.

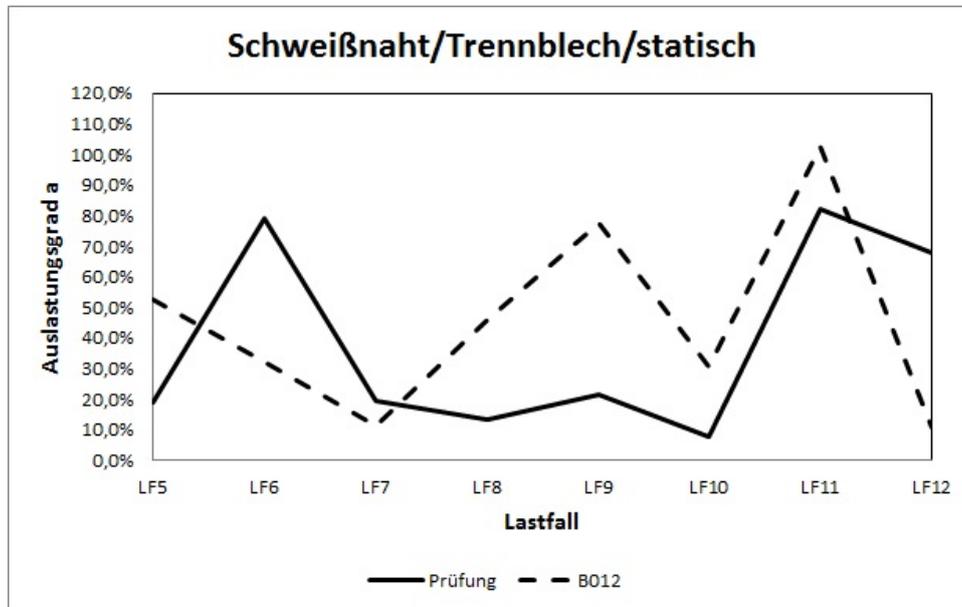


Abbildung 6.7: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Trennblechs statisch

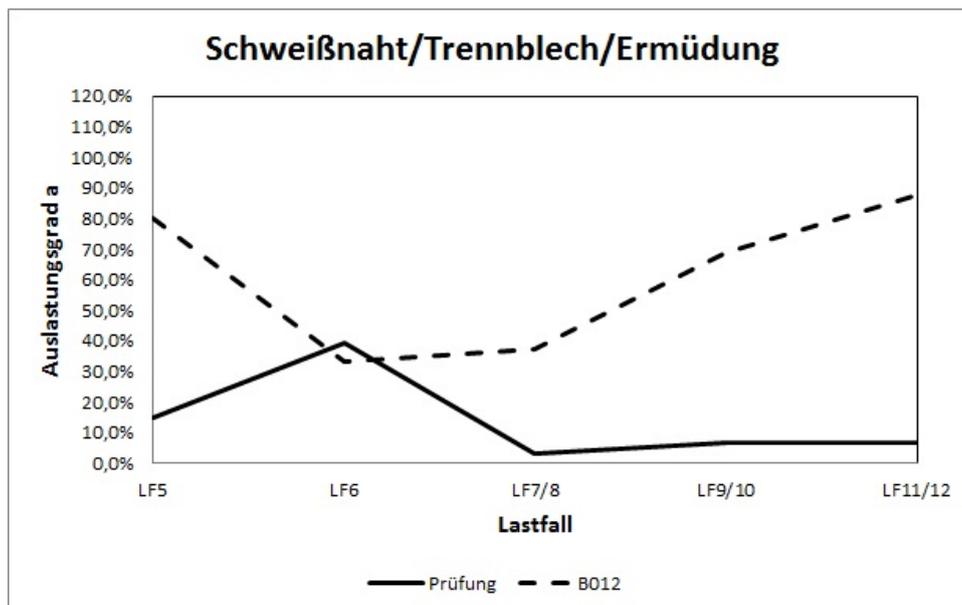


Abbildung 6.8: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Trennblechs Ermüdung

Man kann in Abbildung 6.7 sehen, dass die statische Belastung der Schweißnähte in den Trennblechen vor allem während den Lastfällen 8 bis 11 wesentlich geringer ist, als in der B012-Rechnung. Betrachtet man die Ermüdungsfestigkeit, erkennt man einen noch deutlicheren Unterschied zwischen den zwei Ergebnissen. Insgesamt kann man daraus schließen, dass am Prüfstand keine korrekte Belastung der Schweißnähte in den Trennblechen erfolgt. Eine genaue Beurteilung dieser Bauteile in Hinsicht auf statische Festigkeit und Ermüdungsfestigkeit ist am Rahmenprüfstand nicht möglich.

### 6.1.5.2 Endstück

Das Endstück wird bei der Prüfung sehr ähnlich belastet wie bei der B012-Rechnung, weswegen während der Belastung identische kritische Stellen dabei auftreten. Vor allem die Schweißnaht zwischen Endstück und U-Profil wird hier stark belastet. In den Abbildungen 6.9 und 6.10 sieht man die Auswertung und den Vergleich der Ergebnisse.

Wie man den Diagrammen entnehmen kann, sind sowohl die statischen als auch die Auslastungsverläufe der Ermüdung der beiden Rechnungen ähnlich. Es besteht jedoch eine große Differenz der Auslastungsgrade bei Lastfall 6. Eine Beurteilung der Schweißnähte am Endstück wäre am Rahmenprüfstand allerdings möglich.

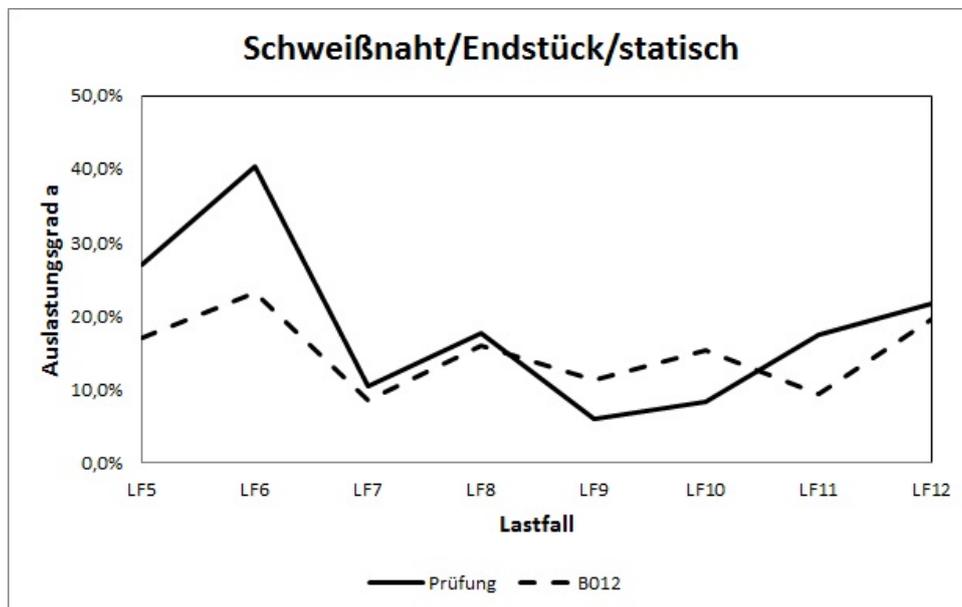


Abbildung 6.9: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Endstücks statisch

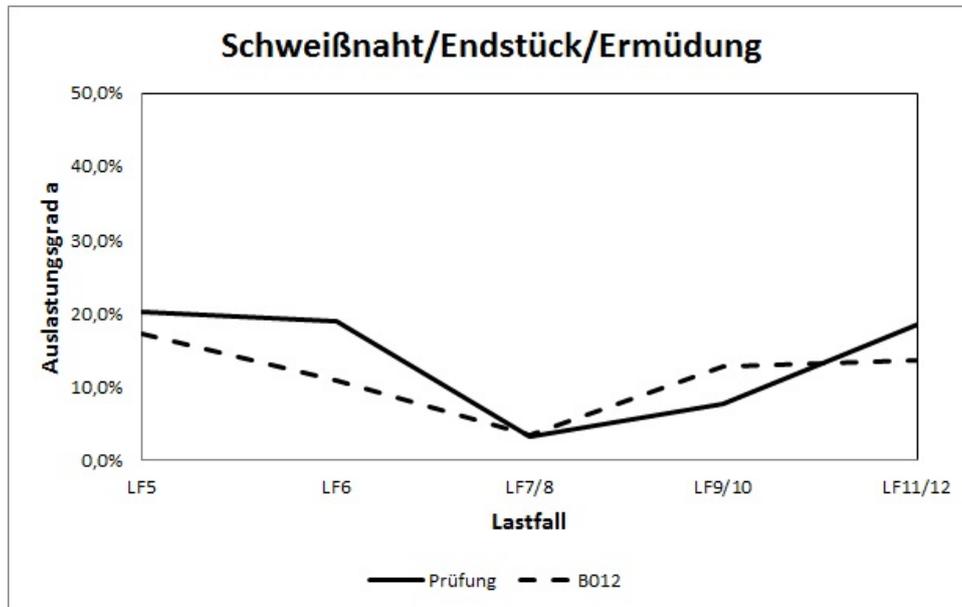


Abbildung 6.10: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Endstücks Ermüdung

### 6.1.5.3 Struktur

Abschließend werden die Auslastungsgrade an der Struktur verglichen. Hierbei bezieht man sich wiederum auf alle Stellen, welche sich in ausreichender Entfernung von den Schweißnähten befinden. Ein besonderes Augenmerk wird dabei auf die U-Profile und die Abdeckbänder gelegt, welche auch während der Prüfung am stärksten belastet werden. In den Abbildungen 6.11 und 6.12 werden die am höchsten belasteten Stellen der jeweiligen Rechnung miteinander verglichen.

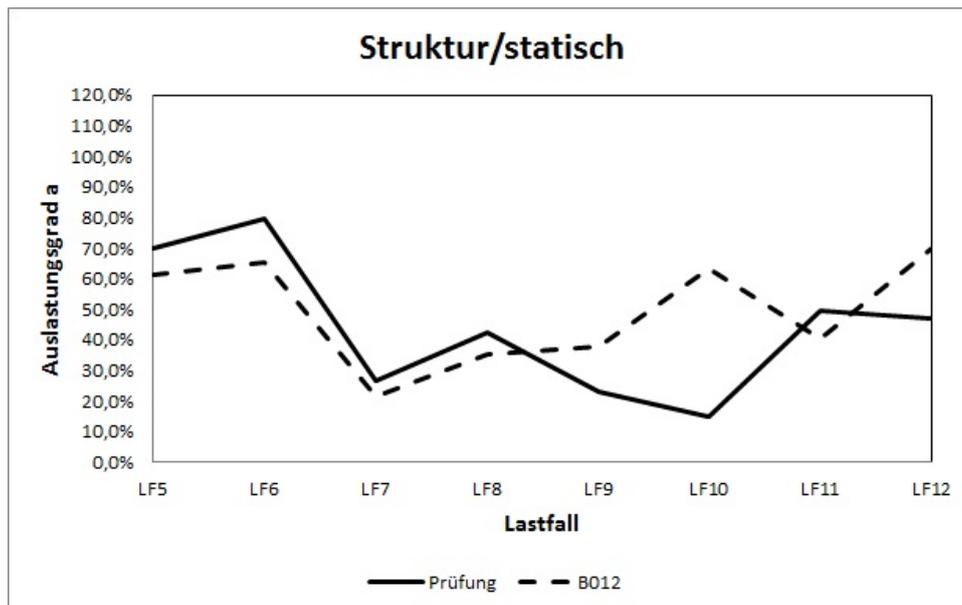


Abbildung 6.11: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an der Struktur statisch

