

# Bachelorarbeit

Johann Hering

Optimierte Gestaltung einer kompakten Reibungsbremse  
für einen Hochgeschwindigkeitspersonenzug

Johann Hering

# Optimierte Gestaltung einer kompakten Reibungsbremse für einen Hochgeschwindigkeitspersonenzug

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung  
im Studiengang *Bachelor of Science Maschinenbau - Entwicklung und Konstruk-  
tion*

am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

In Zusammenarbeit mit:  
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)  
Institut für Fahrzeugkonzepte



Betreuende Prüferin: Prof. Dr. Vera Schorbach  
Zweitgutachter: David Krüger

Eingereicht am: 31. Mai 2023

**Johann Hering**

## **Thema der Arbeit**

Optimierte Gestaltung einer kompakten Reibungsbremse für einen Hochgeschwindigkeitspersonenzug

## **Kurzzusammenfassung**

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung einer Reibungsbremse im Rahmen des Next Generation Train am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt. Die Bremse soll in ihrer Funktion als Halte- und Putzbremse in das bestehende Konzept eines angetriebenen, elektronisch gesteuerten Einzelfahrwerks eingebaut werden. Bremskonzept, Fahrwerk und Lastenheft sprechen für eine mittels elektrischem Linearaktor betätigten Klotzbremse. Um die Entwicklungskriterien erfüllen zu können, werden analytische Kräfteberechnungen und Kinematikanalysen angestellt. Daraufhin werden einzelne Bauteile entwickelt und jeweils mit FEM modellen überprüft. Im Ergebnis wird eine Klotzbremse entwickelt, die den gestellten Anforderungen entspricht, wobei weiteres Optimierungspotential benannt wird.

## **Title of Thesis**

Optimized design of a compact friction brake for a high-speed passenger train

## **Abstract**

The aim of the work is to develop a friction brake as part of the Next Generation Train at the German Aerospace Center. The brake is to be incorporated into the existing concept of a powered, electronically controlled single running gear in its function as a parking and cleaning brake. The brake concept, running gear and specifications all speak in favor of a tread brake actuated by means of an electric linear actuator. In order to meet the development criteria, analytical force calculations and kinematic analyses are carried out. Individual components are then developed and tested using FEM models. As a result, a block brake is developed that meets the specified requirements, with further potential for optimization being identified.

# Aufgabenstellung

Im Next Generation Train (NGT) Projekt am DLR werden Hochgeschwindigkeitszüge für den Fern-, Regional- und Güterverkehr entwickelt. Geschwindigkeiten von bis zu 400 km/h stellen große Herausforderungen an das Fahrwerk und dessen Komponenten. Im Rahmen dieses Projekts entsteht ein neuartiges angetriebenes Einzelfahrwerk mit Einzelrädern. Für dieses Fahrwerk soll eine leichtbau- und packaging-optimierte Detailkonstruktion einer neuartigen elektrisch betätigten Reibungsbremse entwickelt und ausgelegt werden.

Dazu gehören die Literaturrecherche zum Thema Bremsen im Schienenverkehr unter Berücksichtigung der strukturellen Umsetzung und des Zusammenbaus, die Weiterentwicklung eines Konzepts für die Bremse unter Berücksichtigung der Rahmenbedingungen des NGT Fahrwerks und die Analyse der Kinematik und der entstehenden Kräfte. Außerdem soll die Konstruktive Umsetzung unter Berücksichtigung des Leichtbaus und der Montierbarkeit stattfinden, sowie eine Finite-Elementen-Methoden-basierte Analyse der Bremse durchgeführt werden.

Ein erster Konzeptentwurf liegt vor. Die Anschlussgeometrie wird durch den vorhandenen Radträger vorgegeben. Die Bremse soll als Klotzbremse ausgeführt werden und muss die Funktion der Haltebremsene und Putzbremsene erfüllen.

# Inhaltsverzeichnis

|                                                                  |            |
|------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Abbildungsverzeichnis</b>                                     | <b>vii</b> |
| <b>Abkürzungen</b>                                               | <b>ix</b>  |
| <b>1 Einleitung</b>                                              | <b>1</b>   |
| 1.1 Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) . . . . . | 2          |
| 1.2 Der Next Generation Train (NGT) . . . . .                    | 3          |
| 1.3 Struktur . . . . .                                           | 4          |
| <b>2 Stand der Technik</b>                                       | <b>6</b>   |
| 2.1 Einteilung der Bremssysteme . . . . .                        | 7          |
| 2.2 Geschichte . . . . .                                         | 7          |
| 2.3 Klotzbremse . . . . .                                        | 12         |
| 2.3.1 Bremsklotzhalter . . . . .                                 | 12         |
| 2.3.2 Bremssohle . . . . .                                       | 13         |
| <b>3 Bremskonzept NGT-HST</b>                                    | <b>15</b>  |
| 3.1 Betriebsbremsung . . . . .                                   | 15         |
| 3.2 Schnellbremsung . . . . .                                    | 17         |
| 3.3 Feststellbremse . . . . .                                    | 18         |
| 3.4 Putzbremse . . . . .                                         | 18         |
| <b>4 Konstruktionsplanung</b>                                    | <b>19</b>  |
| 4.1 Bestehendes Konzept . . . . .                                | 19         |
| 4.2 Berechnung Bremsklotzkraft . . . . .                         | 21         |
| 4.3 Lastenheft . . . . .                                         | 24         |
| 4.4 Bremsklotz . . . . .                                         | 27         |
| 4.4.1 Bremssohle . . . . .                                       | 27         |
| 4.4.2 Bremsklotzhalter . . . . .                                 | 27         |
| 4.5 Kinematik . . . . .                                          | 28         |

|          |                                         |           |
|----------|-----------------------------------------|-----------|
| 4.6      | Bremsenarm . . . . .                    | 30        |
| <b>5</b> | <b>Entwicklung</b>                      | <b>33</b> |
| 5.1      | Kinematik . . . . .                     | 33        |
| 5.1.1    | Analyse der Kräfte . . . . .            | 35        |
| 5.2      | Bremsklotz . . . . .                    | 40        |
| 5.2.1    | Bremssohle . . . . .                    | 40        |
| 5.2.2    | Bremsklotzhalter . . . . .              | 42        |
| 5.3      | Bremsenarm . . . . .                    | 45        |
| 5.3.1    | Bremsklotzlenker . . . . .              | 49        |
| 5.4      | Dreieckgelenk . . . . .                 | 50        |
| 5.5      | Bremsengelenk . . . . .                 | 51        |
| 5.6      | Zusammenbau . . . . .                   | 53        |
| 5.6.1    | Verifizierung der FEM-Analyse . . . . . | 55        |
| <b>6</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b>     | <b>56</b> |
|          | <b>Literatur</b>                        | <b>59</b> |
| <b>A</b> | <b>FEM Lagerreaktionen</b>              | <b>61</b> |
| <b>B</b> | <b>Datenblatt Linak Actuator LA33</b>   | <b>64</b> |
|          | Selbstständigkeitserklärung . . . . .   | 67        |

# Abbildungsverzeichnis

|     |                                                                                     |    |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1 | Animation des Next Generation Train im Bahnhof . . . . .                            | 1  |
| 1.2 | Animation des Hochgeschwindigkeitspersonenzug NGT HST . . . . .                     | 4  |
| 2.1 | Einteilung der Bremsen für Schienenfahrzeuge [6] . . . . .                          | 8  |
| 2.2 | Reibungsbehaftete Bremsen für Schienenfahrzeuge [8] . . . . .                       | 9  |
| 2.3 | Klotzbreme in einem Einzelfahrwerk [11] . . . . .                                   | 10 |
| 2.4 | Drei Scheibenbremsen auf einer Radsatzwelle [8] . . . . .                           | 11 |
| 2.5 | Aufbau und Ausführungsformen von Bremsklötzen [6] . . . . .                         | 13 |
| 3.1 | Bremskraftkurve Betriebsbremsung . . . . .                                          | 16 |
| 3.2 | Bremskraftkurve Schnellbremsung . . . . .                                           | 17 |
| 4.1 | Darstellung des Fahrwerks des NGT HST im Prüfstand . . . . .                        | 19 |
| 4.2 | Konzept Bremse im Fahrwerk (Schnittansicht halbes Fahrwerk) . . . . .               | 20 |
| 4.3 | Bestehendes Konzept der Bremse mit dargestellter Kinematik . . . . .                | 21 |
| 4.4 | Kräfte am Rad [9] . . . . .                                                         | 22 |
| 4.5 | Übersetzung Bremskinematik . . . . .                                                | 29 |
| 4.6 | Varianten der Kinematik . . . . .                                                   | 31 |
| 4.7 | Planung des Bremsenarms . . . . .                                                   | 32 |
| 5.1 | Skizze der überarbeiteten Kinematik in Catia . . . . .                              | 33 |
| 5.2 | Verschiedene Konfigurationen der Kinematik und deren Übersetzungsverläufe . . . . . | 36 |
| 5.3 | Übersetzung der Kinematik nach Überarbeitung . . . . .                              | 37 |
| 5.4 | Freikörperbild Dreieckgelenk . . . . .                                              | 38 |
| 5.5 | Freikörperbild Bremsenarm . . . . .                                                 | 39 |
| 5.6 | Darstellung des Bremsklotzes . . . . .                                              | 40 |
| 5.7 | Konstruktion der Bremssohle . . . . .                                               | 41 |
| 5.8 | Konstruktion des Bremsklotzhalters . . . . .                                        | 43 |

|      |                                                                                         |    |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 5.9  | SimSolid Analyse der Vergleichsspannung im Bremsklotzhalter unter Last                  | 44 |
| 5.10 | Hauptbleche des Bremsenarms . . . . .                                                   | 45 |
| 5.11 | Darstellung der Kollision mit dem Versteifungsblech des Radträgers . . . .              | 47 |
| 5.12 | Berechnung des ersten Entwurfs des Bremsenarms . . . . .                                | 48 |
| 5.13 | Darstellung des Bremsenarms mit den permanent gefügten Bremsklotz-<br>lenkern . . . . . | 50 |
| 5.14 | Darstellung des Dreieckgelenks . . . . .                                                | 51 |
| 5.15 | Dreieckgelenk mit Aufnahme für Linearaktuator . . . . .                                 | 52 |
| 5.16 | Darstellung des Bremsengelenks . . . . .                                                | 53 |
| 5.17 | Bremse im Zusammengebauten Zustand . . . . .                                            | 54 |
| 6.1  | Bremse im halbierten Radträger . . . . .                                                | 56 |
| A.1  | Lagerreaktionskraft Lager A . . . . .                                                   | 61 |
| A.2  | Lagerreaktionskraft Lager B . . . . .                                                   | 62 |
| A.3  | Lagerreaktionskraft Lager E . . . . .                                                   | 63 |

# Abkürzungen

**Bdg** Doppelt geteilter Bremsklotz.

**Bg** Geteilter Bremsklotz.

**Bgu** Geteilter Bremsklotz mit unterteilter Sohle.

**DIN** Deutsche Industrie Norm.

**DLR** Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt.

**EN** Europäische Norm.

**ESA** European Space Agency.

**FEM** Finite Elemente Methode.

**GN** Ganter Norm.

**HAW** Hochschule für Angewandte Wissenschaften.

**HST** High Speed Train.

**K** Komposit.

**LL** Low noise, low friction.

**LWB** Lineare Wirbelstrombremse.

**NGT** Next Generation Train.

**TSI** Technische Spezifikationen für die Interoperabilität.

**UIC** International union of railways.

# 1 Einleitung



Abbildung 1.1: Animation des Next Generation Train im Bahnhof

Um die Mobilität der Zukunft sowohl unter wirtschaftlichen als auch unter ökologischen und gesellschaftlichen Gesichtspunkten auf Dauer tragfähig zu gestalten, werden zukunftsweisende Technologien, Methoden und Bauweisen für die Eisenbahn anhand der Next Generation Train Familie von Konzeptfahrzeugen entwickelt und demonstriert. Diese sollen neben einer drastischen Effizienzsteigerung im Energieverbrauch insbesondere eine Verkürzung der Reisezeiten bei gleichzeitiger Lärmreduktion, Komfortsteigerung und verbesserter Fahrsicherheit bieten. Ein wichtiger Bestandteil dieser Züge ist das Fahr-

werk, welches aufgrund der hohen Geschwindigkeiten großen Belastungen ausgesetzt ist. Im Rahmen dieses Projekts soll für das neuartige angetriebene Einzelfahrwerk mit Einzelrädern eine leichtbau- und packaging-optimierte Detailkonstruktion einer elektrisch betätigten Reibungsbremse entwickelt werden. Ziel ist es, eine Bremse zu entwerfen, die sowohl die Funktion der Halte- als auch Putzbremse erfüllt.

Um dieses Ziel zu erreichen, müssen zunächst die Rahmenbedingungen des NGT Fahrwerks sowie die Kinematik und entstehenden Kräfte der Bremse analysiert werden. Anschließend wird das bestehende Konzept für die Bremse weiterentwickelt und unter Berücksichtigung des Leichtbaus und der Montierbarkeit konstruktiv umgesetzt. Abschließend wird eine Finite-Elemente-Methoden-basierte Analyse der Bremse durchgeführt, um ihre Funktionsweise zu überprüfen.

Im Folgenden werden zunächst das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt, dann das Projekt Next Generation Train vorgestellt. Abschließend wird der grobe Ablauf der Arbeit vorgestellt.

### 1.1 Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)

Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) ist eine der größten und bedeutendsten Forschungseinrichtungen in Europa. Mit seinen rund 10 000 Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern aus 50 Nationen forscht und arbeitet das DLR auf vielen Gebieten der Luft- und Raumfahrt, Energie, Verkehr und Sicherheit.

Das DLR wurde 1969 als Zusammenschluss mehrerer Einrichtungen gegründet und hat seitdem viele wichtige Forschungsprojekte durchgeführt. Eines der bekanntesten ist das Raumfahrtprogramm des DLR, das in Zusammenarbeit mit der Europäischen Weltraumorganisation (ESA) realisiert wird. Das DLR war auch an der Entwicklung der Ariane-Rakete beteiligt, die heute zu den wichtigsten Trägerraketen für Satelliten zählt.

In den letzten Jahrzehnten hat das DLR seine Forschungstätigkeit auch auf andere Bereiche ausgeweitet. So werden heute zum Beispiel Technologien für eine umweltfreundlichere Luftfahrt und nachhaltige Mobilität entwickelt. Das Institut für Fahrzeugkonzepte ist dabei eine wichtige Einrichtung, die sich auf die Entwicklung von neuen Fahrzeugkonzepten und -technologien spezialisiert hat. Dabei werden verschiedene Aspekte berücksichtigt,

wie zum Beispiel die Optimierung von Antriebssystemen, die Reduzierung von Emissionen und Lärm, die Sicherheit im Verkehr und die Integration von neuen Technologien. Ziel des Instituts ist es, Mobilität nachhaltiger und umweltfreundlicher zu gestalten. Eine wichtige Rolle spielen dabei alternative Antriebskonzepte wie Elektro- und Wasserstoffantriebe sowie Hybrid- und Brennstoffzellentechnologien.

Darüber hinaus beschäftigt sich das Institut auch mit der Entwicklung nachhaltiger Werkstoffe, wie Holz-Verbundstoffe, und neuartiger Bauweisen und Fügetechniken. Auch Themen wie Verkehrssicherheit und autonomes Fahren gehören zum Forschungsprogramm des Instituts.

Das DLR erhält seine Grundfinanzierung über die Helmholtz Gemeinschaft vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz und betreibt mehr als 20 Standorte in Deutschland und anderen Ländern. Außerdem ist das DLR Mitglied in zahlreichen nationalen und internationalen Forschungsnetzwerken und kooperiert eng mit der Industrie, um neue Technologien und Produkte zu entwickeln.

### 1.2 Der Next Generation Train (NGT)

Die Abschlussarbeit beschäftigt sich mit dem Next Generation Train (NGT) Konzept des DLR, in dem seit 2007 systemisch holistische Konzepte und neuartige technologische Lösungen erforscht werden, um den Beitrag der Eisenbahn zur Erreichung internationaler Klimaziele mit modernen Schienenfahrzeugen aus Europa zu unterstützen. Im Rahmen des Projekts wurden bereits einige Ergebnisse erzielt, die für innovative Produktentwicklungen der Bahnindustrie zur Verfügung gestellt werden. Ziel des NGT-Projekts ist es, die Attraktivität des umweltfreundlichen und sicheren Schienenverkehrs durch kurze Reisezeiten bei gehobenem Fahrgastkomfort trotz deutlich höherer Fahrgastzahlen zu steigern und dabei deutlich energieeffizienter zu werden als heute. Der Güterverkehr soll durch attraktive Übergänge zwischen den Verkehrsträgern, die Durchgängigkeit der Transportketten und deren weitgehende Automatisierung unterstützt werden.

Der NGT HST (High Speed Train) ist ein 202 m langer, doppelstöckiger, elektrischer Triebwagen-Zug für den Personenfernverkehr, der aus zwei Triebköpfen und acht ebenfalls angetriebenen Mittelwagen zusammengestellt ist. Er erreicht eine maximale Reisegeschwindigkeit von 400 km/h und bremst betrieblich mit dem eigenen Fahrwiderstand



Abbildung 1.2: Animation des Hochgeschwindigkeitspersonenzug NGT HST

sowie verschiedenen Nutzbremsen. Der NGT HST ist aerodynamisch ausgelegt mit superelliptischem Übergang vom Wagenkasten zum Führerstand. Durch die diversen technischen Innovationen wird der spezifische Energiebedarf des NGT HST gegenüber dem des ICE-3 bei 300 km/h mehr als halbiert. [17]

### 1.3 Struktur

Um eine neuartige Bremse entwickeln zu können, wird zunächst der Stand der Technik von Eisenbahnbremsen vorgestellt und die historische Entwicklung erläutert. Dabei wird insbesondere die Klotzbremse in den Fokus gesetzt, da hier der Aufgabenstellung entsprechend eine solche entworfen werden soll. Anschließend wird das Bremskonzept für den NGT vorgestellt, aus dem sich viele der Anforderungen an die Bremse ableiten lassen. Für die Planung der Konstruktion wird das bestehende grobe Konzept einer Klotzbremse vorgestellt, auftretende Kräfte berechnet, sowie ein Lastenheft erstellt. Für elementare Bauteile werden genaue Planungen und Anforderungen für die Entwicklung getroffen.

Vor der Entwicklung der Einzelteile wird die Kinematik entworfen, anhand derer daraufhin die Bauteile entwickelt werden. Die Bauteile werden mittels Finite-Elemente-Methode analysiert, um die Belastbarkeit und Sicherheit verifizieren zu können.

## 2 Stand der Technik

"Damit Zugeinheiten rechtzeitig zum Halten gebracht werden können und die Zuggeschwindigkeit jederzeit den betrieblichen Erfordernissen angepasst werden kann, verfügen Schienenfahrzeuge über leistungsfähige und zuverlässig arbeitende Bremseinrichtungen. Die Sicherheit einer Zugfahrt hängt wesentlich von der Funktion der Bremseinrichtung ab." [9]

So wird die primäre Funktion der Bremsen eines Schienenfahrzeugs im Buch „Schienenfahrzeugtechnik“ des Bahn Fachverlages beschrieben.

Die Hauptaufgaben von Schienenfahrzeugbremsen sind: [8]

- Vermindern der Geschwindigkeit des fahrenden Zugs in dafür vorgesehenen Grenzen, gegebenenfalls bis zum Stillstand, wobei dessen kinetische Energie in andere Energieformen umgewandelt wird,
- Konstanthalten der Geschwindigkeit auf Gefällestrecken, wobei die potenzielle Energie des Zugs, resultierend aus der Gewichtskraft, umgewandelt wird,
- Sichern stillstehender Fahrzeuge gegen Wegrollen oder gleiten im Gefälle oder infolge Windeinwirkung.

Eine weitere Aufgabe kann das Putzbremsen sein, bei dem eine Klotzbremse dazu eingesetzt wird, die Radlaufläche zu reinigen und leicht aufzurauen, um den Reibwert zu erhöhen und dadurch den Rad-Schiene-Kontakt zu verbessern.

Die Bremssysteme müssen in der Lage sein, drei verschiedene Bremsarten auszuführen. Die Betriebsbremsung dient dazu, die Geschwindigkeit konstant zu halten oder das Fahrzeug innerhalb des geforderten Anhaltewegs zum Stillstand zu bringen. Während der Schnellbremsung wird die maximale Bremskraft des Zuges in der kürzest möglichen Zeit erreicht, um den Zug so schnell wie möglich zum Stehen zu bringen. Die Feststellbremsung soll den Zug gegen Abrollen oder Abgleiten sichern. Die hier zu entwickelnde Bremse muss als Feststell- und Putzbremse eingesetzt werden können.

In diesem Kapitel werden Bremssysteme von Schienenfahrzeugen und deren Geschichte beschrieben, wobei besonders auf die, für diese Arbeit wichtige, Klotzbremse eingegangen wird.

### 2.1 Einteilung der Bremssysteme

Bremsen sind Systeme zur Energieumwandlung. Die Bewegungsenergie von Schienenfahrzeugen wird in Wärmeenergie oder elektrische Energie umgewandelt. Letztere kann ins Fahrleitungsnetz oder bordinterne Batterien gespeist werden oder in Bremswiderständen wiederum in Wärmeenergie umgewandelt werden. Bei Hochgeschwindigkeitszügen können in einem Haltebremsvorgang elektrische Leistungen von 1,2 MW pro Radsatz umgesetzt werden. [8]

Bremssysteme für Schienenfahrzeuge können, wie in Abb. 2.1 dargestellt, in kraftschlussabhängige und kraftschlussunabhängige Bremssysteme eingeteilt werden. Kraftschlussabhängige Bremsen entfalten ihre Wirkung über den Rad-Schiene-Kontakt. Das heißt, sie bringen ein Bremsmoment auf das Schienenrad auf, das die Bremskraft auf die Schiene überträgt. Kraftschlussunabhängige Bremsen können ihre Bremskraft unter Umgehung des Kontaktpunktes Rad/Schiene entweder direkt auf die Schiene übertragen oder auf eine andere Art eine Bremskraft erzeugen. [6]

Zusätzlich zu den in Abb. 2.1 dargestellten dynamischen Bremsen, gibt es bei dieselbetriebenen Schienenfahrzeugen mit mechanischer Kraftübertragung auch die in Nutzfahrzeugen verwendete Motorbremse. [8]

### 2.2 Geschichte

Die ersten für Eisenbahnen entwickelte Bremsen waren primitive hölzerne Klotzbremsen mit einer Hebelmechanik, auf welche mit dem Fuß getreten wurde. Bald wurden Kurbel und Schraubenspindel eingesetzt, wie sie auch heute noch an vielen Wagen zu finden sind. Diese Bremsen waren auch damals bereits an mehreren Wagen vorhanden, was die Begleitung eines jeden solchen Wagens durch einen sogenannten „Bremser“ erforderlich machte. Diese Eisenbahner wurden vom Lokführer durch Pfeifsignale angewiesen die Bremsen entsprechend anzuziehen oder zu lösen. Da die hölzernen Bremsklötze bei starkem Bremsen häufig in Brand gerieten, wurden sie ab 1870 langsam durch bis heute, wenn auch nicht mehr in Deutschland, eingesetzte Bremsklötze aus Grauguss ersetzt.