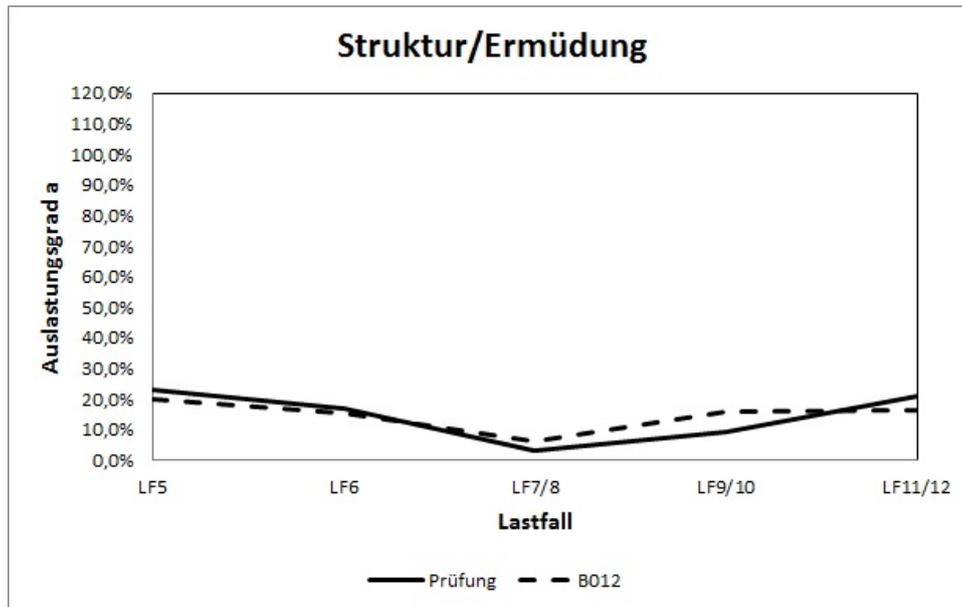


Abbildung 6.12: Vergleich B012-Rahmenprüfstand an der Struktur Ermüdung

Der Vergleich zeigt, dass die Struktur während der Prüfung ähnlich belastet wird wie bei der B012-Rechnung. Anzumerken ist jedoch, dass die am höchsten belasteten Stellen bei der Prüfung nicht mit jenen der B012-Rechnung übereinstimmen. Vergleicht man dieselben Orte, stellt sich heraus dass die Struktur während der Rahmenprüfung wesentlich stärker belastet wird. Das lässt sich dadurch erklären, dass alle Belastungen während der Prüfung direkt in die Struktur eingeleitet werden und die Trennbleche, welche in Realität die Bremskräfte aufnehmen, hier völlig vernachlässigt werden. Schäden welche während der Prüfung an der Struktur entstehen, können nicht darüber Auskunft geben ob es während des Betriebes ebenfalls zum Versagen kommen wird. Die Prüfung erweist sich als zu überzogen, was die Strukturbauteile betrifft. Die Abweichung der Ergebnisse am Trennblech (Abb. 6.7) zeigen ebenfalls, dass die Bremsbelastungen an den Trennblechen eine wesentliche Rolle spielen, vor allem was die Spannungsverteilungen an den Schweißnähten betrifft. Um eine bessere Beurteilung der Verbindungen zwischen Trennblech und Befestigungsleiste gewährleisten zu können, müssen die Längskräfte welche aus der Bremsung resultieren, nicht nur in die Endstücke eingeleitet, sondern wie im Fahrbetrieb, auch in die Trennbleche eingeleitet werden, um bessere und realitätsgetreue Ergebnisse zu erzielen.

# 7 Entwicklung eines Bremsmagnetprüfstandes

Der in Abschnitt 6.1.5 gezeigte Vergleich der B012-Rechnung mit der Berechnung des Rahmenprüfstandes zeigt, dass eine eine vollkommene Bewertung der Bremsmagnete einer Magnetschienenbremse am Rahmenprüfstand nicht möglich ist. Aufgrund der Tatsache, dass die Magnete immer leistungsfähiger werden aber auch gleichzeitig eine Beschränkung des Bauraums besteht, wird die Auslegung solcher Bauteile immer komplizierter. Um auf jeden Fall die Betriebssicherheit der Bremsmagnete gewährleisten zu können, ist ein Prüfstand notwendig, welcher die im Betrieb auftretenden Belastungen realitätsnah abbildet. Im zweiten Abschnitt dieser Arbeit wird ein Komponentenprüfstand eigens für die Bremsmagnete, wenn möglich ohne weitere Teile der Magnetschienenbremse, entwickelt. Um eine hohe Prüffrequenz und eine einfache Regelung der Hydraulikzylinder zu ermöglichen, ist das Ziel eine möglichst geringe Anzahl von Hydraulikzylinder, idealerweise maximal zwei Zylinder, einzusetzen. Weiters sollen die Belastungen und Ergebnisse so gut wie möglich mit denjenigen der B012-Regelung übereinstimmen. Ein weiteres Ziel ist es, den Prüfstand so einfach wie möglich zu gestalten, um ein unkompliziertes Montieren und Demontieren der Komponenten zu gewährleisten. In Tabelle 7.1 sind noch einmal alle Anforderungen zusammengefasst.

	<b>Anforderungen</b>
1	Prüfstand enthält nur Bremsmagnete
2	Maximal zwei Hydraulikzylinder
3	Belastungen vergleichbar mit B012
4	Unkomplizierter Aufbau

Tabelle 7.1: Anforderungen an den Bremsmagnetprüfstand

## 7.1 Einflüsse der Einzelbelastungen

Zunächst wird untersucht, welchen Einfluss die Einzelbelastungen, die in der B012-Richtlinie [1] definiert sind, auf die Spannungsverteilung im Bremsmagneten haben. Dabei wird für jede Belastung jeweils ein Simulationsmodell erstellt, anschließend erfolgt die Ausgabe der Schnittkräfte und Schnittmomente an vordefinierten Stellen des rechten Bremsmagneten, um zu untersuchen zu welchen Beanspruchungen die Einzellasten führen. Die auszuwertenden Stellen sind mit den entsprechenden lokalen Koordinatensystem in Abbildung 7.5 zu sehen.

Zu beachten ist, dass die Randbedingungen nicht jenen aus Abschnitt 3.3 entsprechen, sondern für jede Einzellast ein individuelles Randbedingungssystem definiert werden muss. Betrachtet man die Überschusskräfte der vier Betätigungszylinder, so kommt zu den bereits vorgestellten Randbedingungen noch eine am Endstück A zusätzlich dazu, welche die Translation in z-Richtung sperrt. Diese simuliert die Schiene, auf welche das Bremsensviereck gepresst wird. Für die Einflussbestimmung der Verschiebung  $\Delta x$  werden dieselben Randbedingungen verwendet. Das Randbedingungssystem ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

Bei der Untersuchung des Einflusses der Verschiebung  $\Delta z$  darf die Ecke A nicht mehr gesperrt werden. An dieser Stelle wird eine Verschiebungsrandbedingung aufgebracht, welche der Verschiebung  $\Delta z$  entspricht. Dieser Zustand ist in Abbildung 7.2 zu sehen.

Die Längskraft  $F_{B,x}$  betrachtend, wirken an allen vier Endstücken einheitliche Randbedingungen, welche eine Translation in y- und z-Richtung sperren. Weiters werden die Verschiebungen an den vorderen Mitnehmeranschlügen in x-Richtung gehemmt, wie in Abbildung 7.3 gezeigt. Letztere ersetzen die Reaktionskräfte an den Mitnehmeranschlügen, da diese aufgrund der in diesem Modell fehlenden Verschiebung  $\Delta x$  überflüssig wären.

Der Querkraftereinfluss wird untersucht, indem die Mitnehmeranschlüge in y-Richtung gesperrt werden. Diese ersetzen wie auch bei der Einflussbestimmung der Längskraft, die Reaktionskräfte an den Mitnehmeranschlügen. Abhängig vom Richtungsvektor der Querkraft (nach innen oder nach außen) wird der rechte oder der linke Anschlag in y-Richtung gesperrt. Weiters wird eine Bewegung des Endstückes B gehemmt, da es sonst zu einer übertriebenen Verformung, oder gar zu einer Starrkörperrotation des Bremsrahmens kommen würde. Die Lagerung ist in Abbildung 7.4 dargestellt.

Auf jedes Modell wirkt zusätzlich eine Beschleunigung  $a = 1g$  in negativer z-Richtung.