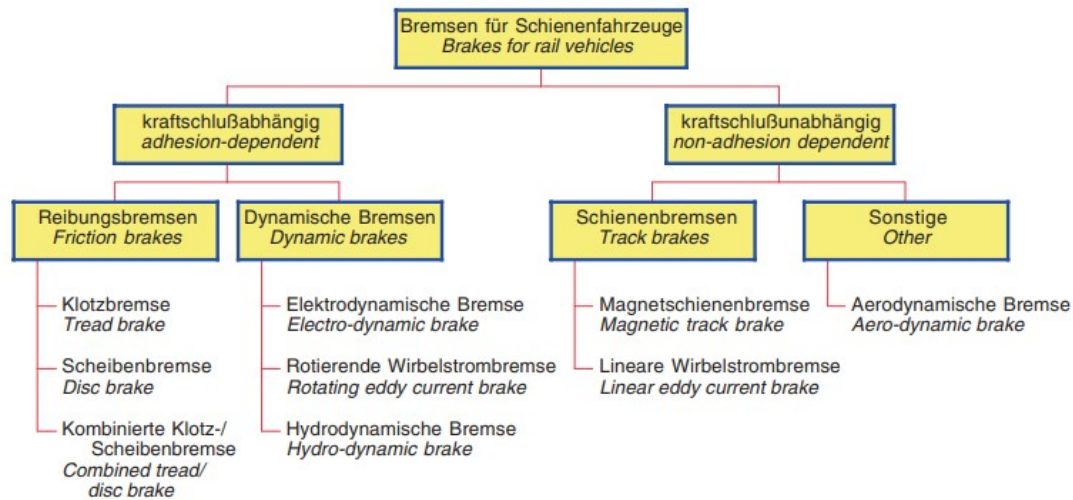


Abbildung 2.1: Einteilung der Bremsen für Schienenfahrzeuge [6]

Durch die Steigerung der Reisegeschwindigkeiten wurden durchgehende, vom Lokführer allein zu bedienende Bremsen notwendig. Die erste durchgehende Bremse war eine von dem deutschen Ingenieur Jacob Heberlein entwickelte Seilbremse, welche 1872 erstmals zum Einsatz kam. Seile als Mittel zur Betätigung erwiesen sich als nicht praktikabel, da ein zusammenstellen und Trennen der Züge schwierig war. Luft versprach dagegen deutlich bessere Möglichkeiten, viele Wagen zu verbinden und eine gleichmäßigere Verteilung der Bremskraft zu realisieren. Erste Versuche mit durchgehenden Druckluftbremsen führte der amerikanische Ingenieur George Westinghouse ab ca. 1870 durch. Zur selben Zeit testete der britische Ingenieur John George Hardy bei der österreichischen Südbahngesellschaft eine durchgehende Saugluftbremse. Den Durchbruch von Druckluftbremsen brachte erst 1902 die vom deutschen Unternehmer Georg Knorr entwickelte „Knorr-Schnellbremse“, die eine Weiterentwicklung der Westinghousebremse darstellte. Da jedoch auch diese Bremse lange und locker gekuppelte Güterzüge nicht sicher anhalten konnte, kam sie nur in Personenzügen zum Einsatz. Ursächlich hierfür war die direkte Wirkweise der Hauptluftleitung auf die Bremszylinder, welche eine sehr ungleichmäßige Verteilung der Bremskraft bewirkte. Dies führte dazu, dass hintere Wagen zu sehr auf die schneller bremsenden vorderen Wagen aufziefen. Durch die baldige Erfindung der indirekten Druckluftbremse konnten diese Probleme deutlich verbessert werden. Hier wirkt die Hauptluftleitung auf ein Steuerventil an jedem Bremszylinder, welcher über einen eigenen Druckluftbehälter verfügt. Dies brachte den erheblichen Vorteil, dass bei einer unbeabsichtigten Trennung der Wagen jeder Wagen unabhängig und von selbst aus ge-

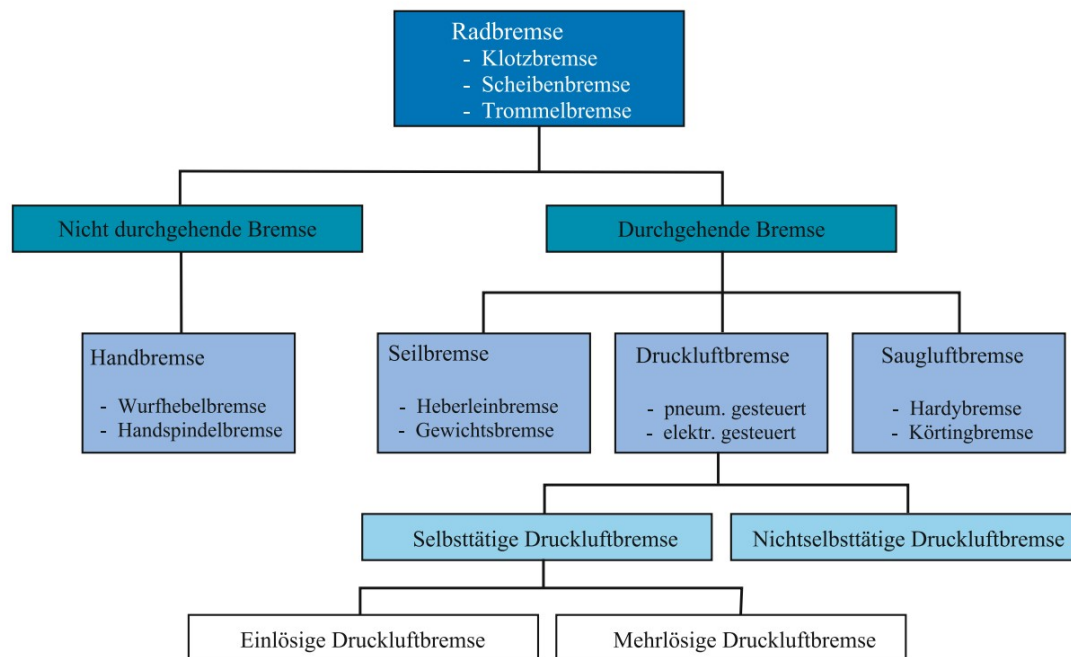


Abbildung 2.2: Reibungsbehaftete Bremsen für Schienenfahrzeuge [8]

bremst werden kann. Durch die zunehmende Konkurrenz durch das Automobil mussten die Reisegeschwindigkeiten der Züge weiter erhöht werden. Die ersten mehrlössigen Druckluftbremsen wurden 1931 eingesetzt. Diese lassen sich in mehreren Schritten lösen, was eine Verbesserung der Sicherheit mit sich brachte und somit auch in Güterzügen eingesetzt werden konnten. Weitere Vervollkommnung brachte 1953 die Knorr-Bremse mit Einheitswirkung (KE-Bremse), welche zur selben Zeit vom Internationalen Eisenbahnverband (UIC) freigegeben wurde. Diese Bremse ist bis heute die am meisten verbreitete Eisenbahnbremse. Sie ist sowohl für die bisher ausschließlich erwähnten Klotzbremsen als auch für Scheibenbremsen einsetzbar. [6]

Moderne Scheibenbremsen wandeln ebenso wie Klotzbremsen die Bremsenergie des Zuges in Wärme um und führen diese an die Umgebungsluft ab. Dabei verfügen sie über einige Vorteile, die gerade für Personen und Hochgeschwindigkeitszüge von Interesse sind. So werden die in diesem Bereich bereits hoch belasteten Schienenräder thermisch entlastet, da die Wärmeübertragung auf entsprechenden Brems scheiben stattfindet. Dabei kommen üblicherweise Wellenbrems scheiben oder Radbrems scheiben zum Einsatz. Erstere sind innenbelüftete Brems scheiben auf der Radsatzwelle, wobei zwei bis vier Scheiben auf einer Welle eingesetzt werden können. [6] Radbrems scheiben sind seitlich auf beiden Seiten

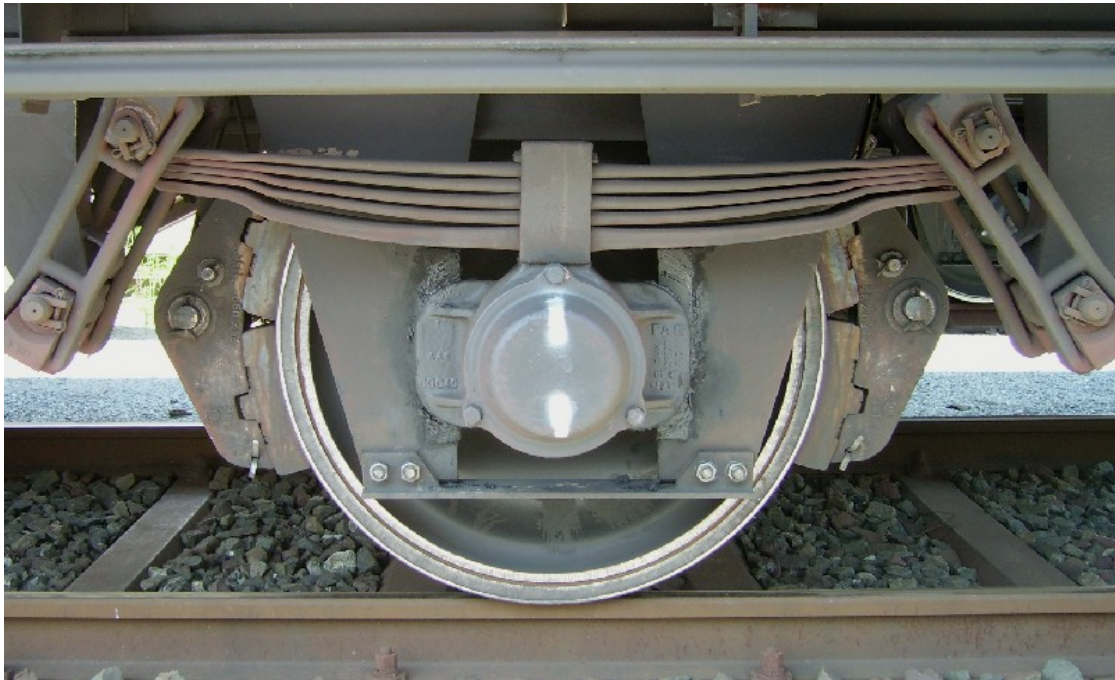


Abbildung 2.3: Klotzbremse in einem Einzelfahrwerk [11]

der Räder montierte belüftete Scheiben. Neben der Entlastung des Rades ist vorteilhaft, dass die Materialpaarung von Bremsscheibe und Bremsbelag entsprechend des Einsatzes optimal aufeinander abgestimmt werden kann. [15] Desweiteren haben sie sich gegenüber Klotzbremsen durchgesetzt aufgrund einer höheren Bremsleistung, günstigeren Unterhaltungskosten ruckfreien Bremsens und einer geringeren Abhängigkeit des Reibwertes von Druck und Geschwindigkeit. [8]

Als Übertragungsmedium für das Bremssignal hat Luft gerade bei langen Zügen nachteilige Eigenschaften. Hier fällt hauptsächlich ins gewicht, dass die Signalgeschwindigkeit im Vergleich zu elektrischen Signalen sehr langsam ist, aber auch Undichtigkeiten sind schwer zu lokalisieren und das System ist wesentlich Platz-, und Gewichtsintensiver. Aus diesem Grund wurde die Elektropneumatische Bremse (ep-Bremse) entwickelt. Die lange Signallaufzeit lässt sich mittels elektrisch angesteuerter Magnetventile reduzieren, was die Bremsentwicklungszeit und damit den Bremsweg verkürzt. Auch lässt sich die Bremse besser regulieren. [9]

Neueste Entwicklungen verzichten gänzlich auf die Druckluftleitungen und arbeiten rein elektrisch. Ein Beispiel hierfür ist ein von der Firma Siemens entwickeltes druckluftfreies Bremssystem mit dem erstmalig eine vollständig elektrische Ansteuerung der Rei-

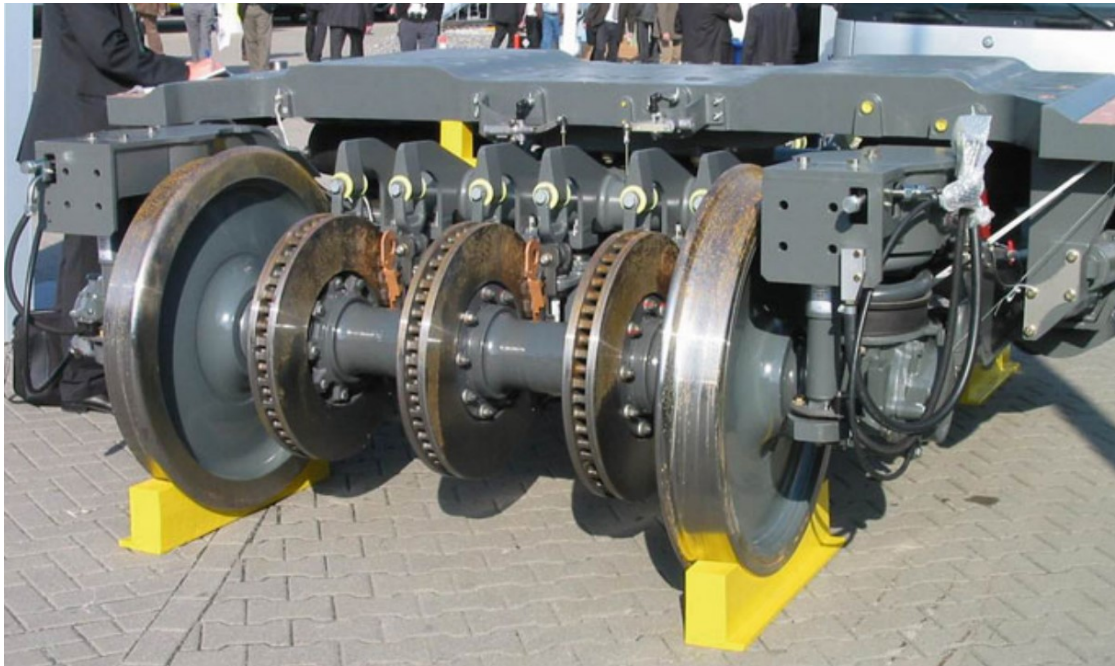


Abbildung 2.4: Drei Scheibenbremsen auf einer Radsatzwelle [8]

bungsbremse in Schienenfahrzeugen realisiert wird (brake-by-wire). Anstelle des Druckluftzylinders wird ein elektrohydraulischer Bremsaktor verwendet. Neben den bereits genannten technischen Vorteilen durch den Verzicht auf Druckluft wird zusätzlich das Fahrzeuggewicht verringert und Bauraum eingespart. [12] Dies resultiert aus leichteren Leitungen und Komponenten, sowie des Entfallens der Notwendigkeit eines Kompressors. Dadurch wird auch Energie eingespart, da ein Druckluftsystem sehr Energieaufwendig und ineffizient ist.

Die in den letzten Jahrzehnten rasant zugenommenen Geschwindigkeiten von Schnellzügen erforderten weitreichende Weiterentwicklungen der Bremskonzepte. Ab Geschwindigkeiten von 160 km/h ist das ausschließliche Verlassen auf reibungsbehaftete Bremsen nicht mehr hinreichend. Auch aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, Energieeffizienz und Verschleißminimierung wird versucht einen möglichst großen Teil der Bremsenergie durch Rekuperation zurück zu gewinnen und in der Regel über den Fahrdraht ins Netz zurück zu speisen. Dies geschieht durch die Verwendung der Fahrmotoren als Generatoren.

## 2.3 Klotzbremse

Klotzbremsen sind bis heute die meistverbreitete Bremse in Schienenfahrzeugen. Die Bremskraft wird über die Bremsklotzsohlen durch Reibung auf das Rad übertragen, wobei die Bremsenergie in Wärme umgewandelt wird. Diese muss über den Bremsklotz und das Rad abgeführt werden, wobei die Bremse so ausgelegt werden muss, dass das Rad keine thermische Überlastung erfährt.

Da Klotzbremsen konstruktiv besonders einfach sind, sind sie kostengünstig, benötigen wenig Bauraum und sind verhältnismäßig leicht. Da sie direkt auf das Rad wirken, werden keine zusätzlichen Reibkörper benötigt. Außerdem wirkt sich der Reinigungseffekt der Bremse auf die Lauffläche positiv auf den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene aus.

Nachteilig ist die thermische Belastung der Räder, welche gerade bei Hochgeschwindigkeitszügen bereits hoch beansprucht sind. Durch die Bremsen sind sie zusätzlichen Belastungen durch Wärmespannung und Verschleiß ausgesetzt. [6]

Bei der Benennung der Teile einer Klotzbremse an Schienenfahrzeugen herrscht teilweise Uneinigkeit. Um eine eindeutige Benennung der Bauteile zu gewährleisten und Verwechslungen vorzubeugen, werden die Bauteile und deren Benennungen hier kurz zusammengefasst und für die Zwecke dieser Thesis wie folgt definiert:

- Bremssohle: bezeichnet das Bauteil, das den direkten Reibungskontakt mit dem Rad hat und bei Erreichen der Verschleißgrenze ausgetauscht wird.
- Bremsklotzhalter: bezeichnet jenes Bauteil, an dem die Bremssohle befestigt wird.
- Bremsklotz: stellt die Baugruppe mit Bremsklotzhalter, Bremssohle und deren Verbindungselementen dar. Der Bremsklotz wird an der Bremse montiert.

### 2.3.1 Bremsklotzhalter

Moderne Bremsklötze bestehen aus einer Bremssohle und einem Bremsklotzhalter, auf dem diese mit einem besonderen Bremsklotzkeil befestigt ist (siehe Abbildung 2.5). Diese sogenannten geteilten Bremsklötze (Bg) werden bei niedrigen Bremskräften eingesetzt. Bei höheren Bremskräften kommen längere Bremsklotzhalter zum Einsatz, in die zwei kürzere Bremssohlen eingesetzt werden (Bgu). Dies reduziert die Flächenpressung, wenn sich die Bremssohlen aufgrund der einseitigen Erwärmung auseinander biegen.

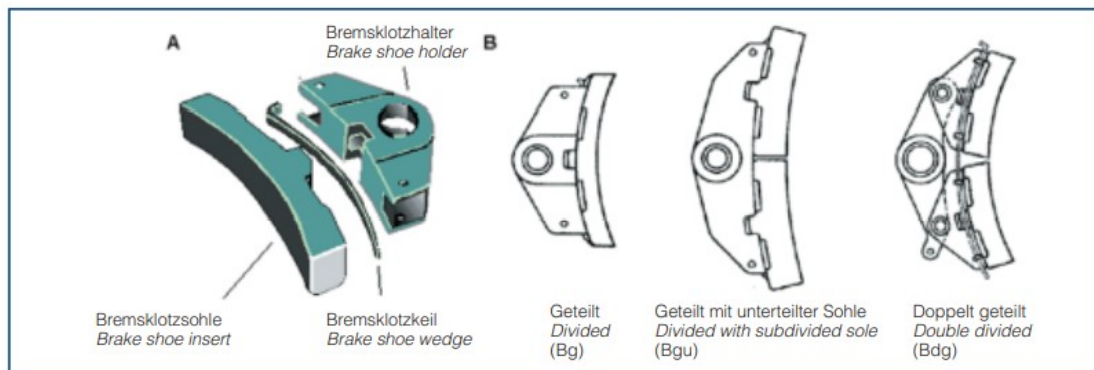


Abbildung 2.5: Aufbau und Ausführungsformen von Bremsklötzen [6]

Hochleistungsklotzbremsen, wie sie in Personenzügen oder Loks eingesetzt werden, haben zusätzlich einen geteilten Bremsklötzhalter (Bdg), welcher ebenso für eine bessere Verteilung der Anpresskräfte sorgt. Durch die bessere Druckverteilung und damit niedrigere Flächenpressung erhöht sich der Reibwert weiter. [6]

### 2.3.2 Bremssohle

Seit ihrer Erfindung ca. 1870 kommen Bremssohlen aus Grauguss zum Einsatz. Heute werden sie außerhalb Europas zum Teil noch in Güterwagen eingesetzt. Das Material ist perlitisches Gusseisen mit laminarem Grafit und einem geringen Phosphorgehalt. Durch das einfache Material, Standardisierung und lange Geschichte sind sie günstig in der Herstellung. Nachteilig wirkt die starke Aufrauung der Radlauflächen, was zu einem erhöhten Abrollgeräusch und damit einer höheren Lärmemission führt. Außerdem ist ihr Gleitreibungsbeiwert stark von der Reibgeschwindigkeit abhängig, insbesondere im unteren Geschwindigkeitsbereich. [6] Ebenso negativ wirkt sich der magnetische und elektrisch leitende Abrieb aus, vor allem bei elektrischem Zugbetrieb und weiteren Magnetischen Bremssystemen.

Kunststoff oder Verbundbremssohlen haben einen höheren Reibwert, der zusätzlich noch weitgehend geschwindigkeitsunabhängig ist. Sie vermeiden eine Aufrauung der Radlaufläche, was zu einem leiseren Abrollgeräusch führt, und haben einen geringeren Verschleiß. Negativ wirkt sich die höhere thermische Belastung auf die Schienenräder aus, da die Wärmeleitfähigkeit sehr gering ist, und dadurch fast die gesamte Wärmeenergie

über die Laufflächen der Räder abgeführt wird. Unter Umständen weisen sie ungünstige Nasseigenschaften auf.