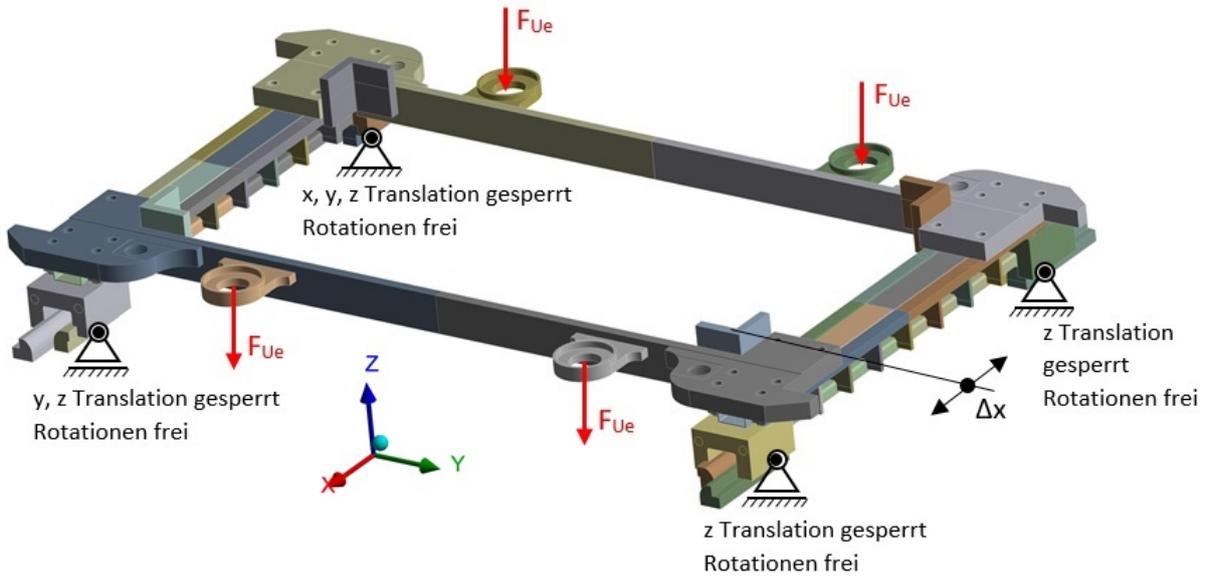


Abbildung 7.1: Einfluss der Überschusskraft und der Verschiebung  $\Delta x$

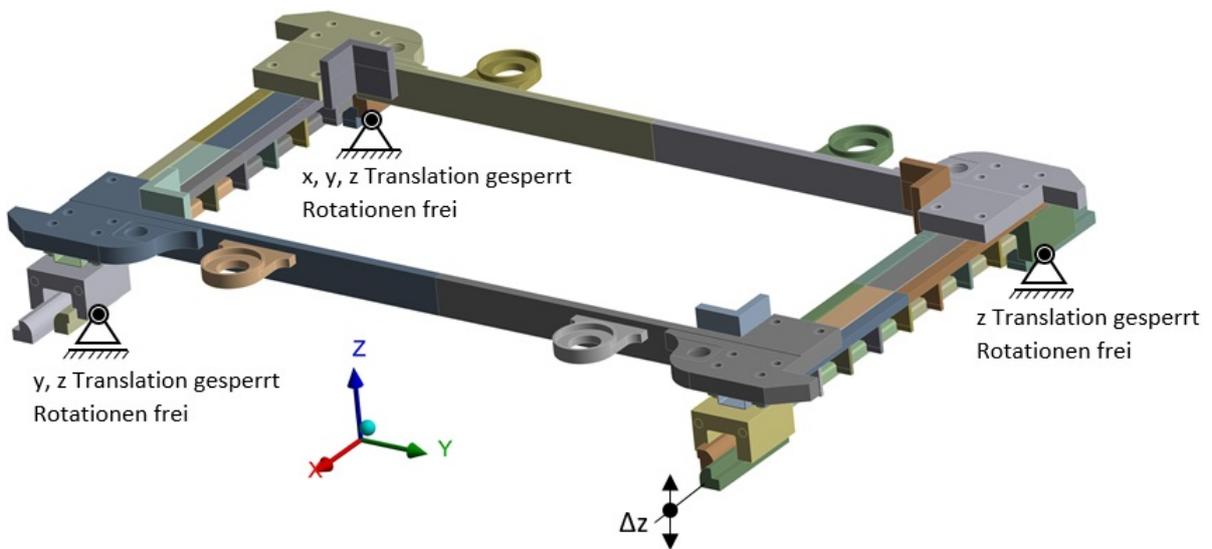


Abbildung 7.2: Einfluss der Verschiebung  $\Delta z$

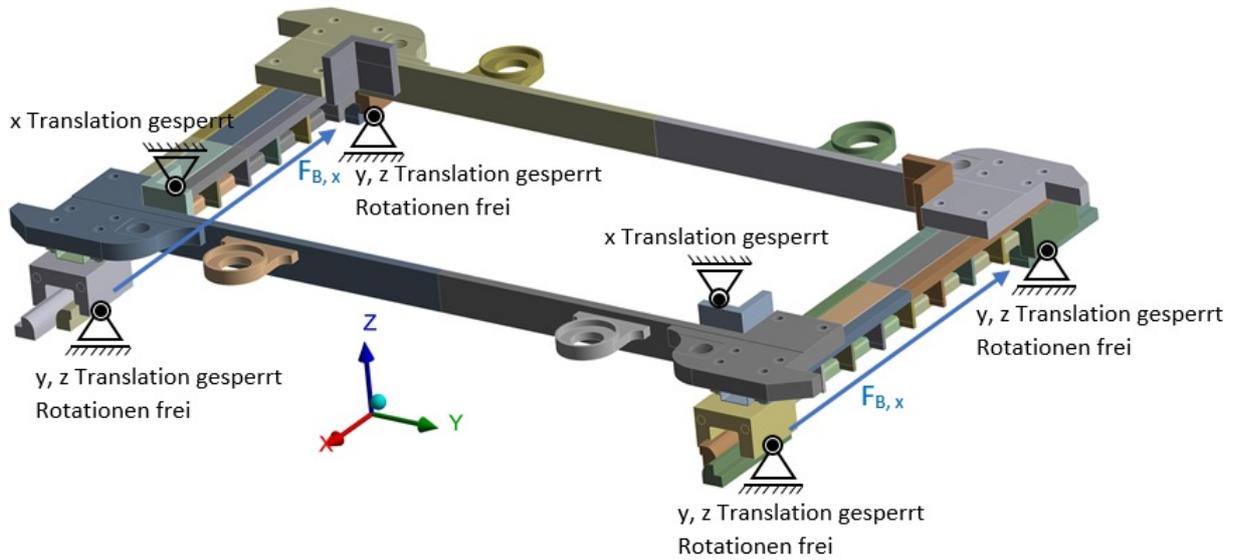


Abbildung 7.3: Einfluss der Längskraft  $F_{B,x}$

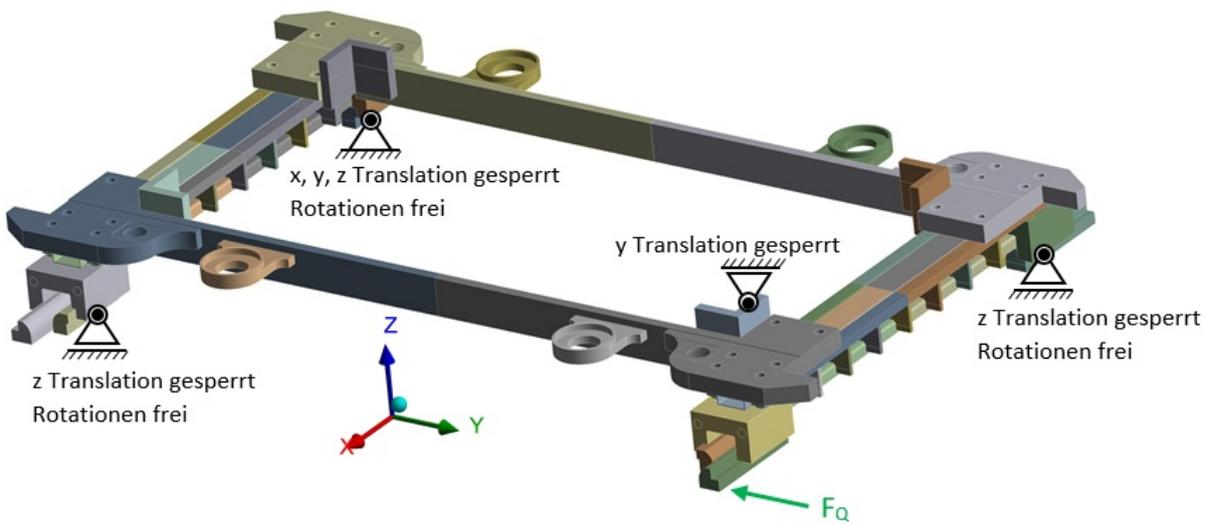


Abbildung 7.4: Einfluss der Querkraft  $F_Q$

Die Schnittkräfte und Schnittmomente werden an den entsprechenden Stellen ausgewertet und sind in Tabelle 7.2 aufgelistet. Die Kräfte sind in  $N$  und die Momente in  $Nm$  angegeben. Die Kräfte  $F_{zd}$  bezeichnen dabei die Zug- und Druckkräfte im U-Profil und im Abdeckblech, dasselbe gilt für die Momente.

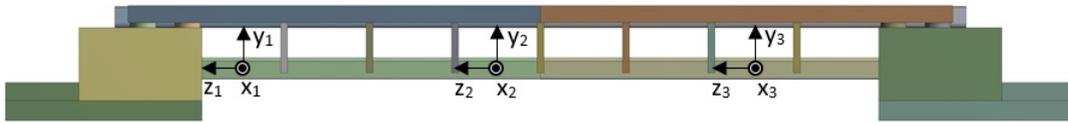


Abbildung 7.5: Lokale Koordinatensysteme für die Auswertung der Schnittgrößen

	$F_{Ue}$	$\Delta z+$	$\Delta z-$	$\Delta x+$	$\Delta x-$	$F_{B,x}$	$F_{Q,a}$	$F_{Q,i}$
$F_{zd,x1}$	-6520	-558	-1675	1607	-3838	19529	4314	-10039
$F_{zd,y1}$	-237	81	-82	179	-182	-2032	-2271	3682
$F_{zd,z1}$	-144	102	-228	208	-334	1799	544	-1192
$M_{x1}$	-505	-13033	13038	-9363	9376	49294	-12751	38259
$M_{y1}$	-22235	-14370	12305	-11559	9501	-83994	-29586	71214
$M_{z1}$	-18237	63018	-63186	72546	-72810	-320290	-197860	225420
$F_{zd,x2}$	-6818	-1182	-1548	1247	-3976	20130	2329	-6878
$F_{zd,y2}$	7	-938	939	-346	346	940	-2010	5191
$F_{zd,z2}$	-6	-113	100	-124	111	-1848	-411	813
$M_{x2}$	-153	-90404	90450	26816	-26828	2686	-273570	648060
$M_{y2}$	-29925	-27972	15586	-21867	9480	-317140	-76108	143800
$M_{z2}$	-3308	197010	-197160	70934	-71018	-344340	299400	-860030
$F_{zd,x3}$	-6633	-1941	-513	54	-2507	9251	-1324	734
$F_{zd,y3}$	37	-774	775	127	-126	893	-1586	4124
$F_{zd,z3}$	67	47	32	-93	171	-1314	-55	165
$M_{x3}$	1573	-53859	53897	8560	-8554	4383	-160180	380580
$M_{y3}$	-29244	-2899	-7514	4024	-14432	93806	11914	-33642
$M_{z3}$	-3769	-51000	50974	-102520	102500	5649	-139050	339410

Tabelle 7.2: Schnittgrößen ausgewertet an verschiedenen Stellen

Die Auswertung der Schnittgrößen zeigt, dass die Überschusskräfte der Betätigungszyylinder und die Verschiebungen in x- und z-Richtung, im Vergleich zu den restlichen Belastungen wenig zur Gesamtbelastung beitragen. Aufgrund der Forderung nach nur zwei Hydraulikzylindern am Prüfstand, werden diese Kräfte und Verschiebungen nicht berücksichtigt.

## 7.2 Prüfstandskonzepte

Wie im letzten Kapitel gezeigt, können die Überschusskräfte der Betätigungszyylinder  $F_{Ue}$  und die Verschiebungen in x- und y-Richtung aufgrund der geringen auftretenden Werte, vernachlässigt werden. Deshalb ist eine Realisierung des Prüfstandes mit nur zwei Hydraulikzylindern, wie in den Anforderungen definiert, möglich. Für den Prüfstand werden nun verschiedene Konzepte untersucht und für jedes wird anschließend die Anforderungsliste überprüft. Bei der Auslegung der Konzepte ist es wichtig, dass die auf den Bremsmagneten aufgebrauchten Kraftbeträge, mit den in der B012-Richtlinie [1] definierten Belastungen übereinstimmen. Wie in Abschnitt 6.1.5 gezeigt, erfolgt die Längskraftbelastung des Bremsmagneten am Rahmenprüfstand MGP2 nicht realitätsgetreu. Es hat sich herausgestellt, dass die Verteilung der Längskraft auf die Trennbleche, was dem Zustand im Fahrbetrieb entspricht, von großer Bedeutung für die Spannungsverteilungen in den Schweißnähten zwischen Trennblech und Befestigungsleiste ist. Deshalb wird am neuen Prüfstand die Längskraft auf alle dafür vorgesehenen Bauteile verteilt.

### 7.2.1 Konzept I

Das erste Konzept des Bremsmagnetprüfstandes ist in Abbildung 7.6 zu sehen. Untersuchungen haben gezeigt, dass die Verformungen des Bremsmagneten stark vom Spurhalter abhängig sind, insbesondere von seiner Steifigkeit. Der Spurhalter unterstützt den Bremsmagneten weiters bei der Kraftaufnahme der nach [1] wirkenden Kräfte. Würde man die Längs- und Querkräfte mit den definierten Beträgen allein auf den Bremsmagneten, ohne Unterstützung durch den Spurhalter, aufbringen, käme es zu sehr hohen und stark überzogenen Spannungen im Bremsmagneten, woraus sehr schnell ein Schaden resultieren würde. Deshalb liegt es nahe, für den Prüfstand einen Spurhalter-Dummy, welcher dieselbe Steifigkeit besitzt wie der Originale, einzusetzen. Aufgrund des begrenzten Bauraumes, besitzt der Spurhalter-Dummy im ersten Konzept nur ein Viertel der ursprünglichen Länge.

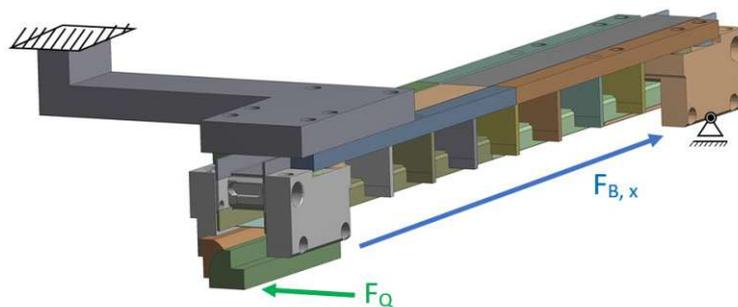


Abbildung 7.6: Konzept I

Um die Steifigkeit und auch die Festigkeit des Spurhalter-Dummys anzupassen, musste der Werkstoff von Stahl auf Aluminium geändert und der Querschnitt erhöht werden. Das linke Ende des Spurhalter-Dummys wird dabei fest eingespannt. Das Endstück D des Bremsmagneten wird in x-Richtung verschieblich gelagert.

Abschließend erfolgt eine Bewertung des Konzeptes, indem die Anforderungsliste aus Tabelle 7.1 herangezogen wird. In Tabelle 7.3 ist die Bewertung von Konzept I zu sehen.

	Anforderungen	erfüllt
1	Prüfstand enthält nur Bremsmagnete	✓
2	Maximal zwei Hydraulikzylinder	✓
3	Belastungen vergleichbar mit B012	X
4	Unkomplizierter Aufbau	✓

Tabelle 7.3: Bewertung Konzept I

## 7.2.2 Konzept II

Konzept II enthält ebenfalls einen Spurhalter-Dummy, der jedoch lediglich aus einem Steg besteht, welcher sich in positiver z-Richtung erstreckt (Abb. 7.7). Um sowohl die Festigkeit, als auch die Steifigkeit an den originalen Spurhalter anzupassen, wird für den Dummy eine hochfeste Aluminiumlegierung und ein entsprechender Querschnitt gewählt. Am Spurhalter-Dummy wird eine Randbedingung aufgebracht, welche die Translation in alle drei Achsrichtungen sperrt. Der Abstand der Randbedingung zum Spurhalterkopf entspricht in etwa der Höhe des Mitnehmeranschlages, um den Torsionseffekt welcher durch die Querkraft und die am Mitnehmeranschlag wirkende Reaktionskraft hervorgerufen wird, richtig abbilden zu können. Die Lagerung am Endstück D des Bremsmagneten erlaubt ausschließlich eine Translation in x-Richtung.