Für hochbelastete Bremsen wurden Bremssohlen aus Sintermetall entwickelt, welches aus Metallfeinstpulver (Eisen, Kupfer, andere Buntmetalle) hergestellt wird. Sie vereinen viele positive Eigenschaften von Grauguss und Kunststoff. Die Reibwertcharakteristik ist gleichmäßig wie bei Kunststoff und damit auch im unteren Geschwindigkeitsbereich gut nutzbar. Die Wärmeleitfähigkeit und thermische Belastbarkeit sind hoch, was den Energieeintrag in die Räder verringert. Außerdem verfügen Sintermetalle über gute Nasseigenschaften. Nachteilig wirkt sich, wie beim Grauguss, der magnetische und elektrisch leitende Abrieb aus. [6]

Nachdem Bremsklötze aus Grauguss jahrzehntelang eingesetzt wurden, wurde im Jahr 2017 durch das verabschiedete Schienenlärmschutzgesetz beschlossen, dass Graugussbremsen in Deutschland ab Dezember 2020 grundsätzlich verboten sein werden. Dies soll die Lärmbelastung gerade durch Güterzüge um bis zu 10 dB verringern. Seit dem wurden sämtliche Güterwagen erfolgreich mit sogenannten Flüsterbremsen und entsprechenden Verbundbremssohlen ausgestattet. [4] [5]

Verbundbremssohlen gibt es in den genormten Reibungsklassen „K“ und „LL“. Hierbei steht "K" für "Komposit" und "LL" für "low noise, low friction". K-Bremsen haben einen mittleren Reibwert von 0,25 bis 0,30 und LL-Bremsen von 0,10 bis 0,15. [2] Beide Varianten können entweder organisch gebunden oder gesintert sein. [16] Organisch gebundene werden in der Regel aus Metallfasern, Kautschuk und Harz-Verbindungen hergestellt. Beiden ist gemein, dass sie elastischer sind und schneller verschleifen als Grauguss-Bremssohlen. Der Hauptunterschied zwischen K- und LL-Bremssohlen ist das Reibverhalten. K-Sohlen mit hohem Reibungskoeffizienten haben andere Bremseigenschaften, als die bis dahin eingesetzten Grauguss-Bremssohlen, weshalb eine Umrüstung der Bremsanlage erforderlich ist. Die höheren Stückkosten der Verbundbremssohlen führen zu Mehrkosten im Betrieb. Die seit 2013 zugelassenen LL-Sohlen sind die Weiterentwicklung der K-Sohlen. Sie haben ein Bremsverhalten, welches den herkömmlichen Grauguss-Bremssohlen ähnelt. Dadurch können sie 1:1, ohne Umbau der Bremsanlage, ausgetauscht werden. Die Kosten für den Umbau liegen rund zwei Drittel niedriger als beim Einsatz von K-Bremssohlen. [14]

## 3 Bremskonzept NGT-HST

Das Bremskonzept für den NGT HST ist ausgelegt um den Zug bei einem Gefälle von 40 ‰ und 15 km/h Rückenwind sicher zum Stehen zu bringen. Es kommen folgende Bremssysteme zum Einsatz:

- Elektromotorische Bremse
- Aerodynamische Bremse
- Lineare Wirbelstrombremse (LWB)
- Elektrische Klotzbremse [10]
- Fahrwiderstand

### 3.1 Betriebsbremsung

Bei der Betriebsbremsung wirken folgende Bremsen:

- Elektromotorische Bremse
- Aerodynamische Bremse
- Lineare Wirbelstrombremse (LWB)
- Fahrwiderstand

Um die Wirtschaftlichkeit des Betriebs zu gewährleisten, soll während der Betriebsbremsung keinerlei verschleißbehaftete Bremse eingesetzt werden und möglichst rekuperativ gebremst werden. Die elektromotorische Bremse wandelt die kinetische Energie in elektrische Energie um, welche über den Fahrdraht ins Netz oder die bordinternen Batterien

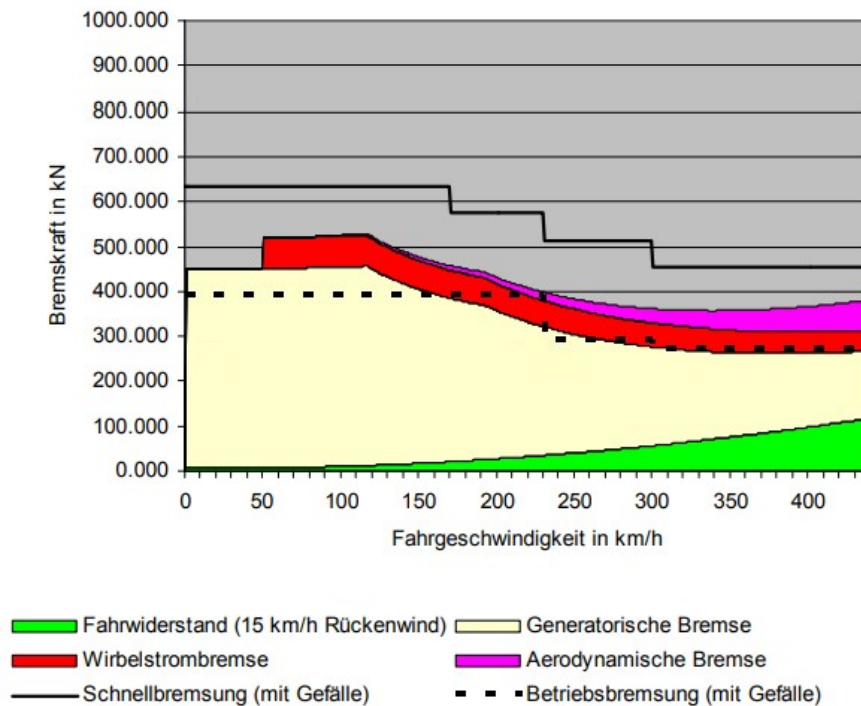


Abbildung 3.1: Bremskraftkurve Betriebsbremsung

eingespeist werden kann. Um im Bremskonzept angerechnet werden zu können, sind zusätzlich elektrische Widerstände verbaut, welche bei nicht möglicher Einspeisung die elektrische Energie direkt in Wärme umwandeln. Um die Dimensionierung der Widerstände möglichst klein zu halten, kommen weitere verschleißfreie Bremssysteme zum Einsatz. Die generatorische Bremse soll möglichst ausgelastet werden, um Energieverluste zu minimieren.

Die Lineare Wirbelstrombremse benötigt Elektrische Energie, kann aber bei einem Ausfall der Stromversorgung des Zuges aus der Batterie oder der elektromotorischen Bremse mit Energie versorgt werden. Außerdem kann sie im Regelbetrieb selbst Rekuperation betreiben und Energie in das Bordnetz zurückspeisen.

Die aerodynamische Bremse wirkt durch elektrisch betätigte Luftklappen an Front und Heck, sowie strukturintegrierten Luftkanälen und aufklappbaren Radverkleidungen. Das Bremskonzept befindet sich in Überarbeitung und diese Form der Bremse wird in Zukunft nicht mehr eingesetzt werden.

Zuletzt wirkt gerade bei hohen Geschwindigkeiten immer auch der Fahrwiderstand, welcher im Bremskonzept berücksichtigt wird.

## 3.2 Schnellbremsung

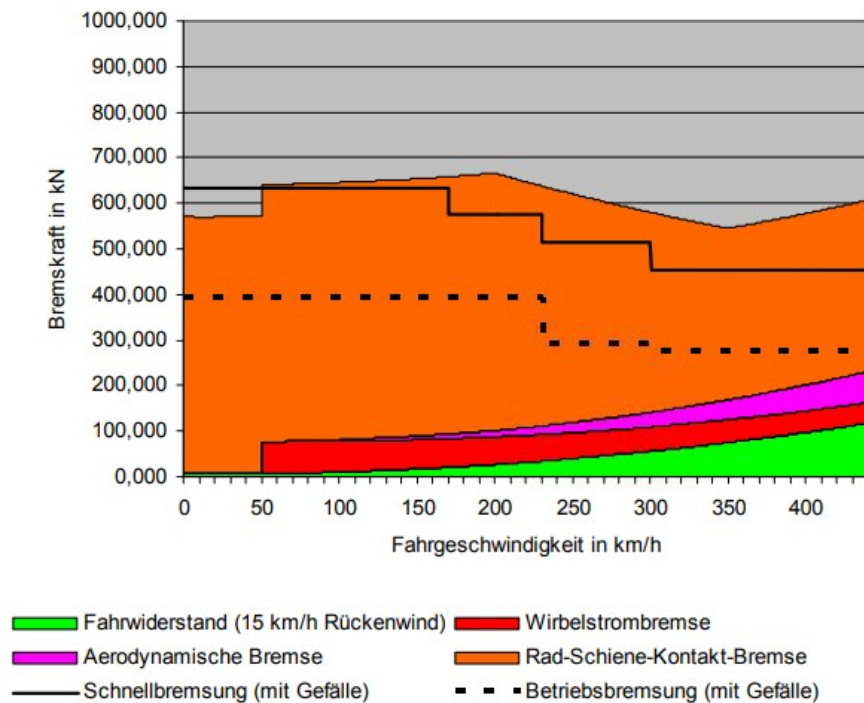


Abbildung 3.2: Bremskraftkurve Schnellbremsung

Bei der Schnellbremsung wirken folgende Bremsen:

- Elektromotorische Bremse
- Aerodynamische Bremse
- Lineare Wirbelstrombremse (LWB)
- Elektrische Klotzbremse [10]
- Fahrwiderstand

Die elektrisch betätigte Klotzbremse erbringt die erforderliche zusätzliche Bremskraft, um den Anforderungen der TSI 2008 an den Bremsweg einzuhalten. Sie ist so ausgelegt, dass sie eine Schnellbremsung sicher vollbringen kann, ohne zerstört zu werden oder die Schienenräder zu beschädigen. Da sie während der Betriebsbremsungen nicht zum Einsatz kommt, ist sie möglichst leicht vorzusehen. Die aktuellen Arbeiten am Bremskonzept zeigen, dass eine Reibungsbremse auch während der Schnellbremsung nicht nötig

sein wird. Dennoch könnte in zukünftigen Arbeiten untersucht werden, ob, und wenn ja, welchen Beitrag die Klotzbremse zur Schnellbremsung leisten könnte, ohne Schaden anzurichten.

## 3.3 Feststellbremse

Als Feststellbremse fungieren die Klotzbremsen. Diese sind ausfallsicher ausgeführt, das heißt bei entladenen Energiespeichern muss dennoch die Bremswirkung sichergestellt sein. Dies geschieht innerhalb der Linearmotoren, die die Bremse betätigen und eine integrierte Spindelbremse haben, welche automatisch greift, wenn der Motor Stromlos ist. Die Feststellbremse muss den Zug bei einem Gefälle von 40 ‰ mit 15 km/h Rückenwind bei Nässe sicher halten. Dies gilt auch, wenn eine Bremse ausfällt.

## 3.4 Putzbremse

Schienenfahrzeuge sind bei Bremsvorgängen meist wesentlich auf den Rad-Schiene-Kontakt angewiesen. Alle Bremsen, die an Rad oder Achse des Fahrwerks wirken, bringen ihre Bremskraft über die Räder auf die Schiene. Auch im Bremskonzept des NGT wird, wie beschrieben, ein Großteil der Bremsleistung über den Rad-Schiene-Kontakt bewältigt. Aus diesem Grund ist eine zuverlässige Haftung unabdingbar. Um die daraus resultierende Haftkraft zu gewährleisten, werden mittels der Klotzbremsen in regelmäßigen Abständen, oder, wenn die Fahrwerksregelung einen zu hohen Schlupf feststellt, die Schienenräder durch ein Andrücken der Bremsklötze mit wenig Kraft gereinigt und leicht aufgeraut.

## 4 Konstruktionsplanung

In diesem Kapitel werden Anforderungen an zu konstruierende Bauteile beschrieben, sowie Materialien, gewisse Abmaße, Geometrien und Prinzipien festgelegt und begründet.

### 4.1 Bestehendes Konzept



Abbildung 4.1: Darstellung des Fahrwerks des NGT HST im Prüfstand

Das Fahrwerk (Abb. 4.1) für den NGT-HST, in den die Bremse eingebaut werden soll, ist bereits als Prototyp vorhanden. Der Radträger (in Abb. 4.2 gelb dargestellt) stellt eins der wesentlichen Elemente des Fahrwerks dar, und auch dieser ist bereits mehrfach für Demonstrations- und Testzwecke gebaut worden. Er nimmt neben der zu entwickelnden Bremse die Einzelräder und die Direktantriebsmotoren der Einzelräder auf und ist

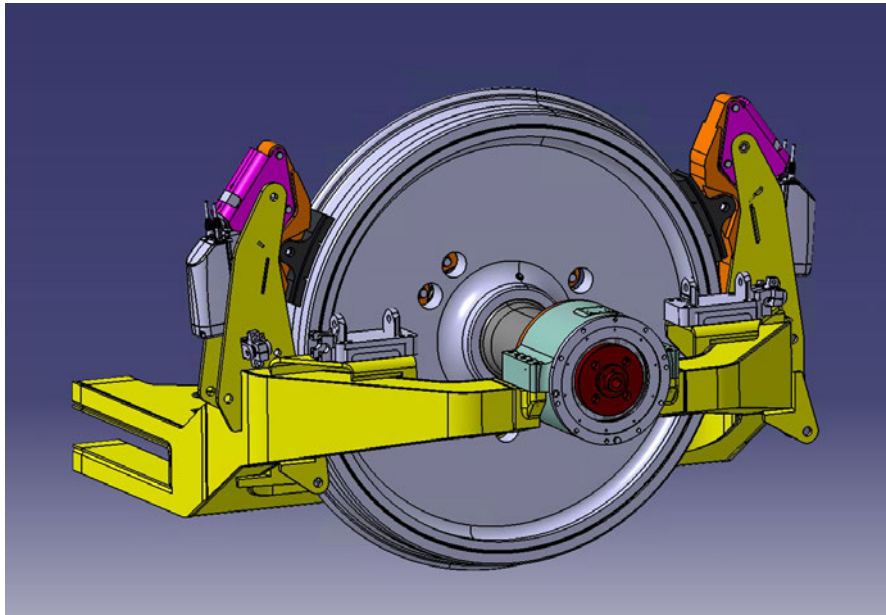


Abbildung 4.2: Konzept Bremse im Fahrwerk (Schnittansicht halbes Fahrwerk)

dreh- und steuerbar im Fahrwerk gelagert. Die Maße der Anschlussgeometrie der Bremse sind durch diesen Radträger vorgegeben. Als Aktuator sind bereits Linak LA33 Linearaktuatoren beschafft worden, welche für die Entwicklung der Bremse eingesetzt werden müssen. Der Linearmotor hat eine maximale Zug- und Druckkraft von 5 000 N. Es ist eine Sperre verbaut, die automatisch greift und einem Gegendruck von ebenfalls 5 000 N standhält.

Ein Konzept für die Funktionsweise der Mechanik besteht bereits und ist in Abb. 4.3 dargestellt und enthält folgende elementaren Bauteile:

1. Linak-33 Linearmotor
2. Dreieckgelenk
3. Bremsengelenk
4. Bremsenarm
5. Bremsklotz

Das Dreieckgelenk ist gelagert über das Bremsengelenk und leitet die Kraft des Motors auf den Bremsenarm um. Es ist ein gebogenes Blechteil mit einer Stärke von 8 mm.

Das Bremsengelenk wird benötigt, da sich der untere Drehpunkt des Dreieckgelenkes

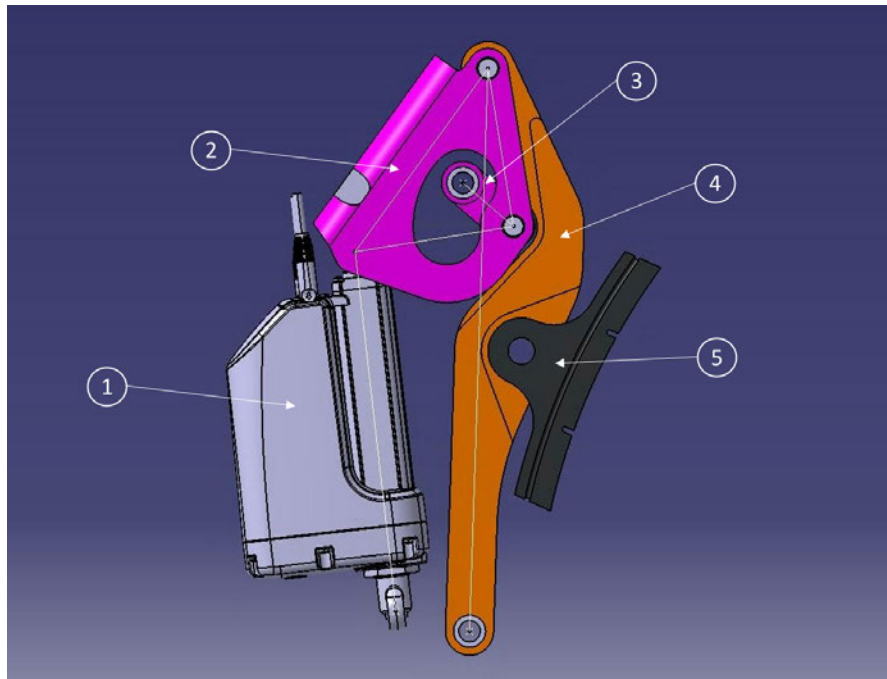


Abbildung 4.3: Bestehendes Konzept der Bremse mit dargestellter Kinematik

bewegt und die Konstruktion sonst überbestimmt wäre.

Der Bremsenarm überträgt die Kraft auf den Bremsklotz. Es handelt sich um einen Hebel, der für die benötigte Übersetzung sorgt. Die Kraft aus dem Dreiecksgelenk wird auf etwa halber Länge an den Bremsklotz weitergeleitet.

## 4.2 Berechnung Bremsklotzkraft

Zur Berechnung der benötigten Bremsklotzkraft werden die Hangabtriebskraft und die Haftkraft zwischen Rad und Schiene benötigt. Die aus der Bremsklotzkraft resultierende Bremskraft muss größer als die Hangabtriebskraft sein, um den Zug sicher zu halten. Ebenso muss sie kleiner als die Haftkraft sein, da sonst ein Gleiten der Räder auf den Schienen möglich ist. Alternativ ist ein Gleitschutzsystem vorzusehen, welches ein Blockieren der Räder verhindert, da die Reibungskoeffizienten witterungsbedingt stark schwanken können. Die Haftkraft ist also als obere Grenze der Bremskraft anzusehen, die umgesetzt werden kann. Durch die moderne elektronische Steuerung des NGT-Fahrwerks ist ein Gleitschutzsystem gegeben, sodass die Bremskraft der schwankenden Haftkraft stets angepasst werden kann und so eine maximale Ausnutzung des

Rad-Schiene-Kontakts gewährleistet wird. Im Fall des NGT HST wird das Rad jedoch hauptsächlich über die Direktantriebsmotoren der Einzelräder gebremst, die ebenfalls über eine intelligente Steuerung zur Maximierung der umsetzbaren Bremskraft verfügen.

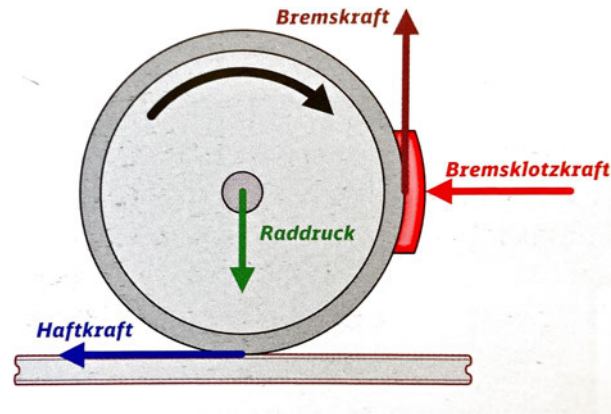


Abbildung 4.4: Kräfte am Rad [9]

Die Windlast lässt sich mit der Luftwiderstandsformel berechnen:

$$F_w = \frac{1}{2} c_w A \rho_w v^2 \quad (4.1)$$

Werden die Werte aus Tabelle 4.1 eingesetzt, ergibt sich bei 15 km/h folgende Kraft:

$$F_w = 116 \text{ N}$$

Die 116 N Windlast verteilen sich auf allen Fahrwerken des Zuges, welcher allein 32 Mittelwagenräder hat. Dadurch wird die Belastung für die Haltebremse, derer es zwei pro Rad gibt, vernachlässigbar klein. In der Folgenden Rechnung wird daher nur die Hangabtriebskraft berücksichtigt.

Die Hangabtriebskraft  $F_H$  berechnet sich aus der Normalkraft  $F_N$  und dem maximalen Gefälle der Strecke, ausgedrückt durch den Winkel  $\alpha$ .

$$F_H = F_N \cdot \sin \alpha \quad (4.2)$$

Nach der Kleinwinkelnäherung ist der Einfluss des Gefälles auf die Normalkraft bei einer Neigung von 40 ‰ vernachlässigbar. Werden keine radentlastenden Bremssysteme eingesetzt, so kann die Normalkraft  $F_N$  gleich der Gewichtskraft  $F_G$  gesetzt werden, und es folgt:

$$F_H = F_G \cdot \sin \alpha \approx m \cdot g \cdot \frac{i[\text{‰}]}{1\,000}$$

Als Masse  $m$  kann die Achslast eingesetzt werden. Da die Achslast auf zwei Rädern lastet, wird sie halbiert. Als Hangabtriebskraft ergibt sich:

$$F_H = \frac{m}{2} \cdot g \cdot \frac{i[\text{‰}]}{1\,000} = 3\,335\,N$$

Die Haftkraft zwischen Rad und Schiene wird ebenfalls aus der Achslast, sowie dem Reibwert zwischen Rad und Schiene berechnet.

$$F_{HR} = F_N \cdot \mu_{HR} \quad (4.3)$$

Die Normalkraft  $F_N$  wird wieder gleich der Gewichtskraft  $F_G$  gesetzt und die Achslast wird wieder halbiert, um die Kräfte pro Rad zu berechnen. Es wird der Reibwert zwischen Rad und Schiene eingesetzt und es ergibt sich:

$$F_{HR} = \frac{m}{2} \cdot g \cdot \mu_{HR,rs} = 12\,508\,N$$

Die Bremsklotzkraft  $F_B$  berechnet sich aus der Hangabtriebskraft  $F_H$ , dem Reibwert  $\mu_{HR}$  und der Anzahl der Bremsen  $n$  pro Rad.

$$F_B = \frac{F_H}{n \cdot \mu_{HR,br}} \quad (4.4)$$

Für die minimal erforderliche Bremsklotzkraft  $F_{B,min}$  wird die mit 4.2 berechnete Hangabtriebskraft  $F_H$ , den Reibwert  $\mu_{HR,br}$  zwischen Bremssohle und Rad und der Anzahl der Bremsen  $n$  pro Rad ein und es ergibt sich:

$$F_{B,min} = \frac{F_H}{2 \cdot \mu_{HR,br}} = 6\,949\,N$$

Durch einsetzen der Haftkraft  $F_{HR}$  anstelle der Hangabtriebskraft  $F_H$  in die Formel 4.4, erhalten wir die maximal umsetzbare Bremsklotzkraft  $F_{B,max}$ :

$$F_{B,max} = \frac{F_{HR}}{2 \cdot \mu_{HR}} = 26\,058\,N$$

Tabelle 4.1: Fahrzeugparameter

|                          |               |      |                   |
|--------------------------|---------------|------|-------------------|
| Achslast                 | $m$           | 17   | t                 |
| Erdbeschleunigung        | $g$           | 9,81 | m/s <sup>2</sup>  |
| Maximale Streckenneigung | $i$           | 40   | ‰                 |
| Reibwert Rad/Schiene     | $\mu_{HR,rs}$ | 0,15 | [15]              |
| Reibwert Bremse/Rad      | $\mu_{HR,br}$ | 0,24 | [2]               |
| Fahrwiderstand           | $c_w$         | 0,89 |                   |
| Fahrzeugquerschnitt      | $A$           | 12,5 | m <sup>2</sup>    |
| Luftdichte               | $\rho_{luft}$ | 1,20 | kg/m <sup>3</sup> |
| Windgeschwindigkeit      | $v$           | 4,17 | m/s               |

Da in dieser Arbeit eine möglichst leichte Feststellbremse entwickelt werden soll, ist die maximal umsetzbare Bremsklotzkraft als Ziel nicht sinnvoll. Es muss lediglich die minimal erforderliche Bremsklotzkraft sicher erreicht werden. Die Übersetzung im bisherigen Konzept beträgt etwa 0,5. Die Linearaktuatoren erreichen eine maximale Kraft von 5000 N, woraus sich eine Bremsklotzkraft von 10 000 N ergäbe. Die liegt um den Faktor 1,4 höher als die minimal erforderliche Bremsklotzkraft, was einer sinnvollen Dimensionierung der Sicherheit entspricht. Für das Lastenheft wird dementsprechend die Bremsklotzkraft auf 10 000 N festgelegt.

### 4.3 Lastenheft

Das Lastenheft beschreibt die spezifischen Anforderungen und Erwartungen an die Klotzbremse. Einige der Punkte sind in dem Lastenheft des NGT-Zuges definiert und übernommen, andere haben sich mit Entwicklung der konkreten Aufgabenstellung ergeben.

Tabelle 4.2: Lastenheft Klotzbremse

| Nr.                                | Bezeichnung                                                                                                              | Muss/<br>Soll/<br>Kann | Wert/<br>Norm     | Anmerkungen                   |
|------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------|-------------------------------|
| 1                                  | Feststellbremsung: 40 ‰ Gefälle                                                                                          | M                      |                   |                               |
| 2                                  | Es ist eine Haltebremse/ Feststellbremse vorzusehen, die im Stromlosen Zustand die Bewegung des Zuges sicher verhindert. | M                      |                   |                               |
| 3                                  | d_Rad_max                                                                                                                | M                      | 0,98 m            |                               |
| 4                                  | d_Rad_min                                                                                                                | M                      | 0,92 m            |                               |
| 5                                  | Radsturz $\alpha_{\text{Rad}}$                                                                                           | M                      | 0 °               | Rad ist vertikal              |
| 6                                  | Verschleißvorrat am Rad, radial                                                                                          | M                      | 30 mm             | Ergibt sich aus Punkt 4 und 5 |
| 7                                  | Linearmotor LA33 ist zu verwenden                                                                                        | M                      | 5 000 N           | Max. Druck-/ Zugkraft         |
| 8                                  | Einsatztemperaturen (min max); Außentemperatur                                                                           | M                      | -30 °C bis +45 °C |                               |
| 9                                  | Bremse Leichtbauoptimiert entwickeln                                                                                     | M                      |                   |                               |
| 10                                 | Radprofil                                                                                                                | M                      | S1002             |                               |
| 11                                 | Ausfall einer Einheit darf nicht zu einem betriebsgefährlichen Zustand führen                                            | M                      |                   |                               |
| 12                                 | Funktionsweise in beide Fahrtrichtungen                                                                                  | M                      |                   |                               |
| 13                                 | Es ist eine Feststell- und Putzbremse vorzusehen                                                                         | M                      |                   |                               |
| Fortsetzung auf der nächsten Seite |                                                                                                                          |                        |                   |                               |

Tabelle 4.2 – Fortsetzung der vorherigen Seite

| Nr. | Bezeichnung                                                                                                                            | Muss/<br>Soll/<br>Kann | Wert/<br>Norm           | Anmerkungen                                 |
|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------------|---------------------------------------------|
| 14  | Die Feststellbremse ist durch eine manuelle (elektronische) Schnittstelle, auch bei einem stromlosen Zug, lösbar sein (Abschleppfall). | M                      |                         |                                             |
| 15  | Vorhandenen Bauraum im Fahrwerk einhalten                                                                                              | M                      |                         |                                             |
| 16  | Maximale Breite                                                                                                                        | M                      | 80 mm                   |                                             |
| 17  | Kein magnetischer Abrieb der Bremssohle                                                                                                | M                      |                         |                                             |
| 18  | Anschlussgeometrie des Radträgers verwenden                                                                                            | S                      |                         |                                             |
| 19  | Wartungsfreundlichkeit                                                                                                                 | S                      |                         |                                             |
| 20  | Genormten Anschluss für Bremssohle an Bremsklotzhalter verwenden                                                                       | S                      |                         |                                             |
| 21  | Bremsklotz berührt Rad nur während des Bremsvorgangs                                                                                   | S                      |                         |                                             |
| 22  | Bremssohle mit zugelassenem Material, vorzugsweise "K-Bremse"                                                                          | S                      |                         |                                             |
| 23  | Keine Veränderungen am Radträger vornehmen                                                                                             | S                      |                         |                                             |
| 24  | Einhaltung der Bremswege für Betriebs- und Schnellbremsung                                                                             | K                      | TSI Fahrzeug<br>4.2.4.1 | Wird von den dynamischen Bremsen realisiert |
| 25  | Zwei Schnellbremsungen kurz hintereinander überstehen                                                                                  | K                      |                         |                                             |
| 26  | Dauer der Schnellbremsung                                                                                                              | K                      | 95 s                    |                                             |

### 4.4 Bremsklotz

Um den Bremsklotz, bestehend aus zwei Teilen, zu entwickeln soll zunächst eine Bremssohle ausgewählt oder entwickelt werden. Wenn möglich, soll auf verfügbare genormte Bauteile zurückgegriffen werden. Daraufhin soll ein passender Bremsklotzhalter entwickelt werden.

#### 4.4.1 Bremssohle

Zunächst soll die Bremssohle und deren Material diskutiert werden. Da dieses Bauteil im Konzept sehr weit von verfügbaren Normteilen abweicht, ist hier möglicherweise eine größere Überarbeitung zu erwarten, die wiederum Einfluss auf andere Teile haben wird. Bremssohlen gibt es in den genormten Ausführungen 250 mm und 320 mm [2]. Dies bezeichnet jeweils die Länge. Die Breite und Dicke sind laut Norm vorzugsweise 80 mm, respektive 60 mm. [2] Die Dicke kann sich üblicherweise verschleißbedingt auf bis zu 10 mm reduzieren. [13] Durch die genaue und individuelle Regelung der Bremsen und des Fahrwerks, kann der Verschleißzustand der Bremsklötze millimetergenau errechnet werden. Dadurch kann davon ausgegangen werden, dass die Verschleißgrenze weiter gesenkt werden kann, wobei die resultierende verringerte Steifigkeit eine Begrenzung darstellt.

Den Abmaßen zufolge ist der Einsatz eines Normteils nicht ausgeschlossen.

Es wird eine in Deutschland zugelassene Verbundstoff-Bremssohle (K- oder LL-Bremssohle, siehe 2.3.2) bevorzugt. Neben den zulassungstechnischen Vorteilen, spielen hierbei auch die weiteren Vorzüge gegenüber Grauguss eine Rolle, insbesondere der nicht magnetische Abrieb. Die in Kap. 2.3.2 beschriebenen Kostenunterschiede spielen hier keine Rolle, da es sich um ein gänzlich neues Bremssystem handelt, und somit keine Umrüstkosten entstehen.

Laut DIN EN 16452 kommt für Hochgeschwindigkeitszüge nur der Typ K infrage. Da der Reibwert der K-Bremssohle höher ist und dies bei der Neuentwicklung einer Bremse keine Probleme bereitet, wird dieser Typ ausgewählt.

#### 4.4.2 Bremsklotzhalter

Bremsklotzhalter sind nach DIN EN 15329 genormt. Wie in der Einleitung beschrieben, gibt es verschiedene Formen und Bauarten. Da die zu entwickelnde Bremse wenig belastet

ist und möglichst leicht sein soll, wird die kleinste Bauform des einfach geteilten Bremsklotzes (Bg) bevorzugt. Die Maße finden sich in Anhang A der Norm. Problematisch ist hierbei die Breite des Bremsklotzes von 80 mm. Die lichte Breite in der vorgesehenen Halterung des Radträgers ist ebenfalls 80 mm und somit würde ein genormter Bremsklotz mit dem Radträger kollidieren. Zusätzlich lässt der Abstand zwischen Ankerblech für die Bremse und Rad nicht genug Raum, um den Bremsklotz in seiner Höhe dazwischen unterzubringen. Ein nach DIN EN 16452 genormter Bremsklotz kann folglich nicht eingesetzt werden.

Es muss ein Bremsklotzhalter entwickelt werden. Es ist davon auszugehen, dass ein schmalerer, leichter Bremsklotzhalter den geforderten Belastungen standhalten kann, da es sich um eine Feststellbremse handelt und lediglich die Hangabtriebskraft auf die Bremse wirkt. Außerdem tritt hierbei keine thermische Belastung auf. Auch beim Putzbremsen ist die thermische Belastung signifikant geringer, als bei einer Betriebsbremsung. Um den Bauraum und das Gewicht der Bremse möglichst gering zu gestalten, wird versucht, von einer klassischen Bauform abzusehen und einen Bremsklotz zu entwickeln, der deutlich weniger hoch ist, wobei die Anschlussgeometrie an die Bremse nicht mehr der Norm entsprechen wird.

### 4.5 Kinematik

Die Kinematik der Bremse muss die Kraft des Linearaktuators umsetzen, um die erforderliche Bremskraft erreichen zu können. Außerdem sollte, wie in dem Konzept dargestellt, der Bauraum möglichst gering gehalten werden, weshalb auch die Richtung des Kraftverlaufes geändert werden muss. Hierfür wird ein mechanisches Getriebe geplant. Der zu verwendende Linak-LA33 Linearantrieb generiert eine maximale Druck/ Zugkraft von 5 000 N. Für die festgelegte benötigte Bremsklotzkraft von 10 000 N (Kap. 4.2) wird entsprechend eine Übersetzung von 2:1 benötigt.

Im bestehenden Konzept ist dies bereits realisiert. Mittels geometrischer Analyse in CAD wird die Übersetzung für den benötigten Bewegungsbereich in Excel ermittelt. (Abb. 4.5)

Da die Bremse im ungefederten Bereich des Fahrwerks verbaut ist, sind sehr hohe Beschleunigungen zu erwarten. Dadurch wird eine Sicherung gegen Verdrehen des Bremsklotzes benötigt. Eine Idee ist eine zusätzliche Strebe, um zu erreichen, dass der Bremsklotz Teil einer Trapez-Kinematik wird. Dadurch kann sein Winkel nahezu konstant

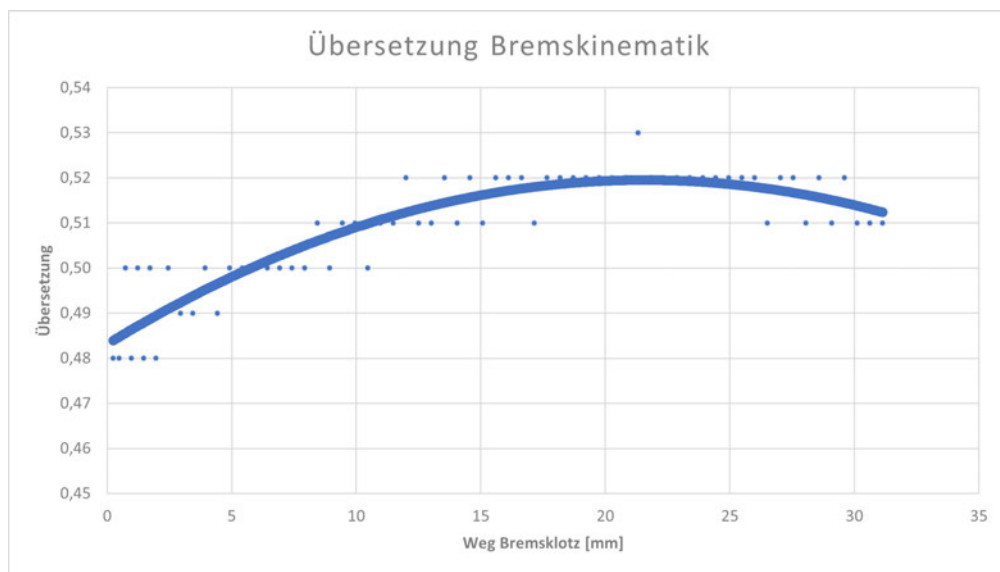


Abbildung 4.5: Übersetzung Bremskinematik

gehalten werden. Es stellt sich jedoch heraus, dass das benötigte Festlager in den Bereich des Fahrwerks und/oder Rades hineinragt, und dadurch nicht realisierbar ist. In Abb. 4.6 oben ist die Strebe in orange dargestellt.

Eine weitere Möglichkeit ist die Befestigung des Bremsklotzes an zwei Armen, sodass sich ein virtueller Drehpunkt bildet. Werden die vier Lagerpunkte - je zwei am Bremsklotzhalter und am Bremsenarm - in einem Winkel von  $90^\circ$ , ausgehend vom virtuellen Drehpunkt, konstruiert und stimmt dieser mit dem Massenschwerpunkt überein, wird durch die auftretenden Kräfte kein Drehmoment auf den Bremsklotz eingebracht. Hierbei ist von Vorteil, wenn die beiden Drehpunkte am Bremsenarm mit einer Presspassung realisiert werden, um Vibrationen zu hemmen. Bewegt sich der Bremsenarm in Richtung Rad, wird der Bremsklotz um denselben Winkel verdreht und bleibt nicht automatisch senkrecht zur Radachse. Durch Andrücken des Bremsklotzes an das Rad, wird sich jedoch der richtige Winkel einstellen. Dadurch werden Änderungen durch Verschleiß oder Austausch von Bremsklotz oder Schienenrad ausgeglichen. In Abb. 4.6 unten ist in orange das Dreieck aus virtuellem Drehpunkt und beiden Gelenkpunkten des Bremsklotzes dargestellt.

Diese zuletzt beschriebene Möglichkeit der Mechanik zur Stabilisierung des Bremsklotzes wird ausgewählt für die Entwicklung. Diese Variante kommt ohne weitere verdrehsichernde Mechanik und mit sehr wenig Bauteilen aus, ist in der Lage, tangentiale Kräfte auf-

zunehmen und wird den Anforderungen an den Leichtbau gerecht. Der Bremsklotzhalter wird dadurch eine andere Anschlussgeometrie erhalten, als der im Konzept dargestellte Bremsklotz oder auch in Kap. 2.3.1 dargestellte genormte Bremsklotzhalter. Dies kann zu einer weiteren Reduzierung des Gewichts genutzt werden, da der Bremsklotzhalter deutlich flacher entwickelt werden kann.

### 4.6 Bremsenarm

Der Bauraum des Bremsenarms ist sehr eingeschränkt durch andere Bauteile. Vorgegeben sind die Lagerpunkte des Bremsenarms durch den Radträger und die Kinematik. Außerdem sind durch die Übersetzung die Anschlusspunkte des Bremsklotzes vorgegeben. Darüber hinaus lassen der Bremsklotzhalter, sowie der Bauraum zwischen den Bremsengelenken nur eine bestimmte Breite zu. Ein Versteifungsblech im Radträger sorgt für eine weitere Einschränkung des Bauraums, welches jedoch, wenn unbedingt erforderlich, heraus getrennt und verlegt werden kann (siehe Abb. 4.7).

Der Bremsenarm soll aus Gründen des Leichtbaus aus mehreren Lagen Blech hergestellt werden, welche per Laserschweißverfahren gefügt werden. Dadurch lässt sich ein möglichst leichter, steifer Hebelarm realisieren, welcher den vielfältigen Ansprüchen an die Geometrie gerecht werden kann.

Vorteilhaft an dieser Konstruktion ist, dass sie gut für Klein- und Mittelserien geeignet ist, da keine aufwändige Gussform Hergestellt werden muss. Außerdem ist im Fahrwerksbereich von Schienenfahrzeugen anzustreben, die Oberfläche der Bauteile möglichst gering zu halten, um Korrosion und Verschmutzungen möglichst wenig Angriffsfläche und Raum zu geben. Durch die Blechstapelbauweise können Hohlräume vorgesehen und der Leichtbau somit berücksichtigt werden, und gleichzeitig die äußere Oberfläche des Bauteils minimiert werden.

Mittels des innovativen Tiefschweißverfahrens können mehrere Lagen Blech gleichzeitig gefügt werden. Mit diesem Laserschweißverfahren sollen die Bereiche um die Löcher für die Bremsklotzlenker verschweißt werden, um so die Dichtigkeit des Bauteils auch um die Löcher herum zu gewährleisten. Hierbei kann die Tiefe der Schweißnaht das fünfzehnfache der Schweißnahtbreite erreichen und mehrere Lagen Blech können gleichzeitig gefügt werden. [7]

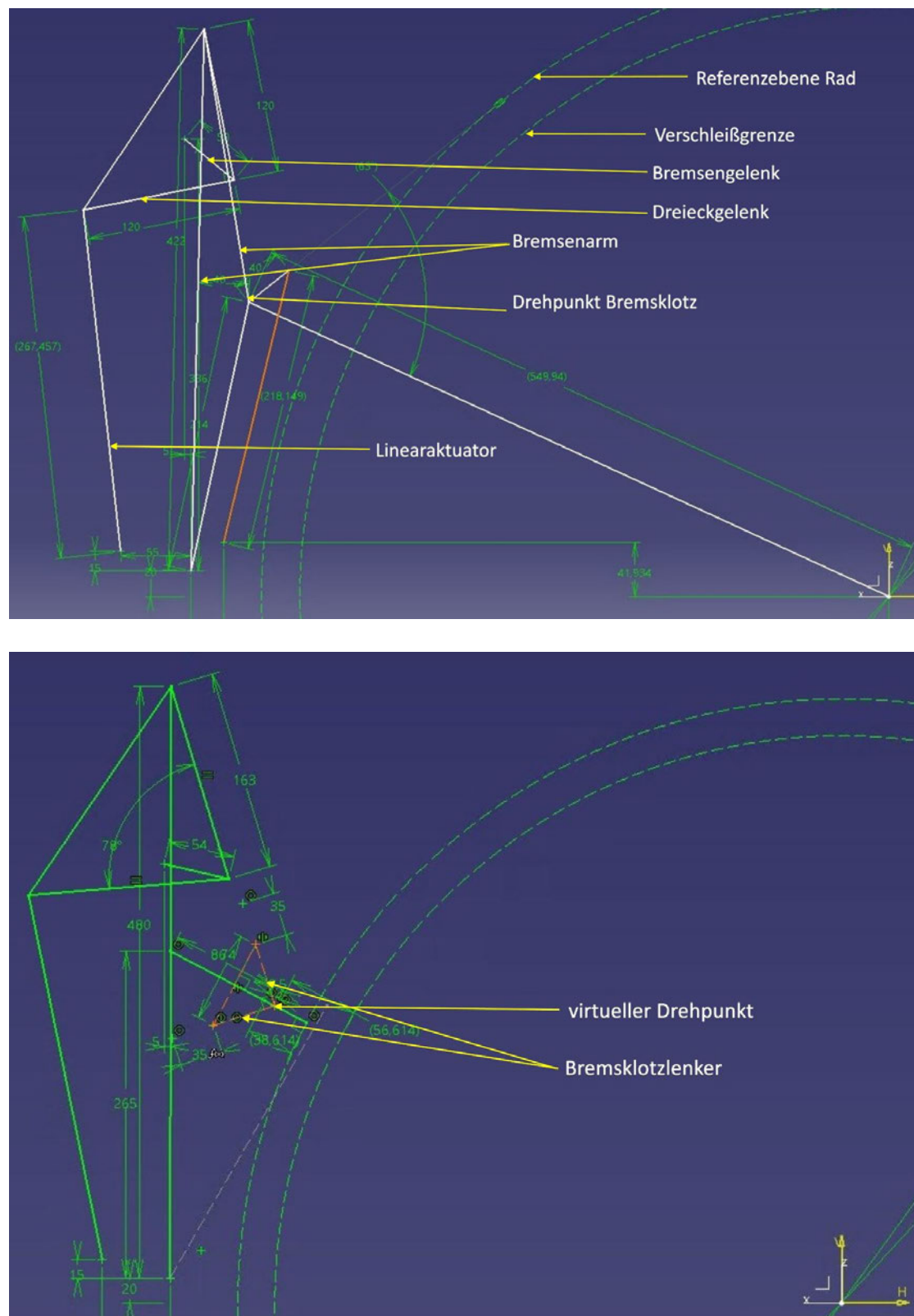


Abbildung 4.6: Varianten der Kinematik

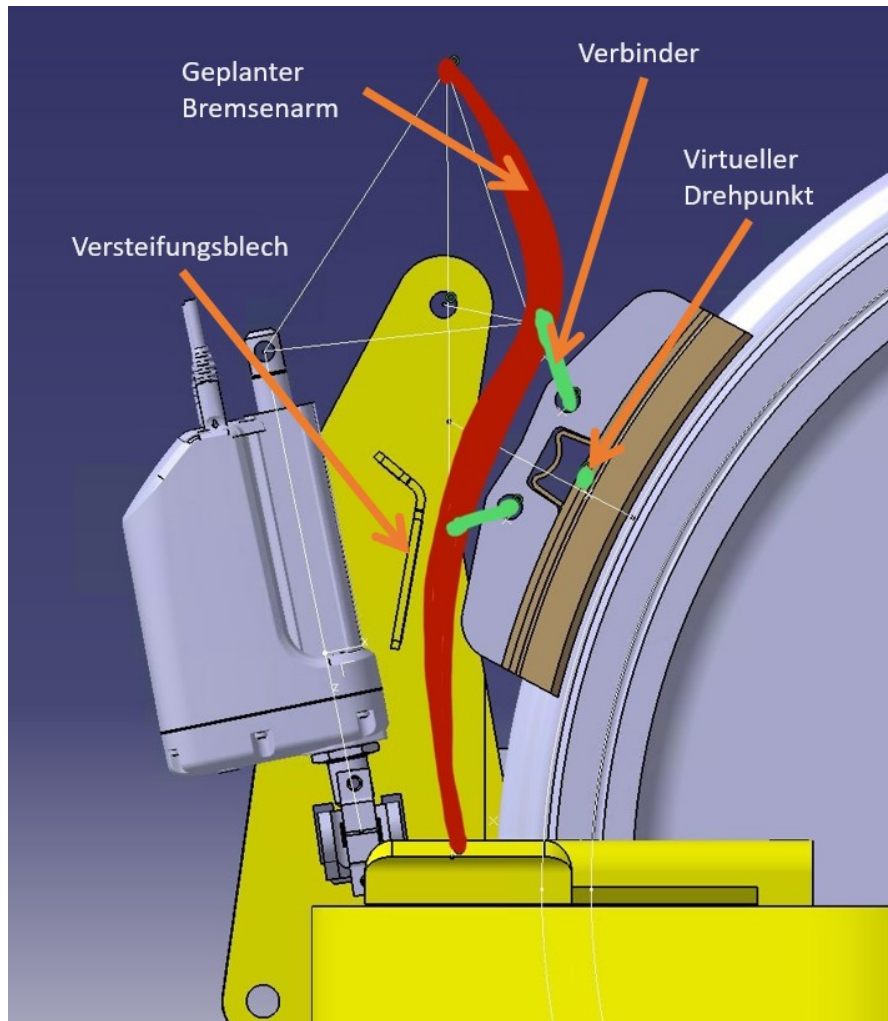


Abbildung 4.7: Planung des Bremsenarms

## 5 Entwicklung

In diesem Kapitel wird der Entwicklungsprozess der Kinematik und der Einzelnen Komponenten beschrieben. Es handelt sich um einen iterativen Prozess, jedoch wird die Entwicklung der einzelnen Bauteile nacheinander beschrieben.