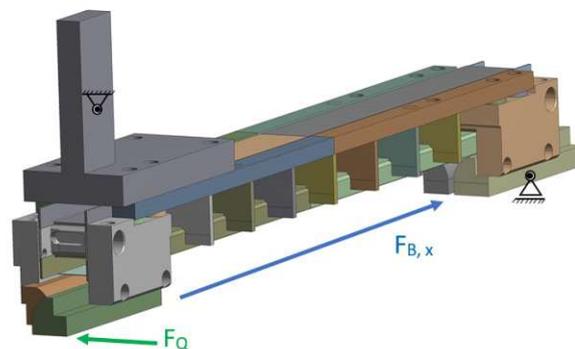


Abbildung 7.7: Konzept II

In Tabelle 7.4 ist die Bewertung von Konzept II zu sehen.

	Anforderungen	erfüllt
1	Prüfstand enthält nur Bremsmagnete	✓
2	Maximal zwei Hydraulikzylinder	✓
3	Belastungen vergleichbar mit B012	X
4	Unkomplizierter Aufbau	✓

Tabelle 7.4: Bewertung Konzept II

### 7.2.3 Konzept III

Die Querkraft, welche am Endstück angreift, führt zu einer Biegung und Torsion des Bremsmagneten. Untersuchungen zeigen, dass die aus der Querkraft resultierende Biegung, im Vergleich zur Torsion wesentlich geringere Spannungen hervorruft. In Konzept III wird die Querkraft nicht mehr direkt auf den Bremsmagneten aufgebracht, sondern über ein Moment am Endstück D eingeleitet. Das Drehmoment entspricht dem aus der Querkraft in der B012-Rechnung resultierendem Moment. Um ein Durchbiegen des Bremsmagneten zu verhindern, wird am Endstück D weiters eine Randbedingung eingepreßt, welche ausschließlich eine Rotation um die x-Achse und eine Translation in x-Richtung erlaubt. Der Spurhalter-Dummy besteht wie auch in Konzept II lediglich aus einem Steg, auf welchen in Höhe des Mitnehmeranschlages eine Randbedingung aufgebracht wird, welche eine Translation in alle Richtungen hemmt. In Abbildung 7.8 ist das Konzept III abgebildet.

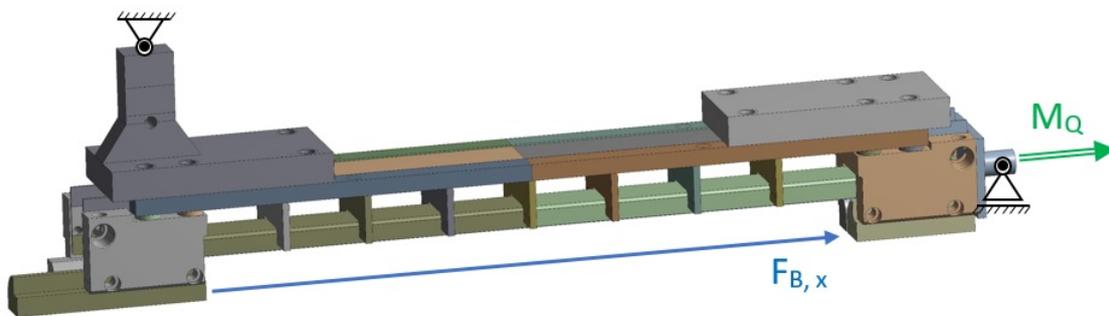


Abbildung 7.8: Konzept III

Tabelle 7.5 zeigt die Bewertung von Konzept III. Aufgrund der komplizierten und sehr massiven Lagerung an beiden Endstücken, ist kein unkomplizierter Aufbau mehr gewährleistet. Die Spannungen, vor allem in den Schweißnähten zwischen den Trennblechen und den Befestigungsleisten, sind sehr gut mit der B012-Rechnung vergleichbar, durch die reine Torsion treten allerdings erhöhte Belastungen in den Abdeckblechen auf, weshalb die geforderte Betriebsfestigkeit nicht gegeben ist.

	Anforderungen	erfüllt
1	Prüfstand enthält nur Bremsmagnete	✓
2	Maximal zwei Hydraulikzylinder	✓
3	Belastungen vergleichbar mit B012	X
4	Unkomplizierter Aufbau	X

Tabelle 7.5: Bewertung Konzept III

## 7.2.4 Konzept IV

Der Bauraum des im Versuchslabor stehenden Prüftisches erlaubt die Montage nur eines Prüfstandes. Die Firma Knorr-Bremse besitzt jedoch mehrere Prüfvorrichtungen, unter anderem einen neu entwickelten Komponentenprüfstand für Spurhalter, welcher es ermöglicht den Spurhalter ohne jegliche Bremsmagnet-Dummys zu testen. Die Prüfungsdauer des Spurhalterprüfstandes, ist wesentlich geringer als jene am Rahmenprüfstand MGP2. Um einen Aufbau des in dieser Arbeit entwickelten Bremsmagnetprüfstandes zu ermöglichen, müsste der Spurhalterprüfstand demontiert und abgebaut werden. Sollten wiederum danach Spurhalterprüfungen erfolgen, käme es zum selben Prozedere in Hinsicht auf Demontage und Abbau mit dem Bremsmagnetprüfstand. Dieser Vorgang würde sehr viel Zeit und Aufwand in Anspruch nehmen, weshalb die Idee entstand, beide Prüfstände miteinander zu kombinieren. In diesem Konzept wird der Bremsmagnet direkt an einen Spurhalter, oder einen Spurhalter-Dummy, welcher dieselbe Steifigkeit besitzt wie der Originale, geschraubt und getestet. Dadurch wird eine realitätsnahe Belastung des Bremsmagneten ermöglicht. Der sich in Ecke B befindliche Spurhalterkopf wird dabei in y-Richtung verschieblich gelagert. Mitnehmer-Dummys, welche bereits am Spurhalterprüfstand integriert sind, stellen die Reaktionskräfte an den Mitnehmeranschlängen bereit. An Endstück D des Bremsmagneten wirkt eine Randbedingung, welche ausschließlich eine Translation in x-Richtung erlaubt. In Abbildung 7.9 ist das Konzept IV zu sehen.

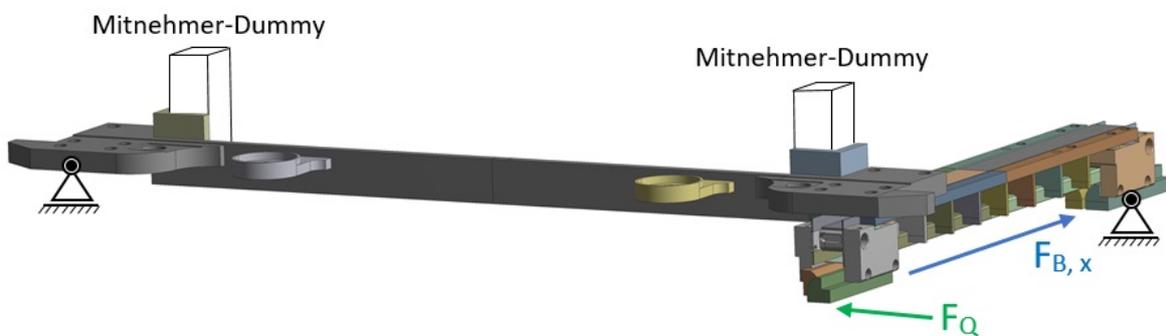


Abbildung 7.9: Konzept IV

	Anforderungen	erfüllt
1	Prüfstand enthält nur Bremsmagnete	X
2	Maximal zwei Hydraulikzylinder	✓
3	Belastungen vergleichbar mit B012	✓
4	Unkomplizierter Aufbau	✓

Tabelle 7.6: Bewertung Konzept IV

Wie man den Bewertungstabellen entnehmen kann, ist Konzept IV das einzige, welches aufgrund der sehr realitätsnahen Belastung des Bremsmagneten, in Hinsicht auf die Spannungsverteilungen und Verformungen mit der B012-Rechnung vergleichbar ist. Der einzige Nachteil ist, dass der Prüfstand nicht nur Bremsmagnete enthält, und somit die erste Anforderung nicht erfüllt wird. Jedoch werden hier zwei Prüfstände miteinander kombiniert und die Montage des Bremsmagneten erfolgt vollkommen unkompliziert mit nur wenigen zusätzlich erforderlichen Bauteilen. Da der Spurhalterprüfstand ebenfalls mit nur zwei Hydraulikzylindern arbeitet, ist auch die zweite Anforderung erfüllt. Konzept IV wird deshalb weiter ausgearbeitet.

### 7.3 Ausarbeitung von Konzept IV

Das gewählte Konzept IV lässt sich mithilfe von nur wenigen zusätzlichen Bauteilen realisieren. Wie in Abbildung 7.10 zu sehen ist, besteht der Spurhalterprüfstand aus einer Linearführung, welche am linken Spurhalterkopf eine Verschiebung in  $y$ -Richtung erlaubt, aus zwei Mitnehmer-Dummys und einem Adapter am rechten Spurhalterkopf, der als Angriffsfläche für die Hydraulikzylinder dient. Dieser Adapter wird während der Bremsmagnetprüfung abmontiert, um den zu prüfenden Magneten mit dem Spurhalter verbinden zu können. In Abbildung 7.11 sieht man den umgebauten Prüfstand, der nun als Bremsmagnetprüfstand agiert. Aufgrund des begrenzten Bauraumes unter dem Bremsmagneten, wird die Längskraft nicht direkt in die Endstücke und Trennbleche eingeleitet, sondern wirkt am Mitnehmeranschlag, wo im Bahnbetrieb eine Reaktionskraft zum Tragen kommt. An den Endstücken und den Trennblechen werden dagegen Lagerungen vorgesehen, welche die am Mitnehmeranschlag eingeprägte Längskraft abfangen. Durch diese Konstellation lässt sich die Anbringung des Hydraulikzylinders wesentlich leichter realisieren, bei gleichzeitig identer Belastung des Bremsmagneten. Da in Hinsicht auf die Fertigung eine geringe Abweichung der Abstände zwischen den Trennblechen erlaubt ist, müssen elastische Lagerungen vorgesehen werden, um diese Abweichung ausgleichen zu können und um zu gewährleisten, dass jedes Trennblech während der Belastung zum Tragen kommt. Aufgrund der Abstützung des Mitnehmeranschlages am Mitnehmer-Dummy, muss ein zweiter Mitnehmeranschlag angebracht werden, um eine Angriffsfläche für den Längskraftzylinder bereitzustellen. Dabei wird der zweite Mitnehmeranschlag parallel in  $x$ -Richtung verschoben, um den Normalabstand zu den Auflagern am Trennblech beizubehalten, welcher für die Momententstehung im Bremsmagneten entscheidend ist.

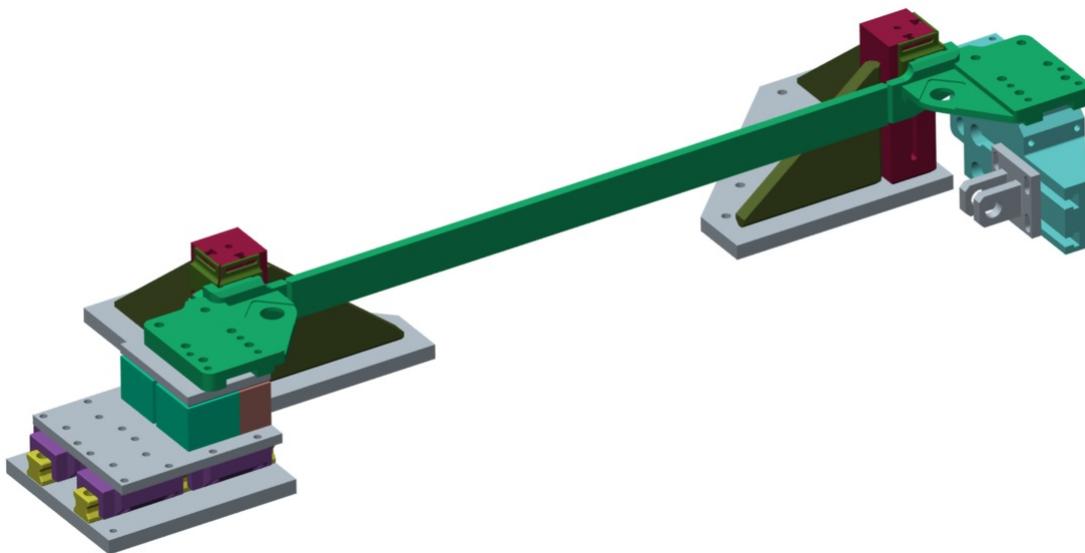


Abbildung 7.10: Spurhalterprüfstand

In Tabelle 7.7 ist die Stückliste des Bremsmagnetprüfstandes zu sehen. Zusätzlich erfolgt eine Erläuterung der wichtigsten Bauteile des Prüfstandes.