## 5.1 Kinematik

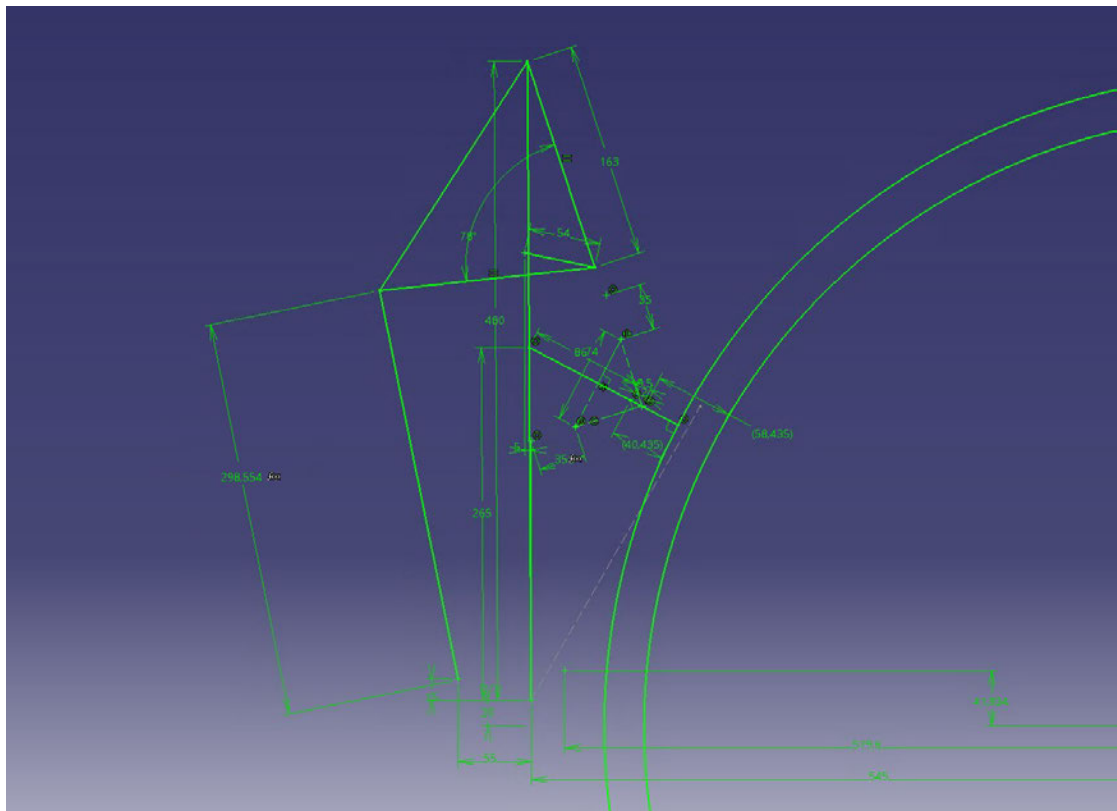


Abbildung 5.1: Skizze der überarbeiteten Kinematik in Catia

Nach Beratungen mit Herrn Oswald, einem Experten für Bremssohlen der Firma Tenneco, wird ein größerer Bremsklotz als im ursprünglichen Konzept vorgesehen, eingeplant. Die Übertragung der Kräfte und Wärmeeinwirkung machen dies bereits beim Putzbrem sen erforderlich. Außerdem ist produktionstechnisch zu empfehlen, eine Bremssohle mit genormten Maßen zu verwenden [13]. Des weiteren wird eine Zulassung nach genormten Testverfahren im Falle einer gänzlich neuen Bremssohle nicht möglich sein. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, die Kinematik anzupassen, da der neue Bremsklotz in dem bestehenden Konzept mit dem Bremsenarm und dem Radträger kollidieren würde. Bei der Überarbeitung wird versucht, die Anschlussgeometrie und das Übersetzungsverhältnis beizubehalten. Außerdem wird ein möglichst konstant bleibendes Übersetzungsverhältnis über den Verlauf der Bewegung angestrebt. Da durch die Ebenfalls größere Breite des Bremsklotzes, als im Konzept, dieser in seiner Position nach oben verschoben werden muss, um nicht mit dem Bremsenhalter am Radträger zu kollidieren, wird eine weitere Anpassung der Kinematik erforderlich.

Das Prinzip und der Aufbau der Kinematik werden beibehalten. In einem iterativen Prozess werden die Parameter entsprechend den Anforderungen geändert und angepasst, bis ein Zustand erreicht wird, in dem alle Anforderungen erfüllt werden. Hierfür werden vor allem die Länge des Bremsenarms, die Länge des Bremsengelenks, sowie die Maße des Dreieckgelenks variiert. Mittels Excel wird die Übersetzung errechnet, indem der Verfahrweg des Linearaktuators in mehrere Segmente aufgeteilt und jeweils der Weg des Bremsklotzes, radial zur Radachse gemessen wird und mit dem Delta des Linearaktors verglichen (siehe Tabelle 5.1). Dabei gilt es, eine Übersetzung von etwa 0,5 zu erreichen, die einen möglichst geraden Verlauf hat. Außerdem muss der Verfahrweg des Bremsklotzes ausreichen, um den Verschleiß von Rad und Bremssohle, sowie ein Spiel von mindestens 3 mm zu bedienen. (Abb. 5.2)

Nach mehreren Iterationsschleifen wird eine Übersetzung von 0,58 mit einer größten Abweichung von 1,6 % realisiert (Abb. 5.3). Mit der Übersetzung von 0,58 lässt sich ein nutzbarer Arbeitsweg des Bremsklotzes von 58,5 mm realisieren. Für den Verschleiß des Schienenrades werden 30 mm benötigt, für einen Abstand zum neuen Rad 3 mm. Daraus resultiert ein nutzbarer Verschleißvorrat am Bremsklotz von 25 mm.

Die engen Platzverhältnisse und im Verlauf der Entwicklung angepasste Bauteile führen zu einer Vielzahl an Anpassungen der Kinematik, da die Änderung bestimmter Maße einen großen Einfluss auf die Übersetzung und deren Verlauf über den Bewegungshorizont hat.

Tabelle 5.1: Tabelle einer Übersetzungsberechnung

| Aktuator<br>Position | delta<br>Aktua-<br>tor | Aktuator<br>Weg | Brems-<br>klotz<br>Position | delta<br>Brems-<br>klotz | Brems-<br>klotz<br>Weg | Über-<br>setzung |
|----------------------|------------------------|-----------------|-----------------------------|--------------------------|------------------------|------------------|
| [mm]                 | [mm]                   | [mm]            | [mm]                        | [mm]                     | [mm]                   | [-]              |
| 298,89               |                        |                 | 58                          |                          |                        |                  |
| 308,69               | 9,80                   | 9,8             | 52,2                        | 5,8                      | 5,8                    | 0,592            |
| 318,70               | 10,01                  | 19,8            | 46,4                        | 5,8                      | 11,6                   | 0,580            |
| 328,77               | 10,07                  | 29,9            | 40,6                        | 5,8                      | 17,4                   | 0,576            |
| 338,81               | 10,05                  | 39,9            | 34,8                        | 5,8                      | 23,2                   | 0,577            |
| 348,79               | 9,97                   | 49,9            | 29,0                        | 5,8                      | 29                     | 0,582            |
| 358,68               | 9,89                   | 59,8            | 23,2                        | 5,8                      | 34,8                   | 0,586            |
| 368,52               | 9,83                   | 69,6            | 17,4                        | 5,8                      | 40,6                   | 0,590            |
| 378,33               | 9,81                   | 79,4            | 11,6                        | 5,8                      | 46,4                   | 0,591            |
| 388,18               | 9,85                   | 89,3            | 5,8                         | 5,8                      | 52,2                   | 0,589            |
| 398,13               | 9,95                   | 99,2            | 0                           | 5,8                      | 58,0                   | 0,583            |
| Durchschnitt         |                        |                 |                             |                          |                        | 0,58             |
| Max. Abweichung      |                        |                 |                             |                          |                        | 1,6 %            |

Durch die Übersetzung von 0,58 wird eine Bremsklotzkraft von 8 620 N erreicht. Dies erfüllt nicht die in Kap. 4.2 festgelegte Kraft von 10 000 N, übersteigt aber die minimal erforderliche Bremsklotzkraft von 6 949 N. Dabei liegt eine Sicherheit von 1,25 vor. Dieser Kompromiss wird eingegangen, da der mit einer niedrigeren Übersetzung der benötigte Verfahrensweg nicht erreicht wird.

Um die Sicherheit zu erhöhen, da hier Verluste durch Reibung nicht berücksichtigt werden, wird empfohlen für den Einsatz über Zwecke zur Demonstration und Forschung hinaus den nächst kräftigeren Linearaktor Linak LA36 einzusetzen. Dieser verfügt bei gleichem Hub über eine maximale Druckkraft von 6 800 N. Dies erhöht die analytisch prognostizierte Bremsklotzkraft von 8 620 N auf 11 720 N und damit die Sicherheit, die erforderliche Bremsklotzkraft zu erreichen auf einen Wert von 1,68.

### 5.1.1 Analyse der Kräfte

In diesem Kapitel wird eine einfache Analyse der Kräfte durchgeführt, um eine erste Dimensionierung der Bauteile abschätzen zu können und spätere FEM-Analysen zu verifizieren. Dazu wird die Kinematik in der Ausgangsstellung mit der vollen Last des Linearaktors von 5 000 N belastet. Die Kraft wird über das Dreieckgelenk auf den

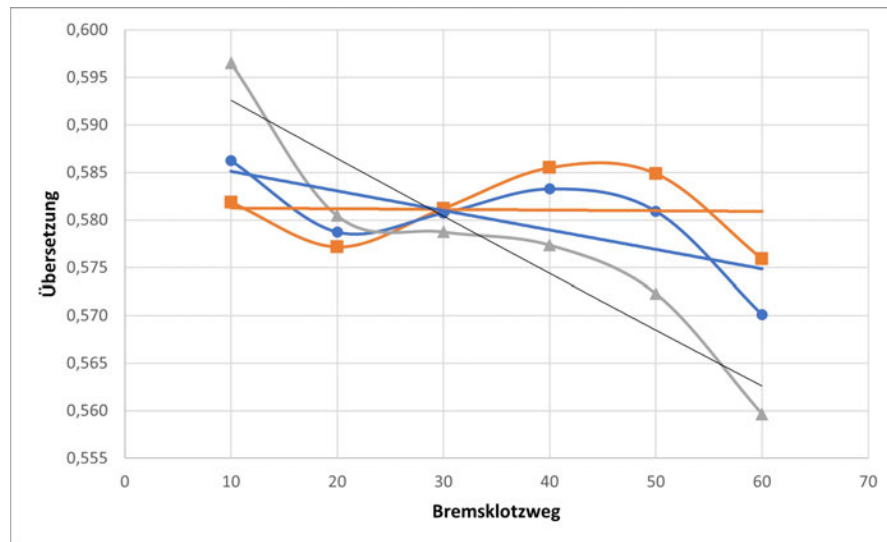


Abbildung 5.2: Verschiedene Konfigurationen der Kinematik und deren Übersetzungsverläufe

Bremsenarm übertragen und vom Bremsengelenk abgestützt. Der Bremsenarm ist unten drehbar gelagert. Die Kraft des Bremsklotzes auf den Bremsenarm wird mit der vorher ermittelten Übersetzung der Kinematik von 0,58 auf 8 620 N festgelegt.

Die Elemente der Bremse, Dreieckgelenk, Bremsengelenk und Bremsenarm, werden freigeschnitten und die Lagerreaktionskräfte berechnet. Dazu werden das Dreieckgelenk und das Bremsengelenk gemeinsam freigeschnitten und die Verbindung zum Bremsenarm wird hier als Festlager angenommen. In rot werden die eingepprägten, sowie die Lagerreaktionskräfte in x- und y-Richtung dargestellt, in grün die absoluten Lagerreaktionen mit ungefähren Richtungen.

### Dreieckgelenk und Bremsengelenk

Zunächst wird die durch den Linearaktuator eingepprägte Kraft  $F_1$  mit dem Winkel  $\alpha$  in ihre Bestandteile  $F_{1x}$  und  $F_{1y}$  zerlegt.

$$F_{1x} = F_1 \cdot -\cos(\alpha) = -480 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin(\alpha) = 4980 \text{ N}$$

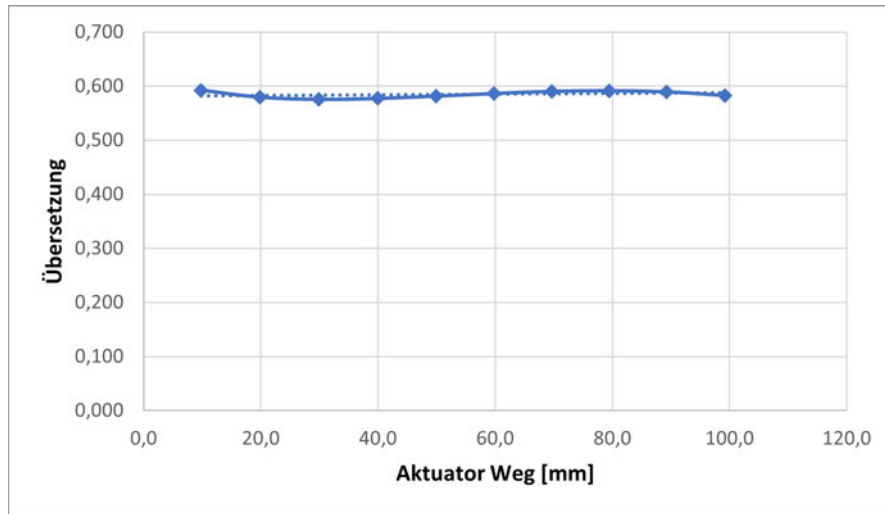


Abbildung 5.3: Übersetzung der Kinematik nach Überarbeitung

Als nächstes wird Momentengleichgewicht um den Punkt A gebildet und die Kraft  $F'_B$  berechnet. Diese kann nur in Richtung des Bremsengelenks abgestützt werden, weshalb sie zur Kraft  $F_B$  transformiert wird. Aus der resultierenden Kraft  $F_B$  werden die Lagerreaktionskräfte  $B_x$  und  $B_y$  berechnet.

$$\sum \circlearrowleft M \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.1)$$

$$\sum \circlearrowleft M_A = F_A \cdot \cos(\alpha + \delta - 90^\circ) \cdot l_1 + F'_B \cdot l_2 \stackrel{!}{=} 0$$

$$\Rightarrow F'_B = -F_A \cdot \cos(\alpha + \delta - 90^\circ) \cdot \frac{l_1}{l_2} = -4\,392\,N$$

$$\Rightarrow \mathbf{F}_B = F_A \div \cos(90^\circ - \beta + \gamma) = -5\,061\,N$$

$$\Rightarrow B_x = -F_B \cdot \cos(\gamma) = 4\,820\,N$$

$$\Rightarrow B_y = F_B \cdot \sin(\gamma) = -1\,550\,N$$

Nun wird mittels Kräftegleichgewicht die Kraft  $F_A$  berechnet, welche aus den Kräften  $A_x$  und  $A_y$  gebildet wird. Diese entspricht der in den Bremsenarm eingepprägten Kraft.

$$\sum \rightarrow F_x \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.2)$$

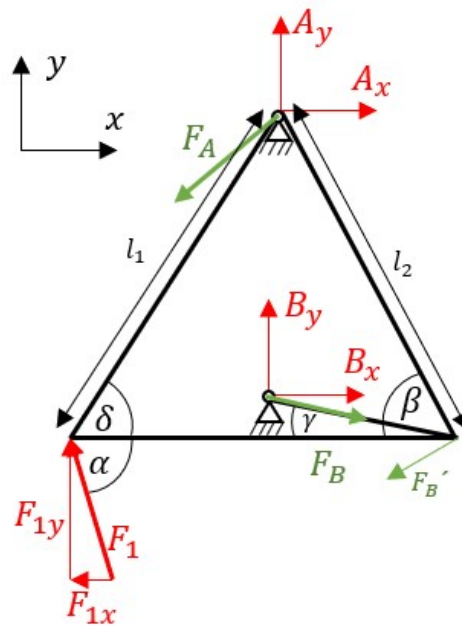


Abbildung 5.4: Freikörperbild Dreieckgelenk

$$\sum \uparrow F_y \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.3)$$

$$A_x = -(F_{1x} + B_x) = -4\,340\text{ N}$$

$$A_y = -(F_{1y} + B_y) = -3\,430\text{ N}$$

$$\Rightarrow \mathbf{F}_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 5\,530\text{ N}$$

### Bremsenarm

Der Bremsenarm ist unten drehbar gelagert. Am oberen Ende in wirkt die im vorherigen Abschnitt berechnete Kraft  $F_A$  negativ mit dem Winkel  $\theta$ .  $F_2$  mit dem Winkel  $\epsilon$  stellt die Bremsklotzkraft dar.

Die Kraft  $F_2$  wird mittels des Momentengleichgewichts (Formel 5.1) errechnet. Es wird die Summe der Momente um das Festlager (Punkt E) gebildet und nach  $F_{2x}$  umgestellt.

$$F_{2x} = \frac{F_{Ax} \cdot l_A}{l_2} = -7\,860\,N$$

Mit dem Winkel  $\epsilon$  werden die Kräfte  $F_{2y}$  und  $F_2$  errechnet.

$$F_{2y} = -\tan(\epsilon) \cdot F_{2x} = 4\,180\,N$$

$$\mathbf{F}_2 = \frac{F_{2x}}{\cos(\epsilon)} = 8\,900\,N$$

Verglichen mit dem Ergebnis aus der graphischen Ermittlung von  $F_2 = 8\,620\,N$  ergibt sich eine Differenz von 3 %.

Aus  $F_2$  und  $F_1$  lässt sich das Übersetzungsverhältnis der Kinematik ermitteln, damit es mit der graphisch ermittelten Übersetzung von 0,58 verglichen und überprüft werden kann.

$$\frac{F_1}{F_2} = 0,56$$

Die Abweichung der analytisch zur graphisch ermittelten Übersetzung beträgt somit -3%.

Mittels 5.2 und 5.3 ergeben sich die Lagerreaktionskräfte  $E_x$  und  $E_y$ :

$$E_x = -(A_x + F_{2x}) = 3\,520\,N$$

$$E_y = -(F_{1y} + B_y) = -7\,610\,N$$

Daraus ergibt sich die resultierende Kraft am unteren Lager von:

$$\mathbf{F}_E = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = 8\,380\,N$$

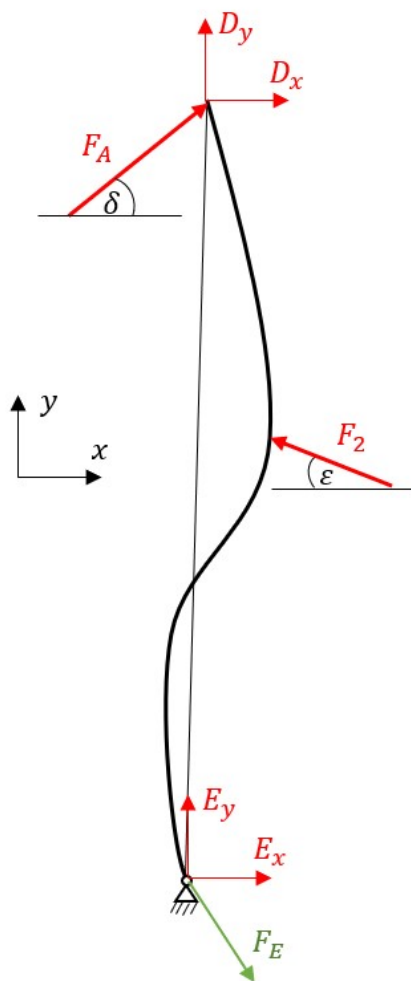


Abbildung 5.5: Freikörperbild Bremsenarm

## 5.2 Bremsklotz

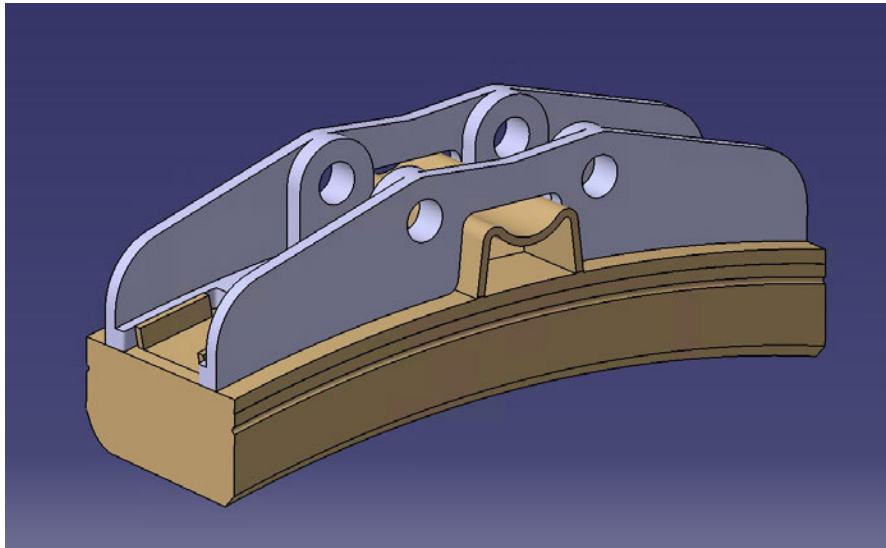


Abbildung 5.6: Darstellung des Bremsklotzes

Der Bremsklotz wird als geteilter Bremsklotz mit austauschbarer Bremssohle entwickelt. Dies geschieht aus Gründen der Fertigung, der Nachhaltigkeit, der Ökonomie, sowie der Wartungsfreundlichkeit. Es ist anzunehmen, dass die Effekte durch den geteilten Bremsklotz auf den Leichtbau zu vernachlässigen sind. In den folgenden zwei Kapiteln wird die Entwicklung von Bremssohle und Bremsklotzhalter einzeln im Detail beschrieben. Der zu verwendende Bremsklotzkeil zur Verbindung von Bremssohle am Bremsklotzhalter soll der Norm DIN EN 15329 entsprechen und von extern beschafft werden. Dieser wird deshalb nicht näher beschrieben.

### 5.2.1 Bremssohle

Im Rahmen der Detailentwicklung der Bremse wird zuerst die Bremssohle entwickelt, da es sich um ein besonders kritisches Bauteil handelt, das großen Einfluss auf andere Komponenten hat. Die Maße, der Reibwert und das Material spielen dabei eine wichtige Rolle für das Bremsverhalten, die erforderlichen Kräfte und somit für die Dimensionierung und die Menge an aufgenommener Energie.

Aus Zulassungs- und Fertigungsgründen wird eine Bremssohle entwickelt, die den Abmessungen und der Anschlusschnittstelle zum Bremsklotzhalter der DIN EN 16452 entspricht. Hierbei wird, wie in der Planung beschrieben (siehe 2.3.2), eine Bremssohle vom

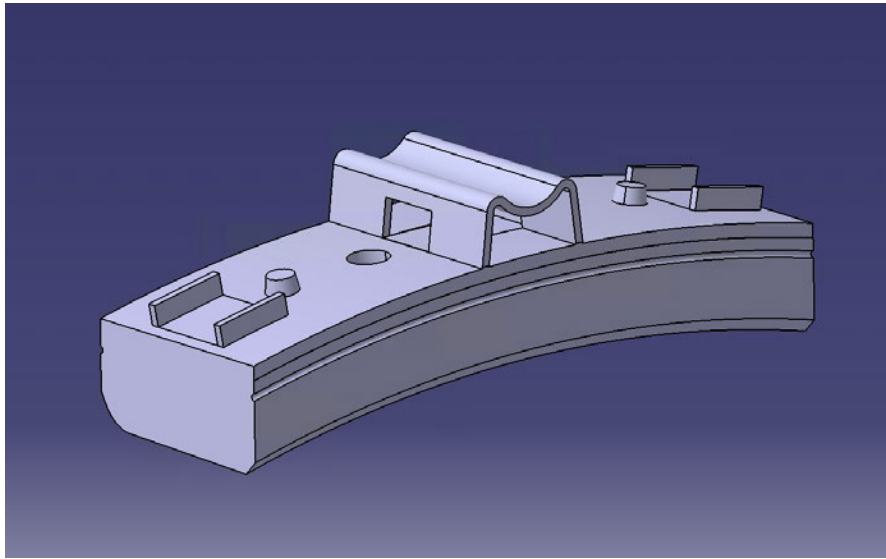


Abbildung 5.7: Konstruktion der Bremssohle

Typ 250 mm entwickelt, um die Länge der Bremssohle zu beschreiben. Die Breite wird gemäß der Norm auf 80 mm festgelegt, um eine höhere thermische Belastung von Bremssohle und Rad zu vermeiden. Aufgrund der begrenzten Bauräume kann die Stärke jedoch nicht wie in DIN EN 16452 empfohlen ca. 60 mm erreichen. Zudem steht die üblicherweise eingesetzte Stärke von Bremssohlen für Klotzbremsen im Widerspruch zum Ziel einer möglichst leichten Bremse. Ein Unterschreiten der laut Norm empfohlenen 60 mm ist in diesem Fall auch deshalb zulässig, wenn nicht sogar geboten, weil in die in der Norm beschriebenen Bremsen meist betrieblich zum Bremsen eingesetzt werden und aus diesem Grund einem hohen Verschleiß ausgesetzt sind. Im Falle der hier zu entwickelnden Bremse ist jedoch nur ein minimaler Verschleiß durch das Putzbremsen und praktisch kein Verschleiß durch das Abstellen und Halten zu erwarten.