Position	Bezeichnung	Stück	Werkstoff
1	Adapter	1	
8	Adapterplatte links	1	S355
9	Adapterplatte rechts	1	S355
10	Distanzhalter	2	S355
2	Spurhalter	1	S355
3	Längskraftsimulator	1	
11	HE-B-I-Profil	1	siehe Hersteller
12	Längskraftplatte	1	S235
13	Hülse	16	S235
14	Tellerfeder	240	siehe Hersteller
4	Linearführung	1	
15	Anschlussplatte	1	S355
16	Rollenschiene	1	siehe Hersteller
17	Rollenwagen	1	siehe Hersteller
18	Endstückplatte	1	S355
5	Zylinderbefestigung	1	
19	Kraftaufnehmer	1	S355
20	Bodenplatte	1	S355
6	Klaue	1	C60E
7	Lagerbock	1	S355

Tabelle 7.7: Stückliste des Bremsmagnetprüfstandes

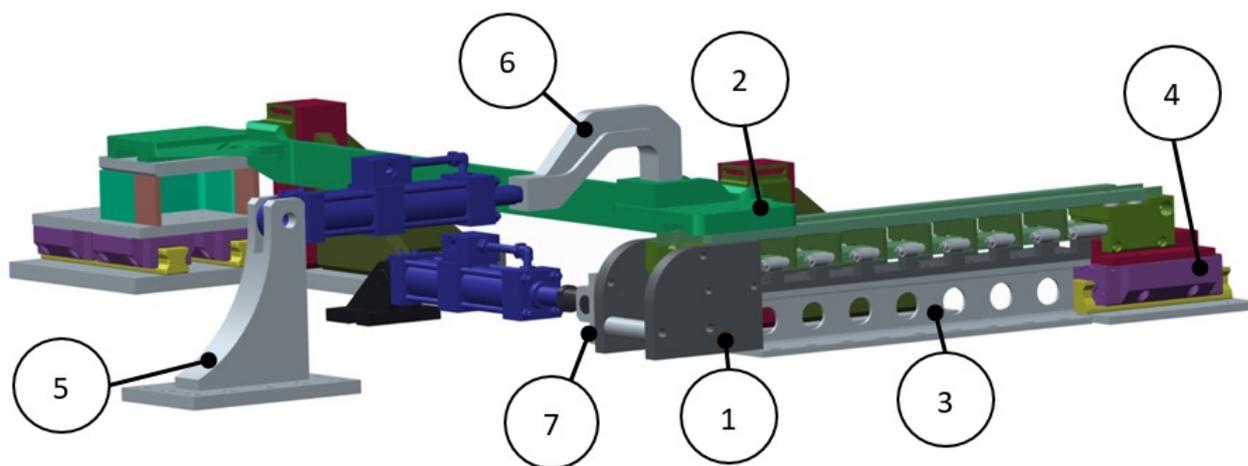


Abbildung 7.11: Bremsmagnetprüfstand

### 7.3.1 Adapter

Der Adapter, welcher in Abbildung 7.12 zu sehen ist, besteht aus zwei Platten und zwei Distanzhaltern. Die beiden Platten werden mit dem Endstück des Bremsmagneten über Schrauben verbunden und dienen als Angriffs- und Befestigungsfläche für den Hydraulikzylinder. Auf die linke Platte wird ein Lagerbock geschraubt, welcher bereits im Spurhalterprüfstand integriert ist, über welchen die Querkraft auf den Bremsmagneten übertragen wird. Die Distanzhalter weisen Durchgangsbohrungen auf und liefern die nötige Steifigkeit des Adapters. Die unteren Bohrungen in der linken Platte dienen der Verbindung des Lagerbocks mit der Platte und gleichzeitig der Koppelung der zwei Platten miteinander. Über die Langlöcher im Lagerbock, lässt sich der Kraftangriffspunkt verschieben. Bei mittlerer Verschraubung durch die Langlöcher, befindet sich der Kraftangriffspunkt der Querkraft auf Höhe der Schienenoberkante, wie in [1] definiert. Bezogen auf die x-Richtung, wirkt die Kraft in der Mitte des Endstückes, was ebenfalls in [1] vorgeschrieben ist. Der Hydraulikzylinder wird über einen Bolzen mit dem Lagerbock verbunden.

### 7.3.2 Spurhalterkopf

Um eine Angriffsfläche für den Hydraulikzylinder, welcher die Längskraft in den Bremsmagneten einleitet, bereitzustellen, muss der Spurhalterkopf modifiziert werden. Entweder muss eine zusätzliche Platte auf einen bestehenden Spurhalter geschraubt werden, oder es wird ein Spurhalter-Dummy eigens für die Bremsmagnetprüfung gefertigt, wie in Abbildung 7.13 zu sehen ist. Der Spurhalterkopf wird dabei in y-Richtung erweitert und besitzt eine Ausnehmung, in welche die Klaue des Hydraulikzylinders geschoben wird. Die Höhe der Angriffsfläche entspricht der Höhe des Mitnehmeranschlages. Das Bohrbild welches in Abbildung 7.13 zu sehen ist bleibt meistens ident, weshalb der Spurhalter-Dummy für alle Bremsmagnetprüfungen benutzt werden kann.

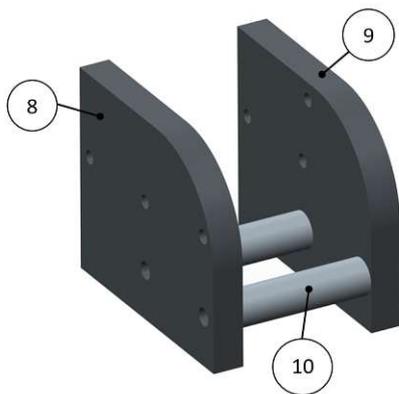


Abbildung 7.12: Adapter

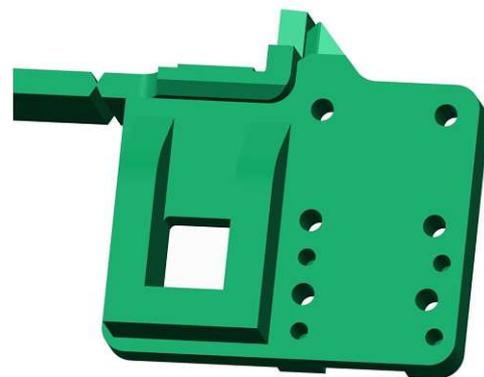


Abbildung 7.13: Spurhalterkopf

### 7.3.3 Längskraftsimulator

Der Längskraftsimulator ist in Abbildung 7.16 dargestellt und besteht aus folgenden Einzelteilen:

- HE-B-I-Profil
- Anschlussplatte
- Hülsen
- Tellerfedersäulen
- Schrauben und Muttern

Das HE-B-I-Profil des Längskraftsimulators wird auf die Arbeitsplatte geschraubt und lässt sich in x-Richtung variabel positionieren, bleibt jedoch während der Prüfung bewegungsstarr. Das I-Profil wurde mit ANSYS berechnet und wie in Abbildung 7.16 zu sehen ist, leichtbautechnisch optimiert. Auf das Profil wird eine Platte (Längskraftplatte) geschraubt, auf welche über Hülsen Tellerfedersäulen montiert sind. Die Federsäulen sind für die Übertragung der Längskraft in die Trennbleche und in das Endstück des Bremsmagneten zuständig. Aufgrund der leichteren Realisierung, wird das vordere Endstück nicht mit der Längskraft belastet, die Spannungsverteilungen im Bremsmagneten ändern sich dadurch nur minimal. Die Kombination von Einzeltellerfedern zu Federpaketen und Federsäulen hat den Vorteil, dass dadurch sowohl die Federkräfte als auch die Federwege vervielfacht werden können. Federpakete bestehen aus gleichsinnig aufeinander geschichteten Einzeltellern ( $n$ ) und liefern, wie in Abbildung 7.14 zu sehen ist, die  $n$ -fache Federkraft [13]. Mithilfe von Federsäulen, welche aus wechselsinnig aufeinander geschichteten Einzeltellern oder Federpaketen ( $i$ ) bestehen, lässt sich der Federweg variieren, wie in Abbildung 7.15 zu sehen ist.

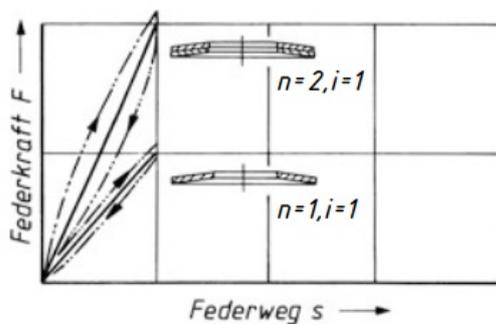


Abbildung 7.14: Federpakete [13]

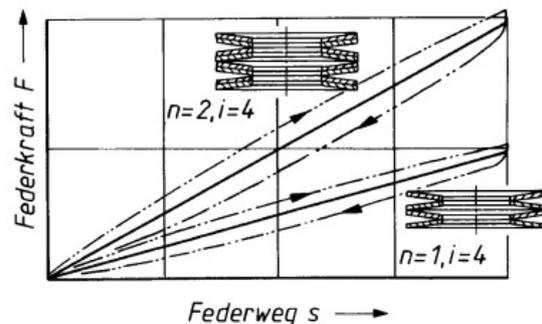


Abbildung 7.15: Federsäulen [13]

Jede Federsäule am Längskraftsimulator muss eine Maximalkraft von 3,4kN (bei  $F_{B,x,max} = 54kN$ ) aufnehmen können, weshalb für die Federpaketanzahl  $n=3$  und für die Federsäulenanzahl  $i=5$  gewählt wurde. Um zu gewährleisten dass tatsächlich alle Trennbleche dieselben Kräfte aufnehmen, wurde für die Tellerfedersäulen eine degressive Kennlinie gewählt. So eine Kennlinie wird durch eine geeignete Wahl des Verhältnisses zwischen Tellerfederhöhe und -wandstärke erreicht. Die Säulen werden mithilfe von Schrauben zentriert und gesichert. Die Hülsen werden auf die Längskraftplatte geschweißt.

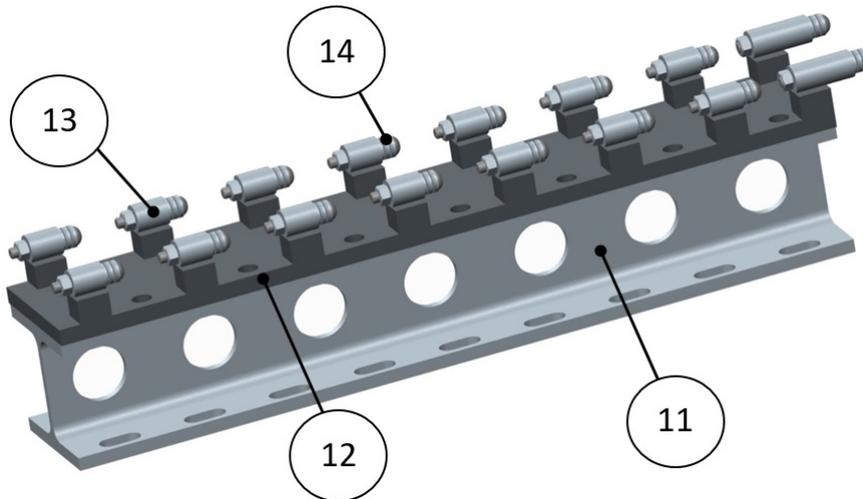


Abbildung 7.16: Längskraftsimulator

### 7.3.4 Linearführung

Der Linearführung ist in Abbildung 7.17 dargestellt und besteht aus folgenden Einzelteilen:

- Anschlussplatte
- Rollenschiene BOSCH Rexroth R1805 653 31
- Rollenwagen BOSCH Rexroth R1853 622 2X
- Endstückplatte

Die Anschlussplatte wird direkt mit der Arbeitsplatte verbunden und bleibt während der Prüfung bewegungsstarr. Weiters besitzt die Anschlussplatte ein passendes Bohrbild für die Befestigung der Rollenschiene. Die Belastungen zur Auslegung der Rollenschiene und des Rollenwagens können aus der Finite-Elemente-Rechnung ausgelesen werden. Dafür wurde ein eigenes Koordinatensystem definiert, welches sich etwa 55mm unterhalb des Endstückes befindet, was jener Höhe entspricht bei der die Rollenschiene und der Rollenwagen miteinander in Kontakt kommen. Die auf das Simulationsmodell aufbrachten

Belastungen entsprechen dabei den in [1] definierten Überlastfällen. Die erhaltenen Belastungen der Linearführung werden zusätzlich mit einer Sicherheit von  $S=1,2$  beaufschlagt. In Tabelle 7.8 sind die auftretenden Kräfte und Momente eingetragen. Der Rollenwagen wird auf die Rollenschiene geschoben, welche wiederum fest mit der Anschlussplatte verschraubt wird. Der Rollenwagen wird über einen Endstückadapter mit dem Endstück verbunden.