Wie in Kap. 4.4.1 bereits beschrieben, beträgt die Verschleißgrenze von Klotzbremsen an Schienenfahrzeugen üblicherweise 10 mm [13]. Es wird jedoch angenommen, dass ein sicherer Betrieb der Bremse auch bei einer geringeren Verschleißgrenze der Bremssohle gewährleistet werden kann, da die elektrisch betätigten und elektronisch überwachten Bremsen des NGT Fahrwerks sehr genau angesteuert werden können und der Verschleißzustand sowohl vom Schienenrad als auch von der Bremssohle durch die Steuerung des Fahrwerks errechnet werden kann. Aus diesem Grund wird die Bremssohle mit einer Verschleißgrenze von 7 mm entwickelt, da eine weitere Reduzierung aufgrund des Risikos von Sichelverschleiß nicht möglich ist. Sichelverschleiß bezeichnet einen radial asymmetrischen

Verschleiß der Bremssohle, sodass ein Ende stärker verschlissen wird, als das andere. Ursächlich hierfür ist ein Moment, welches durch die Reibkraft zwischen Bremssohle und Rad und dem Abstand von Reibfläche und Drehpunkt des Bremsklotzes hervorgerufen wird, und den Bremsklotz entgegen der Drehrichtung des Rades belastet. Wird die Bremse mehrheitlich in eine Richtung eingesetzt, kann sie einseitig stärker verschleifen.

Die Stärke der Bremssohle wird aufgrund der Kinematik und des begrenzten Bauraums auf 37 mm festgelegt, was zu einem effektiv nutzbaren Materialvorrat von 25 mm führt, da die oberen 5 mm dem Trägerblech dienen. Der Linearmotor trägt hier zur Begrenzung bei, da er einen maximalen Verfahrweg von 100 mm hat. Dieser wird durch die für die Kraft benötigte Übersetzung von 0,58 effektiv verringert auf 58 mm. Das Schienenrad hat einen radialen Verschleißvorrat von 30 mm. Dadurch kann die Bremse nur noch einen zusätzlichen radialen Weg von 28 mm verfahren. Dies deckt sich mit dem Verschleißvorrat der Bremssohle und lässt darüber hinaus 3 mm Spiel, da die Bremssohle das Schienenrad in der Regel nicht berühren soll während der Fahrt. Wie bereits erwähnt, wird der Verschleißvorrat von 25 mm die empfohlenen 60 mm zwar deutlich unterschreiten, angesichts der zu erwartenden Belastungen ist jedoch anzunehmen, dass dieses Maß mehr als akzeptabel.

Die Anschlussschnittstelle zum Bremsklotzhalter wird nach DIN EN 16452 gezeichnet in der Version mit austauschbarer Bremssohle.

Das Querprofil wird nach dem Schienenradprofil S1002/h28/e32.5/6.7% gefertigt.

### 5.2.2 Bremsklotzhalter

Nachdem die Bremssohle entwickelt ist, wird der zugehörige Bremsklotzhalter entworfen. Die Verwendung eines Normteils nach DIN EN 15329 ist aufgrund des begrenzten Bauraums im Radträger nicht möglich. Die Breite würde mit den Blechen des Radträgers kollidieren und auch die Höhe verhindert einen Einsatz in diesem Fall. Außerdem würde ein großes Gussteil den Ansprüchen an den Leichtbau nicht gerecht werden, da es für höhere Kräfte und Anforderungen ausgelegt ist, wie es bei Güterzügen durch die Tatsache, dass es sich hier um die einzige Bremse handelt, der Fall ist. Im Gegensatz dazu ist der Bremsklotzhalter in unserem Fall geringeren thermischen und Druckbelastungen ausgesetzt.

Eine Verwendung der in Güterzügen eingesetzten Verdrehsicherung ist ebenfalls nicht möglich, da die Bremse in unserem Fall einen grundlegend anderen Mechanismus aufweist. Daher ist eine vollständige Neuentwicklung des Bremsklotzhalters erforderlich.

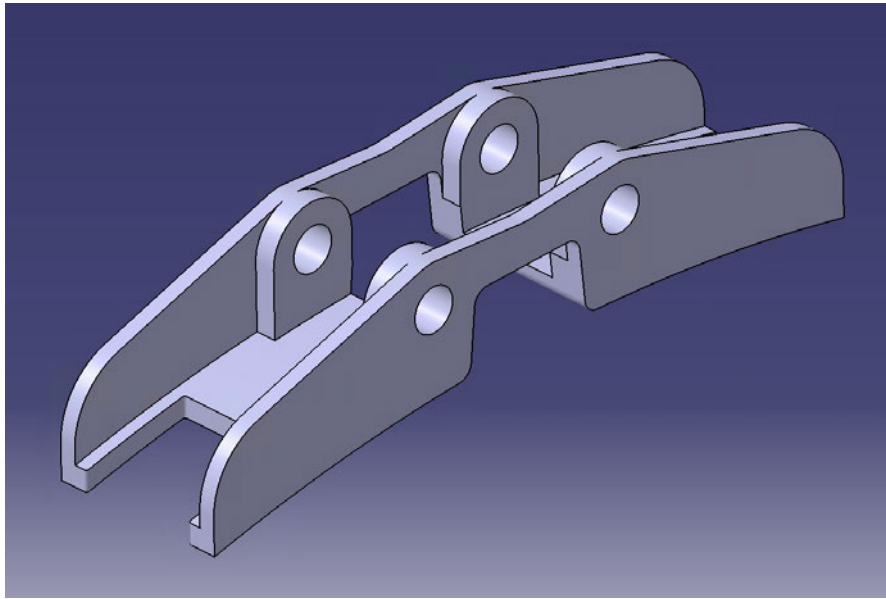


Abbildung 5.8: Konstruktion des Bremsklotzhalters

Lediglich die Anschlusschnittstelle zur Bremssohle soll der Norm DIN EN 15329 entsprechen. Der in derselben Norm beschriebene Bremsklotzkeil [1] soll verwendet werden, sodass ein Normteil für diesen Zweck beschafft werden kann.

Der lichte Raum zwischen den Ankerblechen am Radträger ist 80 mm. Um genug Raum für seitliches Spiel zu lassen, wird die Breite des Bremsklotzhalters 70 mm bemessen.

Die Befestigung an der Bremse wird neu erarbeitet. Hier soll die Befestigung mit der Verdrehsicherung kombiniert werden, um Gewicht und Bauteile einzusparen. Wie in Kap. 4.5 beschrieben, wird der Bremsklotz mit einem virtuellen Drehpunkt an zwei Bremsklotzlenkern befestigt.

Überschneidet sich der virtuelle Drehpunkt etwa mit dem Massenschwerpunkt des Bremsklotzes, so wird ein durch Vibrationen, Erschütterungen und die Schwerkraft erzeugtes Drehmoment minimiert. Dieses Drehmoment könnte den Bremsklotz um seinen virtuellen Drehpunkt verdrehen und somit die Bremssohle in Kontakt mit dem Schienenrad bringen. Da durch verschiedene Positionen des Bremsklotzes, je nach Verschleißzustand von Schienenrad und Bremssohle, der virtuelle Drehpunkt und der Massenschwerpunkt des Bremsklotzes nicht ganz übereinander liegen, muss ein Verdrehen dennoch verhindert werden. Da anzunehmen ist, dass sich das auftretende Moment in Grenzen hält, soll hier eine Presspassung eingesetzt werden, welche ein leichtes Verdrehen der Verbinder verhindert. Diese Presspassung ist so auszulegen, dass eine potentiell nötige Verdrehung durch

fortschreitenden Verschleiß der Bremssohle möglich bleibt, da die Bremsklotzkraft ein ausreichend großes Moment erzeugen kann. Die Erschütterungen und Vibrationen allein sollten dann nicht mehr ausreichen, um den Bremsklotz zu verdrehen.

Gefertigt werden soll der Bremsklotzhalter aus Stahl, bei entsprechenden Stückzahlen ist ein Gussteil denkbar. Der Bremsklotzhalter wird mit Bolzen vom Typ ISO 2341 Form B an den später beschriebenen Bremsklotzlenkern drehbar gelagert befestigt. Die Bolzen sind mit Splint gegen ein Herausrutschen gesichert. Dabei sollen die Bolzen im Bremsklotzhalter einseitig eine leichte Presspassung erhalten, damit eine Drehung über die einzusetzenden Gleitlager gewährleistet wird. Die Bolzen haben 16 mm Durchmesser mit einer Toleranz von h9 und eine Nennlänge von 65 mm. Es sollen wartungsfreie metallische Gleitlager mit Bund zum Einsatz kommen, da in der Bremse möglicherweise hohe Temperaturen auftreten. Die entsprechenden Bohrungen sollen nach E9 erfolgen, sodass eine für Hebellagerungen empfohlene Toleranzkombination entsteht, die für eine gut Montierbarkeit und Wartungsfreundlichkeit sorgt. [3]

### FEM Analyse

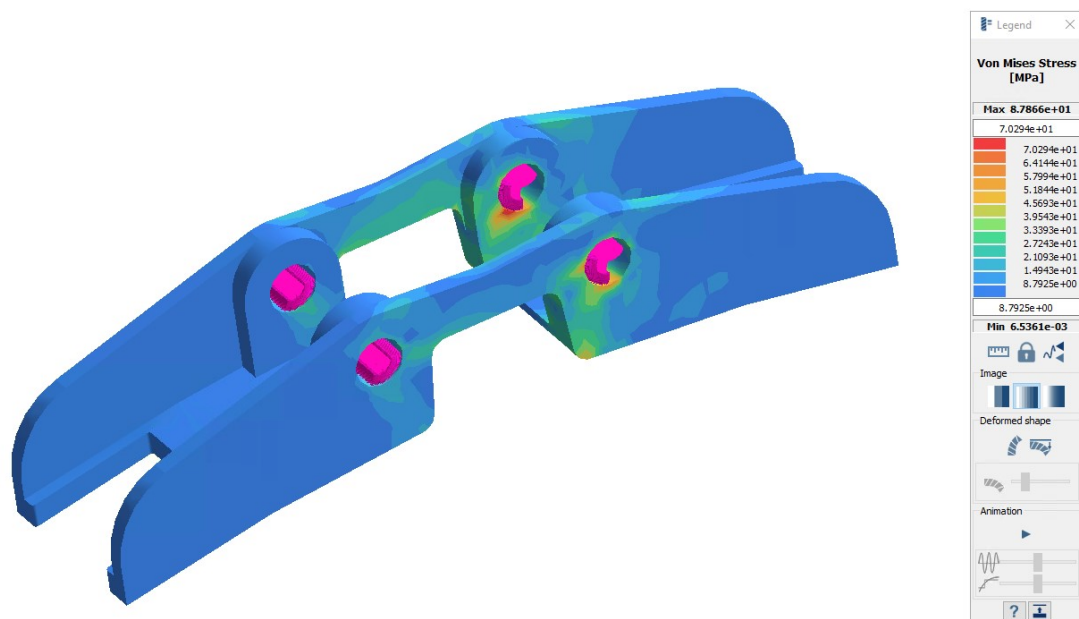
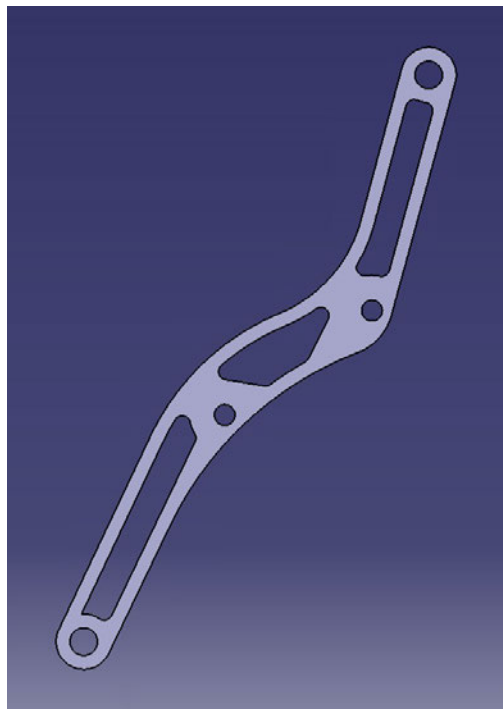


Abbildung 5.9: SimSolid Analyse der Vergleichsspannung im Bremsklotzhalter unter Last

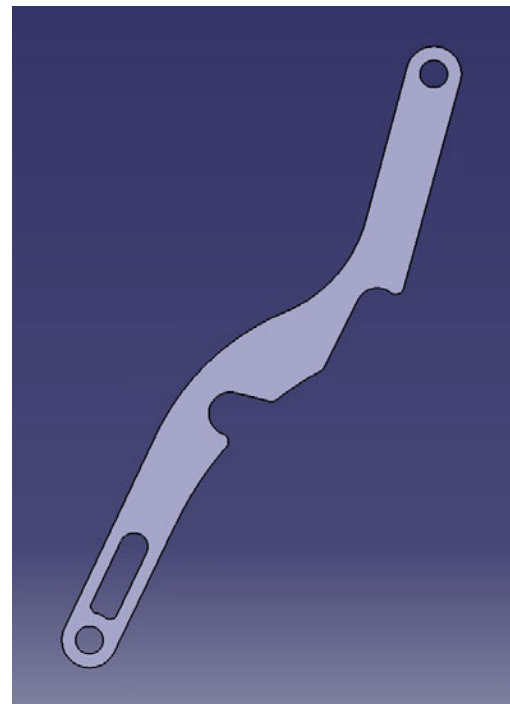
Um zu validieren, dass die Vergleichsspannungen im Bremsklotzhalter das zulässige Maß nicht überschreiten, wird mit SimSolid eine Lastanalyse angestellt. Dabei wird die untere Fläche als starre Flächenlagerung definiert, da das Schienenrad als nicht verformbar angenommen wird. Die Lasteinleitung wird für den ungünstigsten Fall von einer Aktuatorauslenkung von 100 mm berechnet. Hierbei werden die Lagerkräfte in einem Winkel von  $29^\circ$  beziehungsweise  $63^\circ$  eingeprägt.

Es stellt sich heraus, dass das Bauteil ausreichend dimensioniert ist und an den Lagerflächen eine maximale Vergleichsspannung von 87,8 MPa erfährt. Die Verformung bleibt im einstelligen Micrometer Bereich und damit unkritisch.

### 5.3 Bremsenarm



(a) Erstes Blech



(b) Zweites Blech

Abbildung 5.10: Hauptbleche des Bremsenarms

Wie in der Planung des Bremsenarms beschrieben, soll dieser aus mehreren Lagen Blech hergestellt und verschweißt werden (Siehe Kap. 4.6). Der vorher Konstruierte Bremsklotzhalter bietet 35 mm Lichten Raum in der Breite für den Bremsenarm. Es soll mindestens

1 mm Spiel auf jeder Seite bleiben. Teilt man die verbliebenen 33 mm Bauraum durch vier Lagen, ergibt sich eine Blechstärke von 8,25 mm. Da eine leicht verfügbare Blechsorte vorzuziehen ist, wird die Blechdicke auf 8 mm festgelegt. Vier gefügte Lagen Blech ergeben so eine Stärke von 32 mm. In den Bereichen der Enden des Bremsenarms können weitere Lagen Blech hinzugefügt werden, da dort die Breite weniger eingeschränkt ist. Zunächst wird das mittlere Blech entworfen, welches grob den in Kap. 4.6 dargestellten Planungen entspricht. Dies soll als Grundlage für die Entwicklung der weiteren Bleche dienen. Es stellt sich schon bald heraus, dass eine Kollision mit dem Versteifungsblech im Radträger nicht zu vermeiden ist, siehe Abb. 5.11. Da bei den Auftretenden Kräften nicht zu erwarten ist, den Bremsenarm so schlank gestalten zu können, dass keine Kollision vorliegt, wird entschieden, dass das Versteifungsblech im Radträger entfernt und verlegt werden muss.

Darauffolgend, mit mehr Bauraum, werden die ersten zwei Bleche des Bremsenarms entwickelt (Abb. 5.10). Diese werden jeweils gespiegelt zwei mal verwendet, sodass sich dadurch bereits eine Gesamtstärke von 32 mm ergibt. Das erste Blech wird leichtbautechnisch mit möglichst großen Ausschnitten konstruiert. Dabei werden die Löcher für die vier Gelenke bereits mit ausgeschnitten und um jede Kontur ein Abstand von 10 mm Material belassen. Das zweite Blech hat dieselben Umrisse, damit es per Laserschweißverfahren an das erste gefügt werden kann. Das zweite Blech bekommt Ausschnitte für die geplanten Verbinder für den Bremsklotz, die in den 35 mm lichten Raum im Bremsklotz passen müssen. Die Verbinder werden ebenfalls aus 8 mm Blech hergestellt und werden auf den innersten zwei Blechen montiert.

Die Lagerung am unteren Ende des Bremsenarms wird um ein weiteres Blech, welches ebenfalls gespiegelt auf beiden Seiten verschweißt wird, erweitert, um ein Kippen durch ein potentiell auftretendes Moment zu minimieren und die Lager zu entlasten.

### **FEM Analyse**

Mithilfe der Analysesoftware SimSolid wird eine erste Überprüfung der Spannungen im Bauteil mittels einer linearen Festigkeitsanalyse durchgeführt. Dabei wird das Modell vereinfacht und nur die Kräfte, die durch den Bremsklotz in die Lager einwirken, eingeprägt. Das obere und untere Lager werden als Festlager angenommen. Hierbei wird mit dem schlechtesten Lastfall für den Bremsenarm gerechnet, bei einer Aktuatorposition von 100 mm. Hierbei ist der Winkel der eingeprägten Kräfte besonders ungünstig. In späteren Berechnungen des ganzen Bremsmechanismus werden zusätzlich auftretende

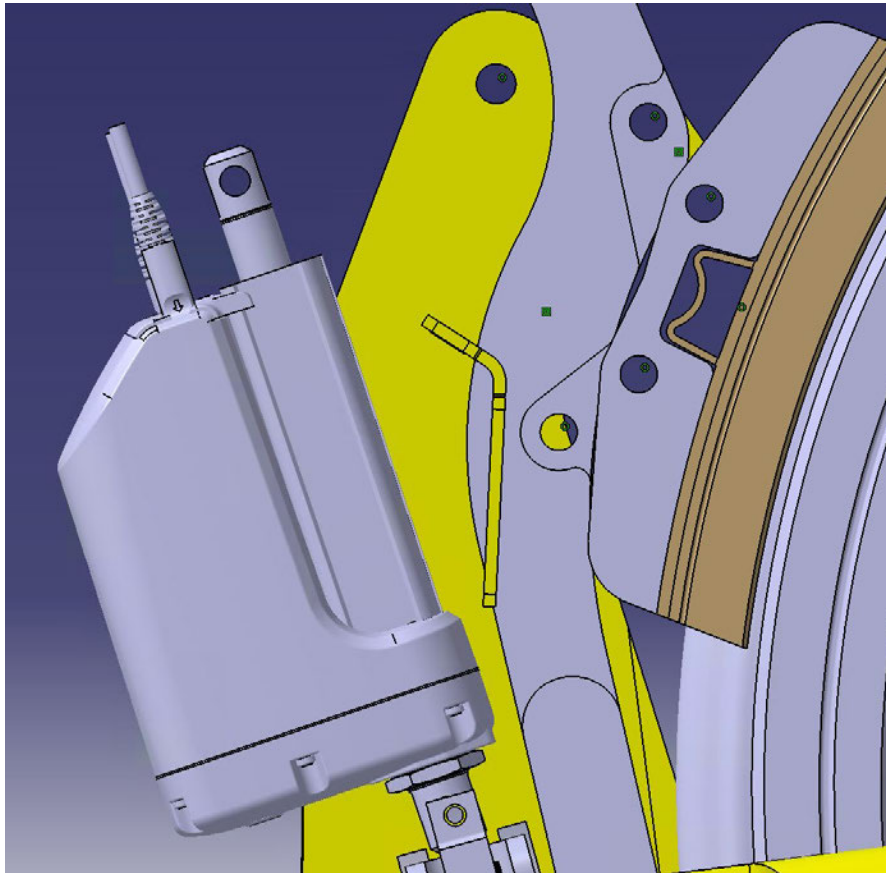


Abbildung 5.11: Darstellung der Kollision mit dem Versteifungsblech des Radträgers

Lagerlasten am oberen und unteren Lager des Bremsenarms berücksichtigt. Es ergibt sich in dieser ersten Rechnung eine maximale Vergleichsspannung von 84,2 MPa (Abb. 5.12). Dies lässt möglicherweise weitere Aussparungen und Querschnittsverringerungen zu, soll aber erst geschehen, wenn die gesamte Bremsenmechanik berechnet wurde und ein genaueres Berechnungsergebnis vorliegt.