<b>Kräfte [N]</b>	$F_x$	$F_y$	$F_z$
	0	14500	9500
<b>Momente [Nm]</b>	$M_x$	$M_y$	$M_z$
	3750	480	3550

Tabelle 7.8: Belastungen der Linearführung

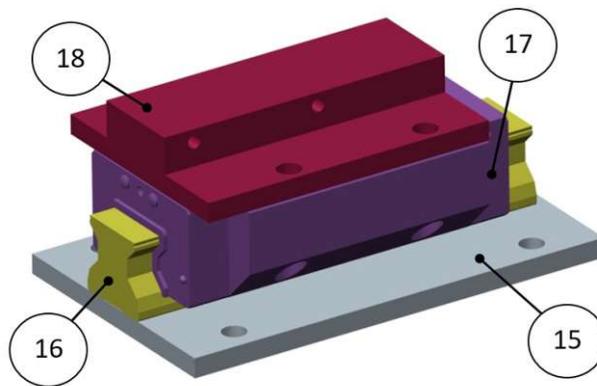


Abbildung 7.17: Linearführung

### 7.3.5 Zylinderbefestigung

Die Zylinderbefestigung ist eine Schweißkonstruktion, bestehend aus einem Kraftaufnehmer und einer Bodenplatte. Beide Bauteile werden aus dem Stahl S355 hergestellt und dienen zur Bereitstellung der passenden Höhe für den Hydraulikzylinder. Die Bodenplatte weist Langlochbohrungen auf, um die Konstruktion in y-Richtung an die Zylinderangriffsfläche anpassen zu können. Die Festigkeit der Zylinderbefestigung wurde mit dem Programm ANSYS untersucht, die Schweißnähte wurden mit Hilfe des Nennspannungskonzeptes bewertet. Die Verbindung der Zylinderbefestigung mit dem Hydraulikzylinder erfolgt mit einem Bolzen.

### 7.3.6 Klaue

Die Klaue gehört bereits zum Inventar der Firma Knorr-Bremse und muss nicht neu gefertigt werden. Sie wird für viele andere Prüfungen verwendet und muss daher dauerhaft sein, weshalb sie aus dem Stahl C60E hergestellt wurde. Die Klaue greift in die Ausnehmung

des zweiten Mitnehmeranschlages und bringt somit die Längskraft in den Bremsmagneten ein.

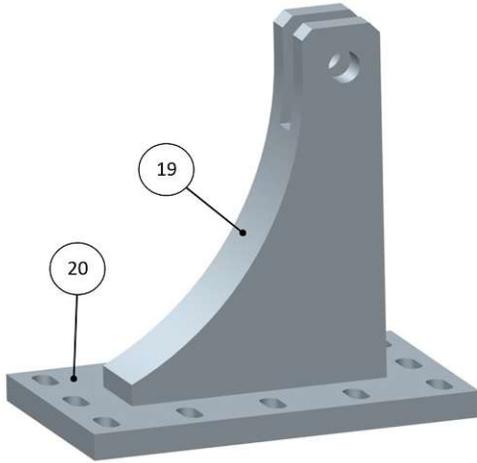


Abbildung 7.18: Zylinderbefestigung



Abbildung 7.19: Klaue

## 7.4 Vergleich des Bremsmagnetprüfstandes mit der B012-Rechnung

Abschließend erfolgt ein Vergleich des neuen Bremsmagnetprüfstandes mit den Ergebnissen der B012-Rechnung. Es wird wiederum das Trennblech, das Endstück und die Struktur untersucht. Wichtig ist, dass der Bremsmagnetprüfstand die im Bahnbetrieb auftretenden Beanspruchungen (nach [1]) so gut wie möglich abbildet, um eine Bewertung des am Prüfstand getesteten Bremsmagneten durchführen zu können.

### 7.4.1 Trennblech

Die auf das Modell aufgebrachten Lastfälle entsprechen Tabelle 7.9. Sowohl die statischen als auch die Ermüdungs-Auslastungsgrade werden miteinander verglichen. In den Abbildungen 7.20 und 7.21 sind die dazugehörigen Diagramme zu sehen.

Lastkombination	Zu überlagernde Lastfälle	Bemerkung
5 <sup>1</sup>	$F_{B,x}$	Längskraft
6 <sup>1</sup>	$F_{B,x}$	Längskraft mit Gleisverwindung, Drehgestellspießung
7 <sup>2</sup>	$F_{B,x}/2, -F_Q$	Bremsen im Weichenbereich (innen)
8 <sup>2</sup>	$F_{B,x}/2, F_Q$	Bremsen im Weichenbereich (außen)
9 <sup>3</sup>	$-F_{aQ}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen)
10 <sup>3</sup>	$F_{aQ}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen)
11 <sup>3</sup>	$-F_{aQ}$	Außergewöhnliche Querkraft (innen) + Drehgestellspießgang
12 <sup>3</sup>	$F_{aQ}$	Außergewöhnliche Querkraft (außen) + Drehgestellspießgang

Tabelle 7.9: Lastkombinationen für den Bremsmagnetprüfstandes

<sup>1</sup> Kombination möglich

<sup>2</sup> Kombination möglich

<sup>3</sup> Kombination möglich

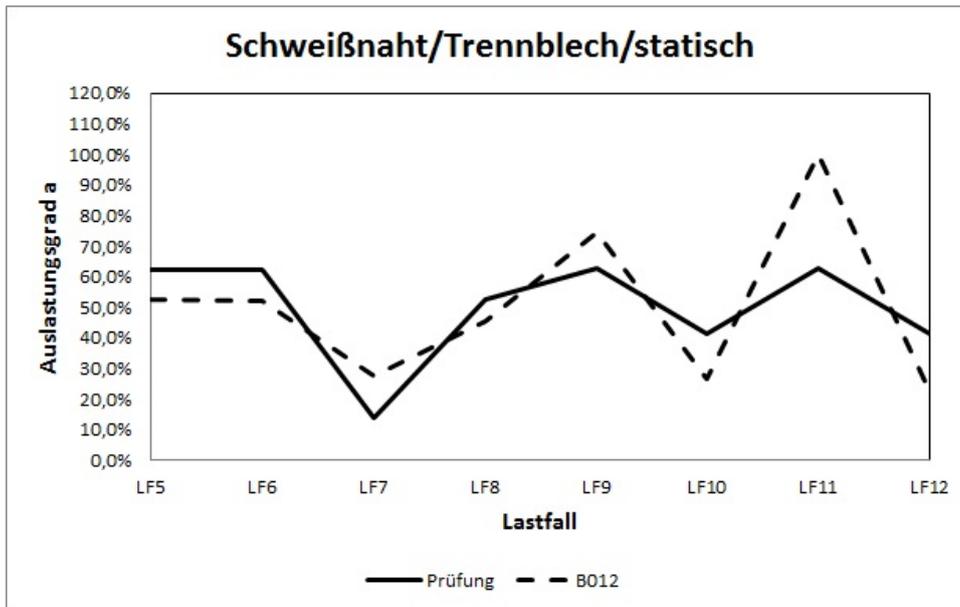


Abbildung 7.20: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Trennblechs statisch

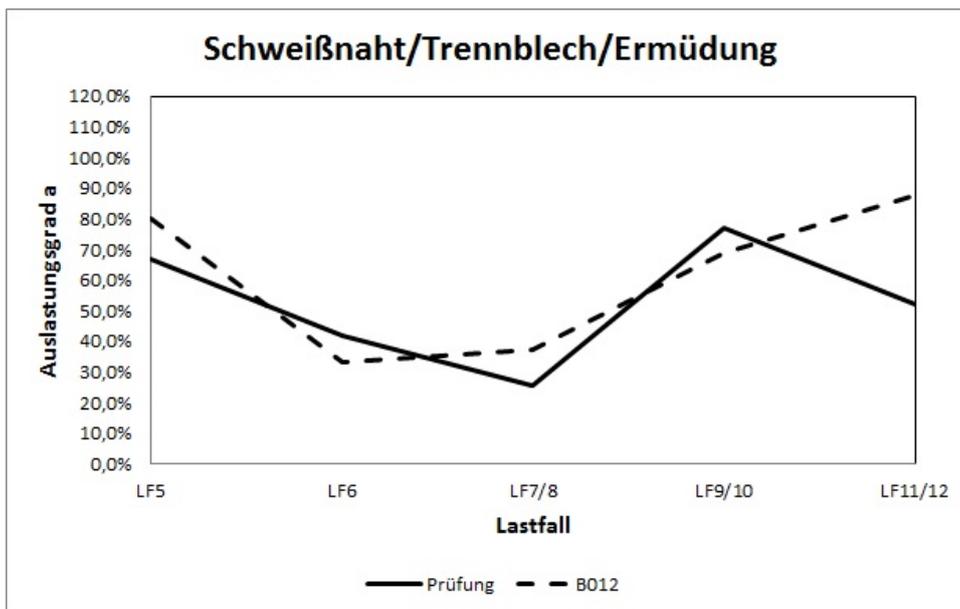


Abbildung 7.21: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Trennblechs Ermüdung

Im Trennblech treten dieselben kritischen Stellen auf wie in der B012-Rechnung. Wie man in den Abbildungen sehen kann, verlaufen in beiden Diagrammen die Linien der Auslastungsgrade beider Rechnungen sehr ähnlich. Verglichen mit dem Rahmenprüfstand MGP2 (Abb. 6.7 und 6.8), konnte eine erhebliche Verbesserung erzielt werden. Durch die Verteilung der Längskraft auf die einzelnen Trennbleche und auf das Endstück, erhält man wesentlich bessere Ergebnisse, wodurch eine Bewertung der Trennblechschweißnähte am Prüfstand möglich gemacht wird.

## 7.4.2 Endstück

Die Rechnung des Bremsmagnetprüfstandes liefert identische hoch belastete Stellen, wie die B012-Rechnung. In den Abbildungen 7.22 und 7.23 ist der Vergleich der beiden Ergebnisse zu sehen.

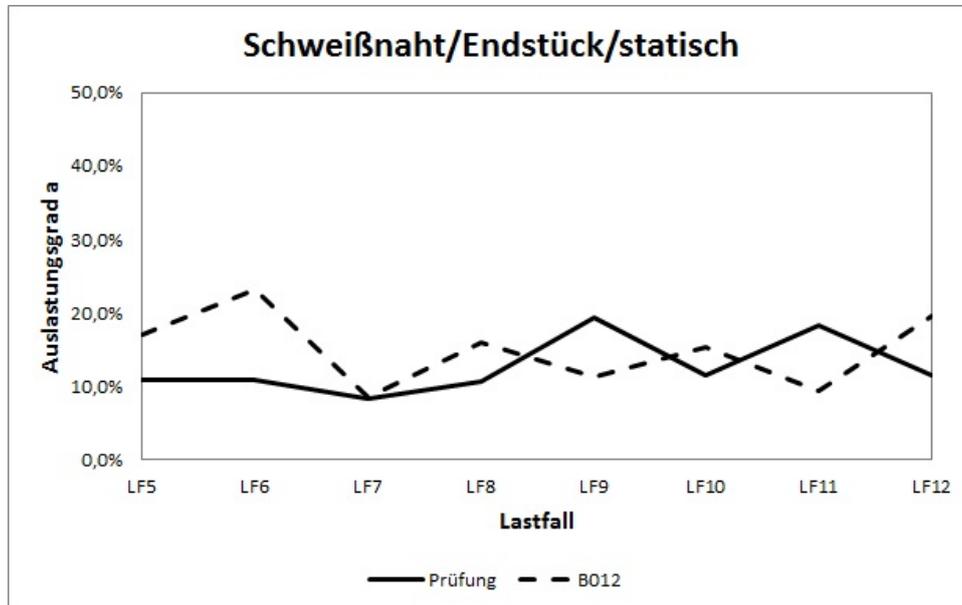


Abbildung 7.22: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Endstücks statisch

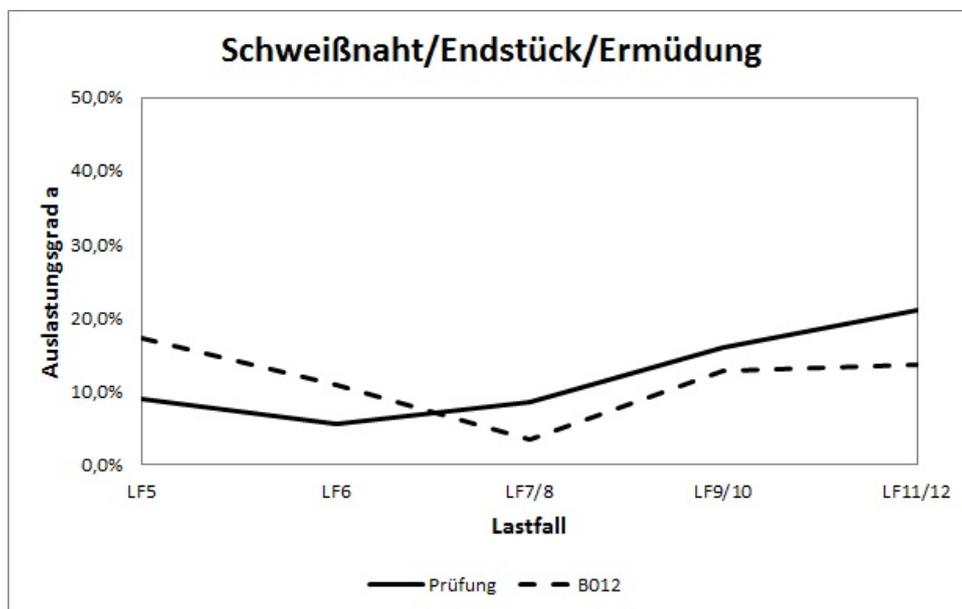


Abbildung 7.23: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Endstücks Ermüdung

Die Auswertung der Ergebnisse zeigt, dass auch das Endstück am Bremsmagnetprüfstand ähnlich belastet wird wie in der B012-Rechnung. Sowohl die statischen als auch die Auslastungsverläufe der Ermüdung der beiden Rechnungen, sind miteinander vergleichbar.

### 7.4.3 Struktur

Im Vergleich zum Rahmenprüfstand, ergeben sich beim Bremsmagnetprüfstand die gleichen kritischen Stellen wie bei der B012-Rechnung. Dieser Umstand macht die Beurteilung etwaiger Schäden die während der Prüfung auftreten könnten, wesentlich einfacher. In Abbildung 7.24 und 7.25 werden die beiden Rechnungen miteinander verglichen.

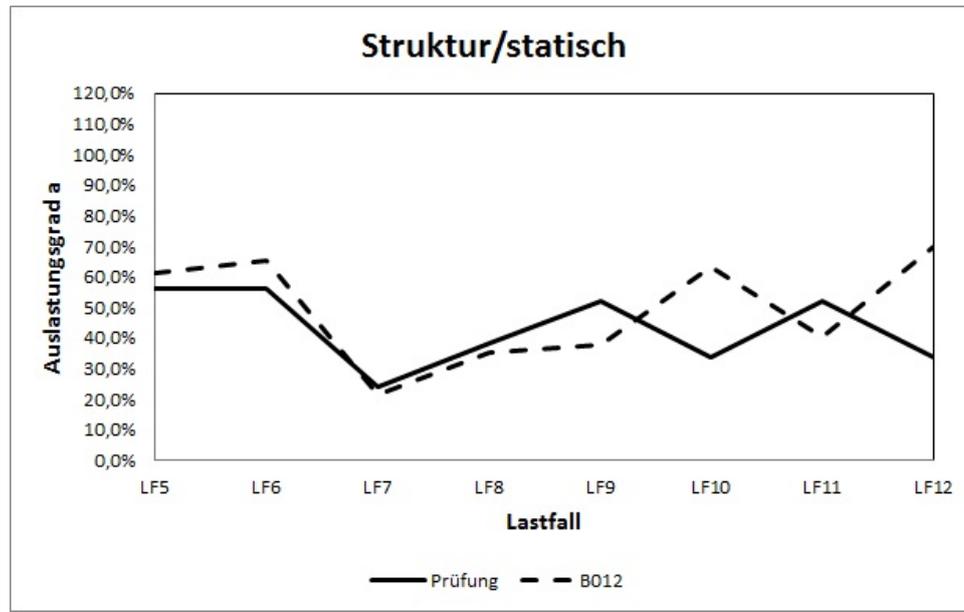


Abbildung 7.24: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Struktur statisch

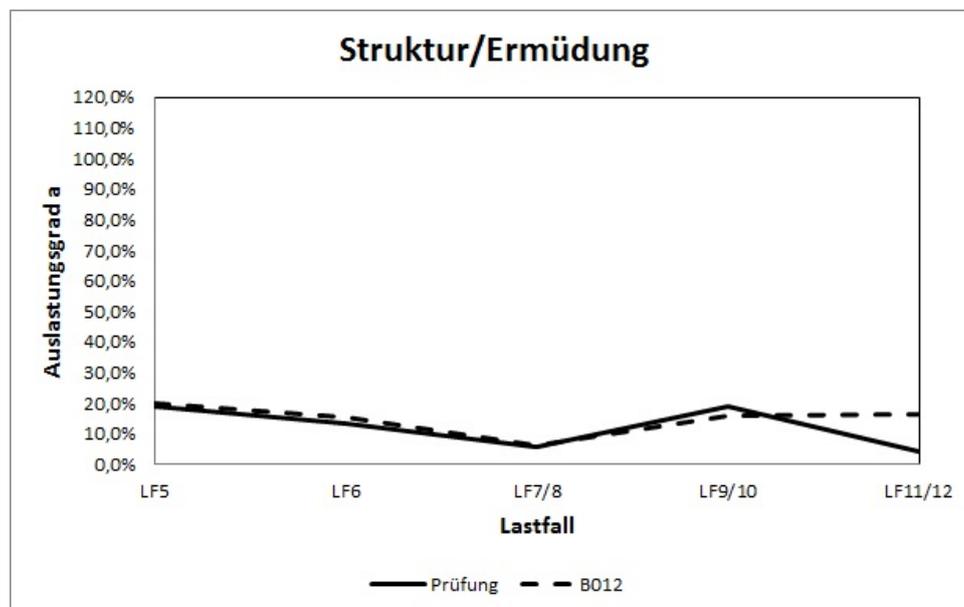


Abbildung 7.25: Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Struktur Ermüdung

Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Rechnungen. Die Belastungen werden nicht mehr wie beim Rahmenprüfstand direkt von der Struktur aufgenommen, sondern die Aufteilung der Längskraft auf die Trennbleche lässt eine erhebliche Verbesserung der Spannungsverteilungen in der Struktur erkennen. Eine Beurteilung der Struktur des Magneten wäre am Bremsmagnetprüfstand möglich. Die Ergebnisse bestätigen, dass das Weglassen weiterer Hydraulikzylinder für das Aufbringen der Überschusskräfte und Verschiebungen in x- und z-Richtung, berechtigt war und keine hohen Abweichungen daraus resultieren.

# 8 Zusammenfassung und Ausblick

## 8.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im ersten Teil der Arbeit wurde die Festigkeit des GRIP-Bremsmagneten untersucht. Nachdem die in der B012-Richtlinie definierten Belastungen auf das Finite Elemente-Modell aufgebracht wurden, erfolgte eine Analyse der auftretenden Spannungen. Dabei wurde zwischen den Schweißnähten am Trennblech, den Schweißnähten am Endstück und der Struktur unterschieden. Es erfolgte eine Untersuchung aller Bereiche und anschließend eine Bewertung der statischen Festigkeit und der Ermüdungsfestigkeit, unter Zuhilfenahme der FKM-Richtlinie. Die Ergebnisse zeigten, dass vor allem die Schweißnaht am Trennblech sowohl statisch als auch in Hinsicht auf Ermüdung stark belastet wird. Die Beanspruchungen der Schweißnähte an den Endstücken sind dagegen sehr gering. Die Struktur des Bremsmagneten, welche alle Bereiche beinhaltet welche sich in ausreichender Entfernung der Schweißnähte befinden, vor allem die Befestigungsleisten, U-Profile und Abdeckbleche, weisen statisch hohe Auslastungsgrade auf. In Hinsicht auf die Ermüdung ist dagegen eine ausreichend hohe Sicherheit gegen Versagen gegeben. Zur Berechnung der Trennbleche und Endstücke wurde zudem die Submodelltechnik herangezogen, um den Rechenaufwand so gering wie möglich zu halten. Aufgrund von Belastungen über der Elastizitätsgrenze, wurden wegen des nichtlinearen Materialverhaltens auch nichtlineare Rechnungen am Trennblech durchgeführt. Es erfolgte zusätzlich eine Bewertung der Bauteile mithilfe der Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner, mit welcher die Gesamtschädigung aller auftretender Lastfälle in Kombination miteinander berechnet werden konnte. Aufgrund des erstmaligen Plastizierens im Bereich der Schweißnaht zwischen dem Trennblech und der Befestigungsleiste, wurde diese Stelle zusätzlich auf zyklisches Plastizieren überprüft. Abschließend erfolgte eine Optimierung der hoch belasteten Bauteile, sowohl in Hinsicht auf Materialauswahl als auch auf Geometrie. Durch die Optimierung konnten die Auslastungsgrade im Vergleich zur ursprünglichen Konstruktion wesentlich gesenkt werden, was eine höhere Sicherheit gegen Versagen des Bremsmagneten sicherstellt.

Im zweiten Teil der Arbeit wurden die Belastungen des Bremsmagneten am aktuellen Rahmenprüfstand untersucht. Dabei erfolgte eine Modellerstellung des Prüfstandes mit den dazugehörigen Belastungen und Randbedingungen. Anschließend wurden die Ergeb-

nisse mit der Rechnung nach der B012-Richtlinie verglichen. Der Vergleich zeigte, dass der Bremsmagnet am Rahmenprüfstand in Hinsicht auf die Struktur zu überzogen belastet wird. Die Belastung der Schweißnähte am Trennblech erwiesen sich jedoch als zu konservativ. Grund dafür ist, dass am aktuellen Prüfstand die Längskräfte nicht wie im Bahnbetrieb auf die Endstücke und die Trennbleche verteilt werden, sondern nur an den Enden des Bremsmagneten angreifen. Das führt dazu, dass die Struktur den Großteil der Belastungen aufnimmt.

Da eine realitätsgetreue Prüfung des Magneten am aktuellen Rahmenprüfstand nicht möglich ist, erfolgte anschließend die Entwicklung eines Komponentenprüfstandes eigens für die Bremsmagnete einer Magnetschienenbremse. Dazu wurden vier Konzepte untersucht und mit einer vorher definierten Anforderungsliste bewertet. Das Konzept welches die meisten bzw. die wichtigsten Anforderungen erfüllte, wurde gewählt und ausgearbeitet. Dabei wurde eine einfache Lösung gefunden, um den gegebenen Bauraum im Versuchslabor optimal ausnutzen zu können. Es erfolgte eine konstruktive Verwirklichung des Konzeptes, zusätzlich wurden alle Bauteile des Prüfstandes rechnerisch ausgelegt und optimiert.

Zuletzt wurde ein Vergleich der Ergebnisse des neuen Bremsmagnetprüfstandes, mit den Ergebnissen der Rechnung nach der B012-Richtlinie angestellt. Die Auswertung zeigt eine erhebliche Verbesserung im Vergleich zum Rahmenprüfstand, vor allem an den hoch belasteten Schweißnähten am Trennblech. Dies rührt daher, dass am neuen Prüfstand die Längskräfte auf die Trennbleche und das Endstück verteilt werden und dadurch eine realitätsnahe Spannungsverteilung entsteht. Der Bremsmagnetprüfstand hat zusätzlich den Vorteil, dass für die Belastung nur zwei Hydraulikzylinder notwendig sind, zusätzlich erfolgt die Montage sehr unkompliziert. Der neue Prüfstand gewährleistet eine mit der B012-Regelung vergleichbare Belastung und macht somit eine Bewertung des Bremsmagneten am Versuchsaufbau möglich.

## 8.2 Ausblick

Der in dieser Arbeit berechnete GRIP-Bremsmagnet weist eine ausreichend hohe Sicherheit gegen Versagen im Betrieb auf, jedoch werden aufbauend auf die Ergebnisse dieser Arbeit weitere Untersuchungen am Prüfstand durchgeführt. Ein genaues Augenmerk ist dabei vor allem auf Lastfall 5 zu legen, der den Bremsvorgang auf gerader Strecke beschreibt. Wird am Prüfstand keine ausreichend hohe Sicherheit gegen Bauteilversagen erreicht, werden weitere Überlegungen zur Umkonstruktion der Bauteile in Erwägung gezogen. Bei Problemen an den Befestigungsleisten im Bereich der Bohrungen, könnte man, um die Wandstärken zu erhöhen, auf den Einsatz mehrerer M12-Schrauben zurückgreifen.