### **Detaillierung**

Da durch das Profil des Rades eine Last axial zur Radachse von etwa 1:20 bis 1:40 der Bremsklotzkraft zu erwarten ist [13], werden die Lagerungen des Bremsenarms oben und unten verstärkt. Es wird jeweils eine Hülse eingeschweißt, die durch die Bohrungen im Bremsenarm gesteckt wurden. Diese sollen eine axiale Positionierung des Bremsenarms im Radträger und im Dreieckgelenk gewährleisten und ein Verdrehen minimieren. Durch die

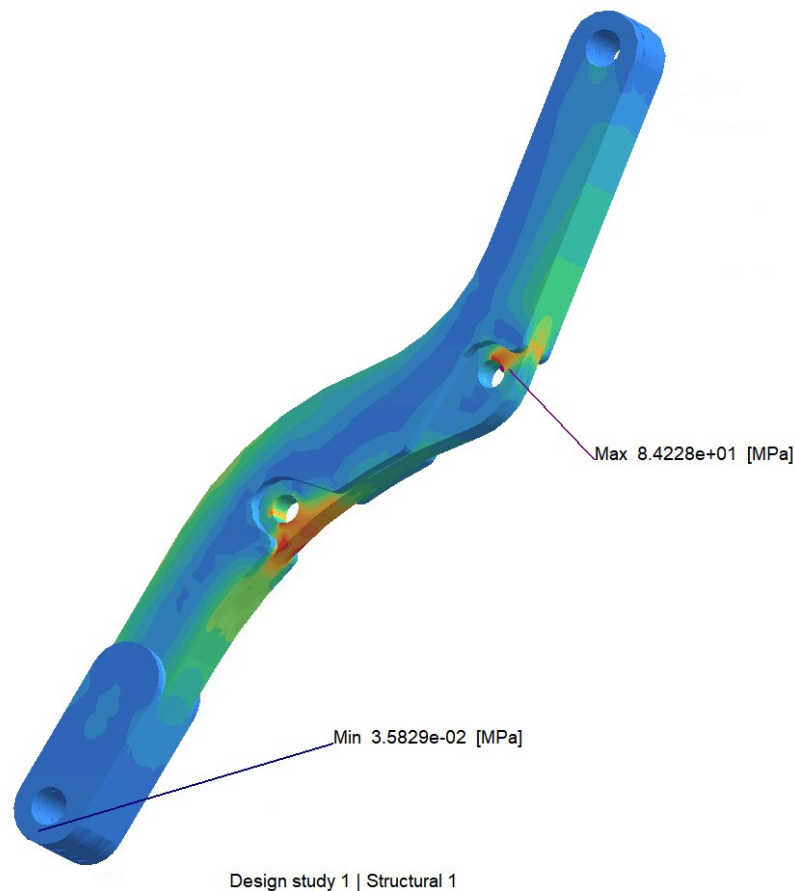


Abbildung 5.12: Berechnung des ersten Entwurfs des Bremsenarms

Breite der Hülsen wird außerdem die Kantenpressung auf die einzusetzenden Gleitlager verringert.

Als Gleitlager werden wartungsfreie zylindrische Gleitlager aus Metall mit Bund verwendet, die die Reibung und den Verschleiß minimieren. Metallische Gleitlager bieten im Bereich von Bremsen, den Vorteil einer großen Toleranz gegen Wärmeeintrag, was die Ausfallsicherheit der Bremse erhöht. Die Aufnahmebohrungen der Hülsen müssen mit einer Toleranz von H7 gefertigt werden. Die Ausgewählten Bolzen vom Typ ISO 2341 Form B mit 16 mm Durchmesser und 105 mm für das untere Lager und 80 mm für das obere Lager haben eine Toleranz von h9. Eingepresst entsteht im Gleitlager eine Toleranz von E10, wodurch eine gut geführte Passung von E10/h9 entsteht.

Die maximale empfohlene Flächenpressung eines möglichen Lagers beträgt 80 MPa. Dies wird überprüft mit der Formel für die Flächenpressung, wobei  $F$  der Lagerlast und  $A$  der Lagerfläche entspricht:

$$p = \frac{F}{A} \quad (5.4)$$

Die Fläche  $A$  ergibt sich aus dem inneren Lagerdurchmesser von 16 mm, sowie der Länge des Lagers von 16 mm ohne Bund. Da jeweils zwei Lager verpresst werden, halbiert sich die Lagerkraft. Für das obere Lager ergibt sich:

$$p = \frac{5\,530\,N}{2 \cdot 16\,mm \cdot 16\,mm} = 10,8\,MPa$$

Für das untere Lager ergibt sich:

$$p = \frac{8\,060\,N}{2 \cdot 16\,mm \cdot 16\,mm} = 15,7\,MPa$$

Die Flächenpressungen liegen damit weit unter der maximal zulässigen für das Lager.

### 5.3.1 Bremsklotzlenker

Die Bremsklotzlenker übertragen die Kräfte vom Bremsenarm auf den Bremsklotz. Dabei sollen die Lagerpunkte am Bremsenarm als Presspassung ausgeführt werden, um ein gewisses Moment aufnehmen zu können, da der Bremsklotz sich zwar durch die Bremsklotzkraft drehen und zum Rad hin ausrichten können soll, nicht jedoch von der Schwerkraft, Vibrationen oder Stößen verdreht werden soll. Da der Lagerpunkt im Bremsenarm des oberen Bremsklotzlenkers zwischen den beiden Teilen des Bremsengelenks liegt, ist dort nicht genügend Bauraum vorhanden, um einen Bolzen mit Sicherung hindurch zu stecken. Aus diesem Grund werden die Bremsklotzlenker mit einem Bolzen verschweißt, sodass sie einmal verbaut nicht zerstörungsfrei vom Bremsenarm gelöst werden können. Da die Drehbewegungen minimal sind und nur einmal über den Verschleißzyklus einer Bremssohle, oder wenn ein Schienenrad gewechselt wird, stattfinden, ist von einem zu vernachlässigenden Verschleiß über die Lebensdauer auszugehen.

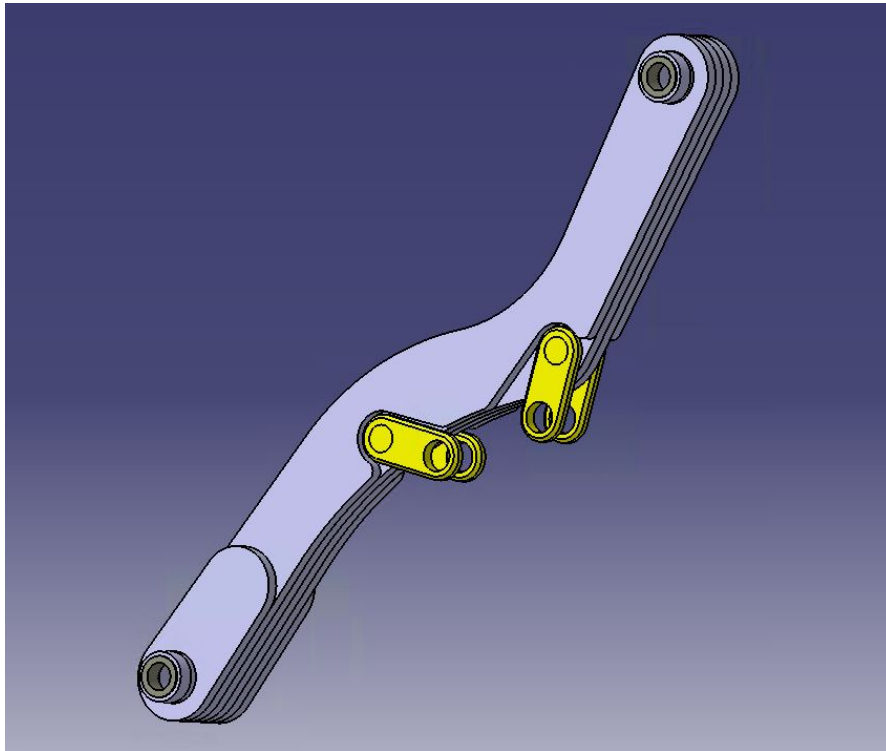


Abbildung 5.13: Darstellung des Bremsenarms mit den permanent gefügten Bremsklotzlenkern

## 5.4 Dreieckgelenk

Das Dreieckgelenk überträgt die Kräfte des Linearaktuators auf den Bremsenarm, und sorgt damit für die Umlenkung der Kräfte. Räumlich wird es begrenzt durch die Ankerbleche des Radträgers von außen, innen verläuft das Bremsengelenk, sowie der Bremsenarm. Es bietet sich hier eine Konstruktion aus gebogenem Blech an. Dafür wird zunächst ebenfalls eine Blechdicke von 8 mm gewählt. die Geometrie ist weitgehend vorgegeben durch die Kinematik, wobei die Anschlusspunkte für Linearaktuator, Bremsenarm und Bremsengelenk entscheidend sind. Für das Festlager des Bremsengelenks muss ein Ausschnitt vorgesehen werden, da dieses durch das Dreieckgelenk hindurch verläuft.

Um eine feste Positionierung des Linearaktuators am Dreieckgelenk zu gewährleisten, wird hier eine Aufnahme benötigt, die am Dreieckgelenk befestigt wird. Es wird ein Frästeil entwickelt, welches in einen Ausschnitt auf der oberen Seite des Dreieckgelenks eingesetzt und verschraubt wird.

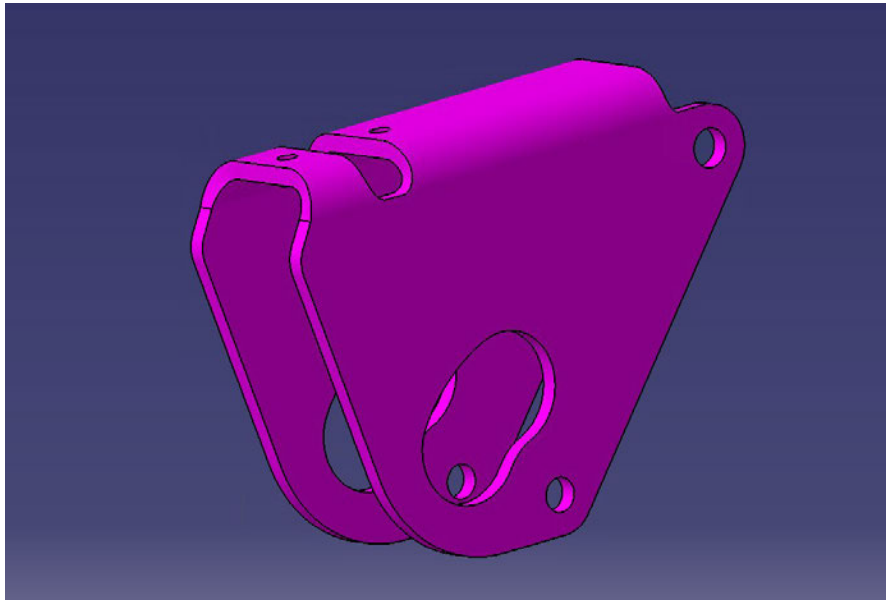
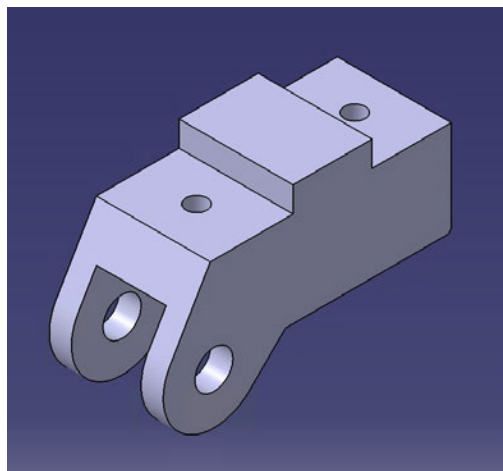


Abbildung 5.14: Darstellung des Dreieckgelenks

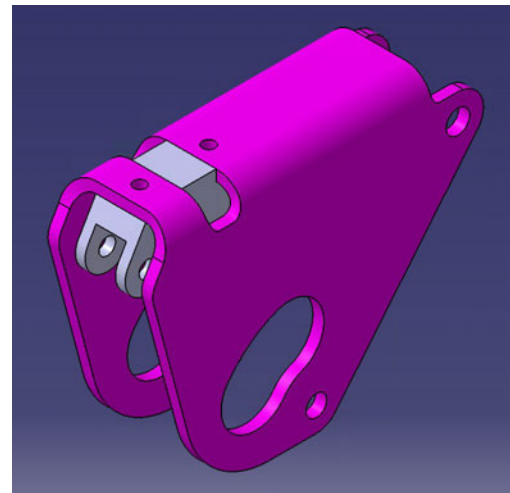
In den unteren Bohrungen, in denen das Bremsengelenk sitzt, sollen wartungsfreie Gleitlager aus Metall eingepresst werden, um die Reibung zu verringern und damit den Wirkungsgrad der Übertragungsmechanik und die Lebensdauer der Bauteile zu verlängern. Verwendet werden soll ein Zylindrisches Gleitlager mit Bund, der auf der Innenseite liegt, um die Reibung der Arme des Bremsengelenks in axialer Richtung zu verringern.

### 5.5 Bremsengelenk

Das Bremsengelenk ist eines von drei Bauteilen, welches die auftretenden Kräfte an den Radträger weiterleitet. Dabei ist es in der Hauptsache verantwortlich für die Aufnahme der Bremsklotzkräfte, die über den Bremsenarm und das Dreieckgelenk an das Bremsengelenk übertragen werden. Ebenso dient es als Drehpunkt für das im Kapitel 5.4 beschriebene Dreieckgelenk. Das Bremsengelenk besteht im Wesentlichen aus einem Zylinder mit Bohrung und zwei flachen Körpern, die den Hebelarm bilden. An seinem Festlager muss es eine Breite von unter 80 mm haben, um zwischen die Ankerplatten des Radträgers zu passen. Das Spiel soll jedoch möglichst gering sein, um eine genaue Positionierung der Bremse zu gewährleisten. Der Abstand der beiden Drehachsen, das Lager am Radträger und die Lagerungen des Dreieckgelenks, sind parallel und haben einen durch die Kinematik festgelegten Abstand von 54 mm. Da der Bremsenarm zwischen den beiden Armen



(a) Linearaktuator Aufnahme



(b) Dreieckgelenk

Abbildung 5.15: Dreieckgelenk mit Aufnahme für Linearaktuator

des Bremsengelenks Platz finden muss, diese aber von außen durch das Dreieckgelenk begrenzt sind, bleiben nur 14 mm für die Hebelarme des Bremsengelenks. Um Kollisionen mit dem Bremsenarm zu verhindern, wird deren Stärke auf 8 mm festgesetzt, um 3,5 mm Platz zum Bremsenarm zu lassen. Eine durchgesteckte Verbindung des Bremsengelenks mit dem Dreieckgelenk ist mangels Bauraum nicht möglich. Daher sollen auf den Hebelarmen feste Bolzen vorgesehen werden, auf die das Dreieckgelenk gesteckt wird. Damit das Dreieckgelenk auf das Bremsengelenk montiert werden kann, muss letzteres in der Mitte geteilt sein, da sonst ein starkes Aufbiegen des Dreieckgelenks nötig wäre.

Das Bremsengelenk soll mit einem Bolzen vom Typ ISO 2341 in der Form B mit den Maßen  $16 \times 100$  mm im Radträger gelagert werden. Dazu wird ein zylindrisches Gleitlager von 17 mm Länge auf beiden Seiten im Bremsengelenk eingepresst. Die Passung entspricht gemäß der Datenblätter von Bolzen und einem möglichen Lager E10/h9, und gewährleistet damit eine reibungsarme aber genaue Führung. Das Lager ist ein wartungsfreies Metallgleitlager mit Bund mit einem Außendurchmesser von 18 mm, welches eine Toleranz der Aufnahmebohrung von H7 ( $0 +0,018$  mm) erfordert. Durch den Bund wird die Breite des gesamten Bremsengelenks auf 77 mm festgelegt, wobei sich durch die Teilung in der Mitte zwei identische Teile von jeweils 38,5 mm Breite ergeben.

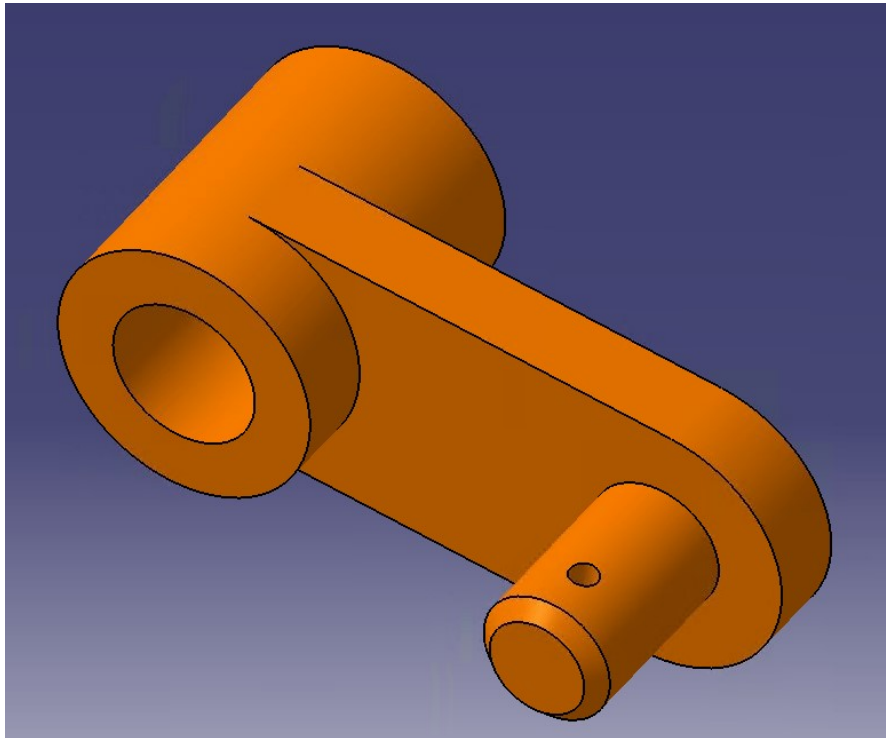


Abbildung 5.16: Darstellung des Bremsengelenks

Die maximale empfohlene Flächenpressung des ausgewählten Lagers beträgt 80 MPa. Dies wird überprüft mit der Formel 5.4:

$$p = \frac{5\,530\,N}{2 \cdot 16\,mm \cdot 16\,mm} = 10,8\,MPa$$

Die auftretende Flächenpressung ist damit im Bereich der maximal zulässigen Flächenpressung für das Lager.

## 5.6 Zusammenbau

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, wird die Bremse im wesentlichen durch mit Splint gesicherte Bolzen zusammengesetzt. Dabei bildet der Bremsenarm den Hebel zur Verstärkung der Bremsklotzkraft. Dieser ist im unteren Punkt fest in einem Gleitlager auf einem Bolzen gelagert, etwa in der Mitte wird der Bremsklotz mit zwei, ebenfalls auf Bolzen durch Gleitlager gelagerten, Bremsklotzlenkern befestigt. Am oberen Ende wird der Bremsenarm mittels Bolzen und Gleitlager mit dem Dreieckgelenk verbunden, wodurch

die Schubkraft des Linearaktuators in der Richtung umgelenkt wird. Das Dreiecksgelenk ist wie die vorher genannten Drehpunkte gelagert verbunden mit dem Bremsengelenk, welches am anderen Ende fest im Radträger gelagert ist und dadurch die Bremsklotzkraft aufnehmen und an den Radträger übertragen kann.

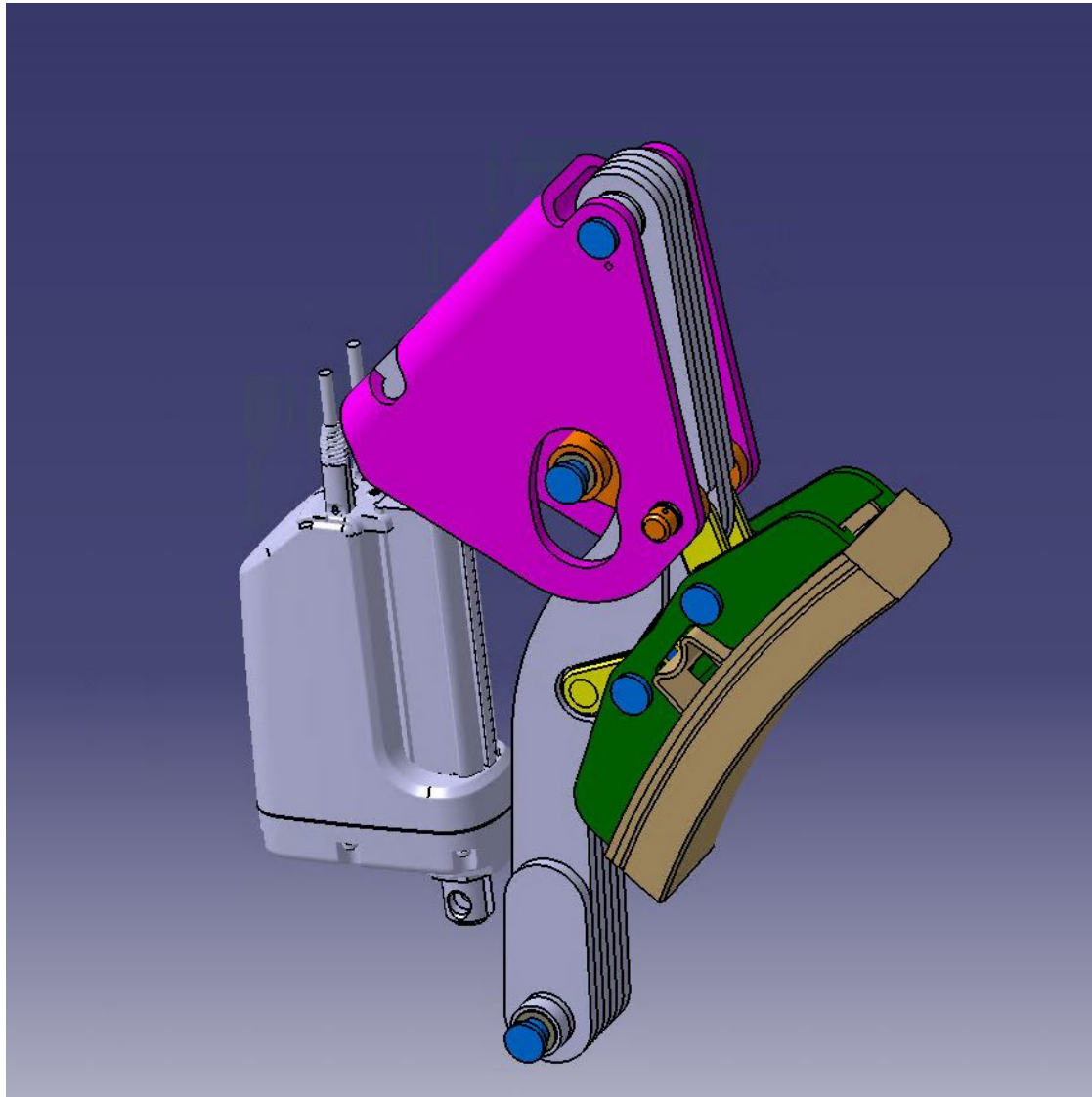


Abbildung 5.17: Bremse im Zusammengebauten Zustand

### 5.6.1 Verifizierung der FEM-Analyse

Um die Ergebnisse, die mittels SimSolid analysiert wurden, zu verifizieren, wird eine analytische Betrachtung der Lagerreaktionskräfte durchgeführt und mit dem FEM-Modell abgeglichen. Es zeigt sich, dass die Abweichung zwischen den beiden Berechnungen weniger als 5% beträgt. Dies bestätigt den Aufbau und die Berechnung des FEM-Modells. Die sehr gute Übereinstimmung dieser unabhängigen Berechnungen weist auf die Plausibilität der FEM-Analyse hin und lässt eine hinreichende Genauigkeit der übrigen verwandten FEM-Analysen erwarten. Siehe Anhang A.