Die Aufstellung des Bremsmagnetprüfstandes ist bis Mitte 2017 geplant. Überlegungen werden noch getroffen, ob ein bestehender Spurhalter zu einem Spurhalter-Dummy umgebaut wird, oder ob ein eigens für die Bremsmagnetprüfung hergestellter Dummy des Spurhalters zum Einsatz kommt. Zusätzlich muss die Hydraulik und Steuerung des Prüfstandes noch ausgelegt werden. Weiters werden Messungen des Magneten mithilfe von DMS-Streifen am neuen Prüfstand durchgeführt, um anschließend die Ergebnisse mit der FE-Rechnung vergleichen zu können.

# Literatur

- [1] Arbeitskreis Bremse - DB/EBA/VDB/VDV. *Ergänzungsregelung Nr. B012 für die technische Gestaltung der Magnetschienenbremse in Schienenfahrzeugen*. Rev. 5.4, 2012.
- [2] DIN EN 16207:2014-11. *Bahnanwendungen – Bremse – Anforderungen an Funktion und Leistungsfähigkeit von Magnetschienenbremssystemen für Schienenfahrzeuge*. Deutsches Institut für Normung, 2014.
- [3] Forschungskuratorium Maschinenbau. *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. VDMA Verlag, Frankfurt am Main, 2012.
- [4] Knorr Bremse GmbH. *Schienenbremsen - Track Brakes*. Mödling, 2016.
- [5] Knorr Bremse GmbH. *Gerätebeschreibung Magnetschienenbremse*. BD000.21de, Rev. 00, München.
- [6] B. Schmid und S. Kurmann. *Statischer Festigkeitsnachweis von Schweissnähten mit örtlichen Spannungen*. Seminarunterlagen, Hochschule für Technik Rapperswil, 2016.
- [7] A.F. Hobbacher. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. International Institute of Welding, 2016.
- [8] Anders Nygaard Rasmussen. *Steel tower for a wind turbine*. <http://www.google.tl/patents/EP2385245A1?c1=en>. [Online; aufgerufen am 16.09.2016].
- [9] F.G. Rammerstorfer. *Skriptum zu Vorlesung Leichtbau*. Technische Universität Wien, Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik, 2013.
- [10] F.G. Rammerstorfer. *Skriptum zu Vorlesung Nichtlineare Finite Elemente Methoden*. Technische Universität Wien, Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik, 2015.
- [11] Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren. *Festigkeit geschweißter Bauteile - Anwendbarkeit lokaler Nachweiskonzepte bei Schwingbeanspruchung*. DVS-Forschungskolloquium, Braunschweig, 2009.
- [12] E. Haibach. *Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer-Verlag Berlin, 3. Auflage, Heidelberg, 2006.

- [13] H. Wittel, D. Muhs und D. Jannasch. *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Vieweg Wiesbaden, 21. Auflage, 2013.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Komponenten einer Magnetschienenbremse in Hochaufhängung [2] . . . . .	3
1.2	Magnetschienenbremse in Tiefaufhängung [5] . . . . .	3
1.3	Magnetschienenbremse in Hochaufhängung [5] . . . . .	4
1.4	Aufbau eines Starrmagneten [1] . . . . .	4
1.5	Aufbau eines Gliedermagneten [1] . . . . .	5
1.6	Reibwertkurve für Starr- und Gliedermagnete [4] . . . . .	6
1.7	Funktionsprinzip eines Gliedermagneten [4] . . . . .	6
1.8	Schnitt durch einen Betätigungszyylinder [4] . . . . .	7
1.9	Darstellung der Mitnehmerverbindungen [5] . . . . .	8
2.1	Mögliche Deformationen des Drehgestellrahmens [1] . . . . .	10
2.2	Drehgestellspießgang [1] . . . . .	11
2.3	Zusammenhang zwischen Brems- und Haftkraft . . . . .	12
2.4	Schematischer Verlauf der Bremskraft [1] . . . . .	13
3.1	Modell des GRIP-Bremsmagneten . . . . .	15
3.2	Modell des GRIP-Bremsrahmens . . . . .	16
3.3	Detailansicht der Schraubenverbindung . . . . .	16
3.4	Randbedingungen am B012-Modell . . . . .	17
3.5	Belastungen und Verschiebungen am B012-Modell . . . . .	18
3.6	Vergleich der drei Schweißnahtkonzepte [6] . . . . .	20
3.7	Hot-Spot-Methode [6] . . . . .	21
3.8	CAB-Methode [6] . . . . .	21
3.9	Ausrundung der Nahtübergänge und der Nahtwurzel . . . . .	22
3.10	Empfehlung zur Wahl des Referenzradius [6] . . . . .	22
3.11	Submodellerstellung des zweiten Trennblechs . . . . .	23
3.12	Vernetzung der Schweißnahtverbindung zwischen U-Profil und Trennblech .	24
3.13	Spannungsermittlung LF5 . . . . .	25
3.14	Spannungsermittlung LF6 . . . . .	25
3.15	Spannungsermittlung LF7 . . . . .	25
3.16	Spannungsermittlung LF8 . . . . .	25
3.17	Spannungsermittlung LF9 . . . . .	25
3.18	Spannungsermittlung LF10 . . . . .	25

3.19	Spannungsermittlung LF11 . . . . .	25
3.20	Spannungsermittlung LF12 . . . . .	25
3.21	Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Stahls S355 [8] . . . . .	26
3.22	Tangentenmodul [9] . . . . .	27
3.23	Bilineares Materialmodell . . . . .	27
3.24	Kinematische Verfestigung [10] . . . . .	28
3.25	Submodellgeometrie . . . . .	28
3.26	Spannungsauswertung . . . . .	28
3.27	Modellierung der Schweißnähte am Endstück . . . . .	29
3.28	Spannungsverteilung LF5 . . . . .	30
3.29	Spannungsverteilung LF6 . . . . .	30
3.30	Spannungsverteilung LF7 . . . . .	30
3.31	Spannungsverteilung LF8 . . . . .	30
3.32	Spannungsverteilung LF9 . . . . .	30
3.33	Spannungsverteilung LF10 . . . . .	30
3.34	Spannungsverteilung LF11 . . . . .	30
3.35	Spannungsverteilung LF12 . . . . .	30
3.36	Grundverformungen des Bremsmagneten . . . . .	31
3.37	Spannungsverteilung bei Lastfall 5 . . . . .	32
3.38	Spannungsverteilung bei Lastfall 6 . . . . .	32
3.39	Spannungsverteilung bei Lastfall 7 . . . . .	32
3.40	Spannungsverteilung bei Lastfall 8 . . . . .	32
3.41	Spannungsverteilung bei Lastfall 9 . . . . .	33
3.42	Spannungsverteilung bei Lastfall 10 . . . . .	33
3.43	Spannungsverteilung bei Lastfall 11 . . . . .	33
3.44	Spannungsverteilung bei Lastfall 12 . . . . .	33
4.1	Durchplastizierter Querschnitt . . . . .	37
4.2	Spannungszyklus . . . . .	41
4.3	Lokales Koordinatensystem . . . . .	42
4.4	Wöhlerlinien für geschweißte Bauteile, links für Normalspannungen und rechts für Schubspannungen [3] . . . . .	43
4.5	Haigh-Diagramm für Normalspannungen [3] . . . . .	44
4.6	Haigh-Diagramm für Schubspannungen [3] . . . . .	44
4.7	Bauteilwöhlerlinie für die Schweißnähte des Trennblechs LF11/12 . . . . .	47
4.8	Statische Auslastungsgrade der Schweißnähte am Trennblech . . . . .	48
4.9	Auslastungsgrade der Schweißnähte am Trennblech für die Ermüdungsfestigkeit . . . . .	48
4.10	Statische Auslastungsgrade der Schweißnähte am Endstück . . . . .	49
4.11	Auslastungsgrade der Schweißnähte am Endstück für die Ermüdungsfestigkeit . . . . .	49

4.12	Statische Auslastungsgrade für die Struktur . . . . .	50
4.13	Auslastungsgrade der Struktur für die Ermüdungsfestigkeit . . . . .	50
4.14	Kraft-Zeit-Verlauf . . . . .	53
4.15	Dehnungs-Zeit-Verlauf nichtlinear . . . . .	53
4.16	Verzerrungsenergie-Zeit-Verlauf nichtlinear . . . . .	54
4.17	Verzerrungsenergie-Zeit-Verlauf linear . . . . .	54
5.1	Alte Konstruktion . . . . .	56
5.2	Optimierte Konstruktion . . . . .	56
5.3	Vergleich der Auslastungsgrade alte Konstruktion/optimierte Konstruktion statisch . . . . .	57
5.4	Vergleich der Auslastungsgrade alte Konstruktion/optimierte Konstruktion Ermüdung . . . . .	57
6.1	Zylinderanordnung Prüfstand MGP2 . . . . .	58
6.2	Rahmenprüfstand MGP2 . . . . .	59
6.3	Randbedingungen am Rahmenprüfstand-Modell . . . . .	62
6.4	Angriffsflächen der elastischen Federn . . . . .	62
6.5	Kräfte am Rahmenprüfstand-Modell in der x-y-Ebene . . . . .	63
6.6	Kräfte am Rahmenprüfstand-Modell in der y-z-Ebene . . . . .	63
6.7	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Trennblechs statisch . . . . .	65
6.8	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Trennblechs Ermüdung . . . . .	65
6.9	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Endstücks sta- tisch . . . . .	66
6.10	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an den Schweißnähten des Endstücks Ermüdung . . . . .	67
6.11	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an der Struktur statisch . . . . .	67
6.12	Vergleich B012-Rahmenprüfstand an der Struktur Ermüdung . . . . .	68
7.1	Einfluss der Überschusskraft und der Verschiebung $\Delta x$ . . . . .	71
7.2	Einfluss der Verschiebung $\Delta z$ . . . . .	71
7.3	Einfluss der Längskraft $F_{B,x}$ . . . . .	72
7.4	Einfluss der Querkraft $F_Q$ . . . . .	72
7.5	Lokale Koordinatensysteme für die Auswertung der Schnittgrößen . . . . .	73
7.6	Konzept I . . . . .	74
7.7	Konzept II . . . . .	75
7.8	Konzept III . . . . .	76
7.9	Konzept IV . . . . .	77

7.10	Spurhalterprüfstand . . . . .	79
7.11	Bremsmagnetprüfstand . . . . .	80
7.12	Adapter . . . . .	81
7.13	Spurhalterkopf . . . . .	81
7.14	Federpakete [13] . . . . .	82
7.15	Federsäulen [13] . . . . .	82
7.16	Längskraftsimulator . . . . .	83
7.17	Linearführung . . . . .	84
7.18	Zylinderbefestigung . . . . .	85
7.19	Klaue . . . . .	85
7.20	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Trennblechs statisch . . . . .	87
7.21	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Trennblechs Ermüdung . . . . .	87
7.22	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Endstücks statisch . . . . .	88
7.23	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Schweißnaht des Endstücks Ermüdung . . . . .	88
7.24	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Struktur statisch . . . . .	89
7.25	Vergleich B012-Bremsmagnetprüfstand an der Struktur Ermüdung . . . . .	89

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Tabellenverzeichnis

3.1	Materialdaten . . . . .	17
3.2	Lastkollektive für den Festigkeitsnachweis nach B012 [1] . . . . .	19
4.1	Materialdaten für geschweißten Stahl . . . . .	36
4.2	Sicherheitsfaktoren für den statischen Festigkeitsnachweis . . . . .	40
4.3	Zyklenzahlen abhängig vom Einsatz . . . . .	45
4.4	Sicherheitsfaktoren für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis . . . . .	45
4.5	Schadensakkumulation . . . . .	52
6.1	Lastkombinationen für die FE-Rechnung des Rahmenprüfstandes . . . . .	64
7.1	Anforderungen an den Bremsmagnetprüfstand . . . . .	69
7.2	Schnittgrößen ausgewertet an verschiedenen Stellen . . . . .	73
7.3	Bewertung Konzept I . . . . .	75
7.4	Bewertung Konzept II . . . . .	76
7.5	Bewertung Konzept III . . . . .	77
7.6	Bewertung Konzept IV . . . . .	78
7.7	Stückliste des Bremsmagnetprüfstandes . . . . .	80
7.8	Belastungen der Linearführung . . . . .	84
7.9	Lastkombinationen für den Bremsmagnetprüfstandes . . . . .	86