Tabelle 5.2: Lagerreaktionskräfte im Vergleich mit FEM Analysen

| <b>Lager A</b>         |          | <b>Lager B</b>        |          | <b>Lager E</b>        |          |
|------------------------|----------|-----------------------|----------|-----------------------|----------|
| $A_x$                  | -4 340 N | $B_x$                 | 4 820 N  | $E_x$                 | 3 520 N  |
| $A_y$                  | -3 430 N | $B_y$                 | -1 550 N | $E_y$                 | -7 610 N |
| $F_A$                  | 5 530 N  | $F_B$                 | 5 060 N  | $F_E$                 | 8 380 N  |
| FEM                    | 5 570 N  | FEM                   | 4 960 N  | FEM                   | 8 060 N  |
| <b>Abweichung -1 %</b> |          | <b>Abweichung 2 %</b> |          | <b>Abweichung 4 %</b> |          |

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

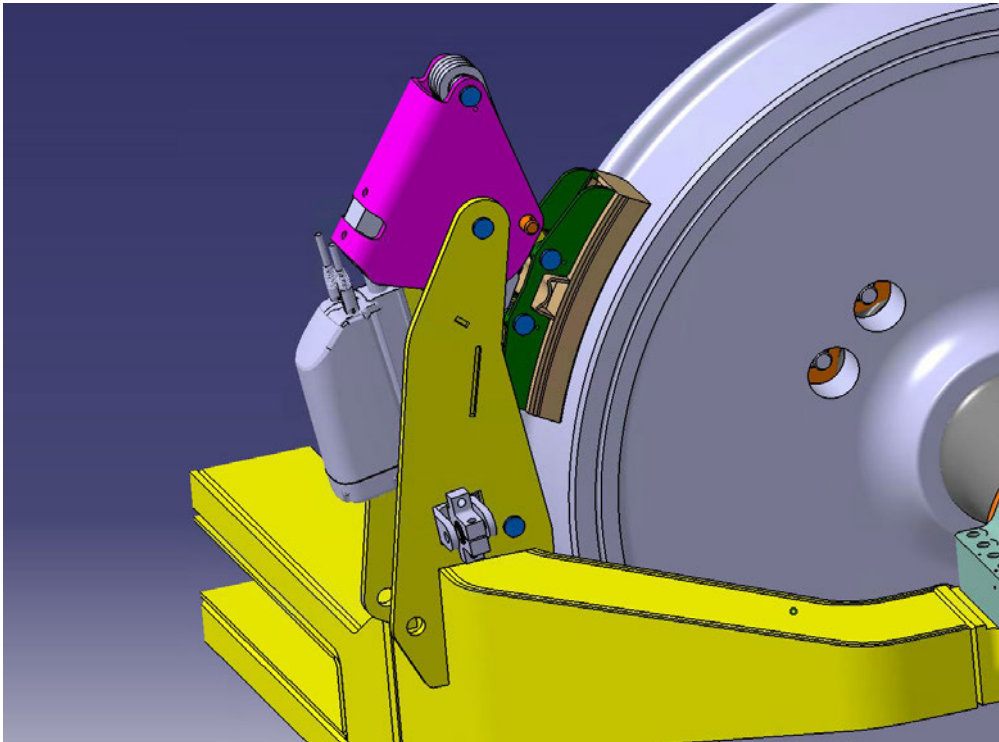


Abbildung 6.1: Bremse im halbierten Radträger

Um die Mobilität der Zukunft ökologisch und wirtschaftlich zu gestalten, entwickelt das deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt wegweisende Hochgeschwindigkeitszüge. Im Projekt Next Generation Train (NGT) wird ein Personenzug für den Fernverkehr entwickelt, der neben einer drastischen Effizienzsteigerung im Energieverbrauch insbesondere eine Verkürzung der Reisezeiten bei gleichzeitiger Lärmreduktion, Komfortsteigerung und Fahrsicherheit bieten soll. Ein elementarer Baustein dieses Projektes ist ein neuartiges angetriebenes und intelligent gesteuertes Einzelfahrwerk. Dies leistet einen wichtigen Beitrag zur Energieeinsparung. Der Zug wird im Regelbetrieb ausschließlich elektrisch und reibungsfrei gebremst. Um im stromlosen Zustand sicher abgestellt werden zu können,

wird eine mechanische, reibungsbehaftete Haltebremse benötigt. Die Entwicklung einer solchen Bremse ist Gegenstand dieser Arbeit.

Die Bremse wurde entsprechend der Aufgabenstellung als Halte- und Putzbremse konzipiert und leichtbauoptimiert gestaltet. Effizienz, Leichtbaukriterien, sowie der verfügbare Bauraum führten zum Einsatz einer Klotzbremse, anstelle der in Hochgeschwindigkeitszügen heutzutage üblichen Scheibenbremsen. Ein weiterer Grund für die Notwendigkeit einer Klotzbremse war das sogenannte Putzbremsen, bei dem die Radlaufläche gereinigt und der Reibwert erhöht wird, und so der Rad-Schiene-Kontakt verbessert. Dadurch kann die Bremskraft durch die Rekuperation der Antriebsmotoren optimiert werden. Nachteilig ist der geringe Umfang einer möglichen Energieaufnahme zur Unterstützung einer Schnellbremsung, da die Räder von Hochgeschwindigkeitszügen bereits großen Belastungen ausgesetzt sind und eine weitere thermische Belastung möglichst zu vermeiden war.

Im Fahrwerk des NGT ist die Montage der Klotzbremse im sogenannten Radträger vorgesehen. In diesem sind die Räder samt Radnabenmotoren verbaut. Es gibt bereits für die Aufnahme der Bremsen vorgesehene Haltebleche mit entsprechenden Anschlusspunkten. Ein grobes Konzept der Kinematik für eine Klotzbremse existiert darin bereits. Für die Planung der Entwicklung wurden Anforderungen an die Kinematik und einzelne Bauteile, insbesondere den Bremsklotz, bestehend aus Bremssohle und Bremsklotzhalter erstellt. Die Berechnung der erforderlichen Bremsklotzkraft, das erstellte Lastenheft und die Analyse des Konzeptes machten eine Überarbeitung der Kinematik und sämtlicher wesentlicher Komponenten notwendig.

Die Entwicklung begann mit der Erarbeitung der Kinematik, welche vor allem durch einen größer zu gestaltenden Bremsklotz beeinflusst wird. Hierbei galt es ein Übersetzungsverhältnis nahe 0,5 mit einem möglichst steten Verlauf zu gewährleisten. Dies gelang mit einer grafisch ermittelten Übersetzung von 0,58 und einer größten Abweichung von 1,6%. Dies wurde im Anschluss durch eine Analytische Berechnung bestätigt. Der zur Verfügung stehende Verfahrensweg des Linearaktuators begrenzte hierbei eine weitere Senkung der Übersetzung, sodass die Sicherheit, die erforderliche Bremsklotzkraft zu erreichen mit dem 5000 N leistenden Linearaktor nicht über 1,25 gesteigert werden konnte. Für eine Steigerung der Sicherheit wird ein Linearaktor mit einer größeren maximalen Kraft empfohlen, sollte ein aktualisierter Prototyp des Fahrwerks gebaut werden. Die Lagerreaktionskräfte, sowie die Übersetzung der Kinematik wurden Analytisch

berechnet, um die Ergebnisse späterer durchgeführter FEM-Analysen verifizieren und bestätigen zu können.

Im Entwicklungsprozess wurden die einzelnen Komponenten entwickelt und etwaige Anpassungen getätigt, wenn andere Bauteile eine Änderung erforderlich machten. Im wesentlichen besteht die Konstruktion aus dem Bremsklotz, zusammengesetzt aus Bremsklotzhalter und Bremssohle, dem Bremsenarm, welche dem Bremsklotz als Hebel für die Übersetzung dient, sowie einem Dreieckgelenk, welches die Schubkraft des Linearaktuators umlenkt. Das Dreieckgelenk ist über ein Bremsengelenk am Radträger gelagert, wodurch die Bremsklotzkraft aufgenommen werden kann. Die Bremssohle wurde nach ISO-Norm entworfen, jedoch mit weniger Verschleißvorrat, um Gewicht und Bauraum zu sparen. Der Bremsklotzhalter orientiert sich ebenfalls an der Norm, wenngleich er leichbauoptimiert ist und die Aufnahme über einen virtuellen Drehpunkt durch zwei Bremsklotzlenker gelagert ist. Der Bremsenarm wird aus mehreren Laserverschweißten Blechen gefertigt, um eine hohe Steifigkeit bei geringem Gewicht und geringer Oberfläche zu erreichen. Alle Teile werden durch genormte Bolzen in metallischen Gleitlagern miteinander drehbar verbunden gelagert, wobei die genaue Auslegung der Lager Teil fortführender Arbeiten sein wird. Die konstruierten Bauteile, sowie die gesamte Baugruppe der Bremse wurden mittels FEM-Analyse berechnet und validiert. Die Ergebnisse der Lagerreaktionskräfte aus der FEM-Berechnung weichen unter 5 % von denen der analytischen Berechnung ab und konnten so für plausibel erklärt werden.

Ausblickend sollte die Möglichkeit und der eventuelle Beitrag der Klotzbremse zu einer Schnellbremsung analysiert werden, auch wenn die Menge der Energieaufnahme verhältnismäßig gering ausfallen dürfte. Hierzu ist vor allem das Material der Bremssohle genau zu bestimmen. Ebenso ist sollte im Bremskonzept festgelegt werden, ob ein Beitrag der Klotzbremse zur Schnellbremsung nötig ist, was die Entwicklung der Bremssohle stark beeinflusst, denn Bremssohlen für Putzbremsen sind in der Regel nicht geeignet zum Bremsen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich der Einsatz einer elektrischen Klotzbremse ins Bremskonzept und das Fahrwerk des NGT-HST einfügen kann, solange ersteres überarbeitet wird und neueste Entwicklungen im Bereich der linearen Wirbelstrombremsen berücksichtigt werden. Das Halten des Zuges, sowie die Funktion des Putzbremssens können mit einer leichten, elektrischen Klotzbremse gut erfüllt werden, ein Beitrag zur Schnellbremsung wird voraussichtlich nur sehr begrenzt möglich sein und sollte vermieden werden.

# Literatur

- [1] DIN EN 15329. *Bahnanwendungen - Bremse - Bremsklotzhalter und Bremsklotzkeil*. Berlin: Beuth Verlag, Nov. 2019.
- [2] DIN EN 16452. *Bahnanwendungen - Bremse - Bremsklötze*. Berlin: Beuth Verlag, Juni 2019.
- [3] U. Fischer et al. *Tabellenbuch Metall*. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2011.
- [4] Deutsche Bahn. *Unsere Bremsen können flüstern*. URL: <https://nachhaltigkeit.deutschebahn.com/de/massnahmen/fluesterbremse> (besucht am 11.01.2023).
- [5] DB Cargo. *Bis Ende 2020 wurde der Schienenverkehrslärm halbiert*. URL: <https://www.dbcargo.com/rail-de-de/metanavi/unternehmen/nachhaltigkeit/laermminderung> (besucht am 11.01.2023).
- [6] *Grundlagen der Bremstechnik*. München: Knorr-Bremse, 2003.
- [7] H. Hügel und T. Graf. *Materialbearbeitung mit Laser*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2022.
- [8] J. Ihme. *Schienenfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019.
- [9] J. Janicki, H. Reinhard und M. Rüffer. *Schienenfahrzeugtechnik*. Berlin: Bahn Fachverlag, 2013.
- [10] D. Krüger. Persönliche Mitteilung. 14. Dez. 2022.
- [11] Bruno Lämmli Lupfig. *Mechanische Bremsen*. URL: <https://www.lokifahrer.ch/Lukmanier/Rollmaterial/Bremse/mechanisch.htm> (besucht am 20.03.2023).
- [12] Siemens Mobility. *Das neue druckluftfreie Bremssystem der Siemens Bremse*. URL: <https://www.mobility.siemens.com/global/de/portfolio/schiene/storys/the-new-airfree-brake-system.html> (besucht am 10.01.2023).

- [13] G. Oswald. Persönliche Mitteilung. 1. Feb. 2023.
- [14] Allianz pro Schiene e. V. *Flüsterbremse*. URL: <https://www.allianz-pro-schiene.de/glossar/fluesterbremse/> (besucht am 23.01.2023).
- [15] C. Schindler. *Handbuch Schienenfahrzeuge*. Hamburg: DVV Media Group, 2014.
- [16] M. Starnberg, H. Brick und S. Dörsch. *Akustische Anerkennung neuer Bremssohlen*. Bericht 17. Deutsches Zentrum für Schienenverkehrsforschung, 2022.
- [17] J Winter. „Next Generation Train - 20 Jahre Forschung für die Eisenbahn“. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau*, Ausgabe 3 (März 2019).

## A FEM Lagerreaktionen

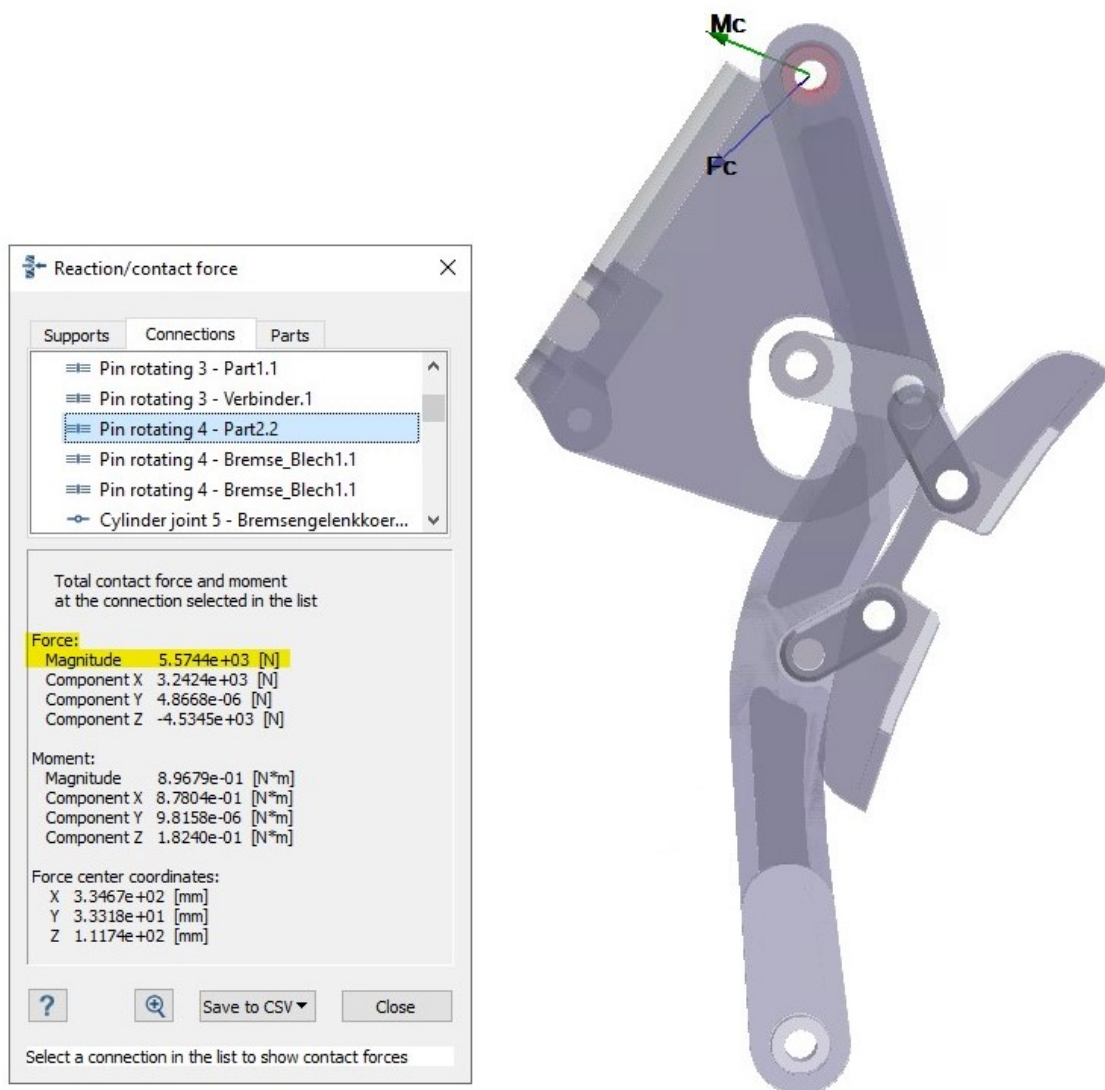


Abbildung A.1: Lagerreaktionskraft Lager A

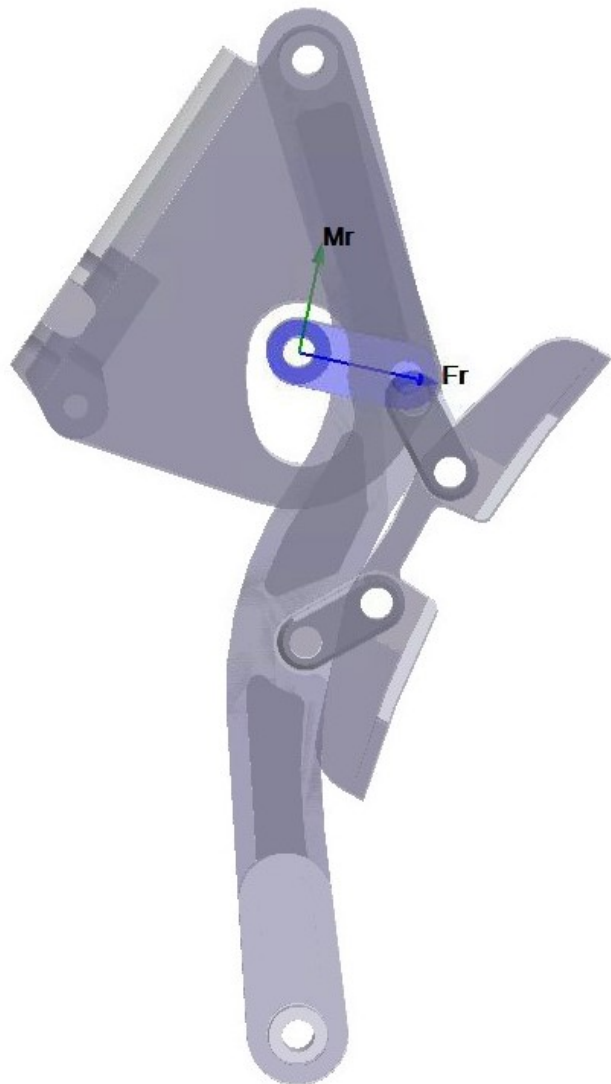
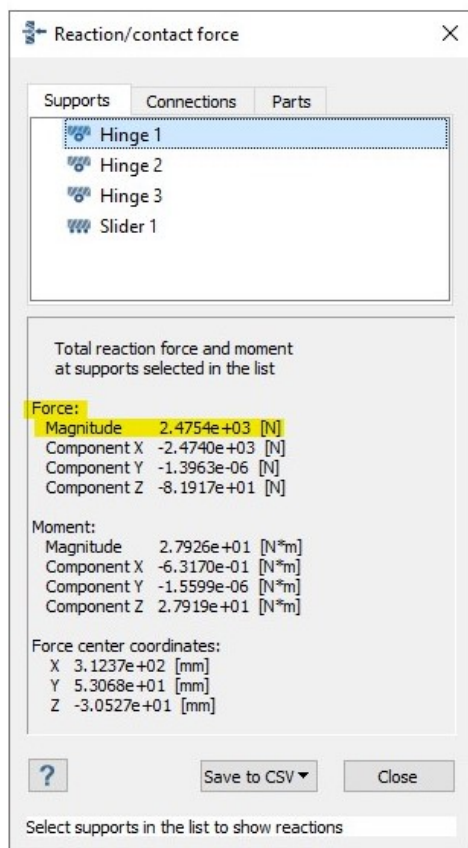


Abbildung A.2: Lagerreaktionskraft Lager B

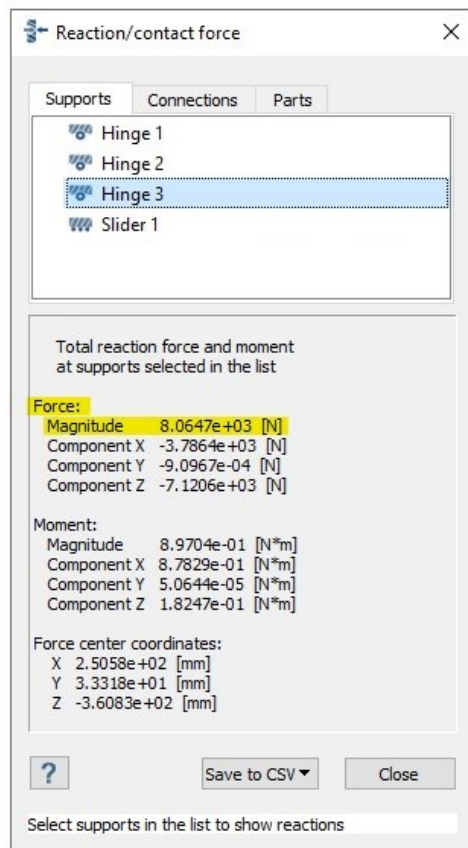


Abbildung A.3: Lagerreaktionskraft Lager E

## **B Datenblatt Linak Actuator LA33**

PRODUCT CONFIGURATION

## Actuator LA33

Item No: J40368  
 Item Name: 3309010000003B1A=XXA00N0800265  
 Actuator Type: Standard  
 Protection Class: IP66  
 Approval: CE (standard approval)  
 AISI: Standard  
 Platform: IC (Integrated Control, NOT for OPENBUS), CANOPEN  
 HARSH: No  
 BUS Address: 32  
 Safety Factor: 2.0  
 Safety Nut: No  
 Load Type: Push/Pull  
 Load: Push 5000 N / Pull 5000 N  
 Self Lock: 5000/5000 N  
 Speed: 7,13 mm/s  
 Gear Ratio: 01:67  
 Stroke length: 100 mm  
 Voltage: 24V  
 Brake: Yes  
 Endstop:  
 - Endstop Type: Signal Switch  
 - Endstop Signal Function: Standard  
 No Virtual Endstop  
 - No Endstop Signals Out

Feedback: None  
 Reed Limit Switches (On Outer Tube): No  
 Colour: Dark Olivish Grey (NCS S7000-N)  
 Fire category: V0  
 Piston Rod Eye:  
 Solid, Inner Diameter 12,3 Chromated  
 Back Fixture:  
 Solid, Inner Diameter 12,9, Automatic Steel DIN 1651  
 , Orientation: 0 degrees

Installation Dimension: 265 mm  $\pm$  6 mm

No Cables  
 Start Delay:  
 - Inwards: 0 ms  
 - Outwards: 0 ms  
 Sleep Mode:  
 - Time Before Sleep: 0 s  
 - EOS Signal Active When In Sleep Mode: No

Paking: Number LA33 on ½ pallet: 56 pcs.  
 Number LA33 on 1/1 pallet: 112 pcs.



## PRODUCT CONFIGURATION

## Speed:

| Set Speed [%] | Actual Speed [%] |
|---------------|------------------|
| 100           | 80               |

## Current Cut Off:

| Inwards Above Temp. Limit [A] | Outwards Above Temp. Limit [A] | Inwards Below Temp. Limit [A] | Outwards Below Temp. Limit [A] | Custom Inwards Above Temp. Limit [A] | Custom Outwards Above Temp. Limit [A] | Time [ms] | Possible To Run In Same Direction After Overload | Temp. Limit [°C] |
|-------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|-----------|--------------------------------------------------|------------------|
| 10                            | 10                             | 15                            | 15                             | 0                                    | 0                                     | 200       | No                                               | 0                |

## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „— bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] — ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

*Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI*

## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: \_\_\_\_\_

Vorname: \_\_\_\_\_

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

### **Optimierte Gestaltung einer kompakten Reibungsbremse für einen Hochgeschwindigkeitspersonenzug**

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

|       |       |                          |
|-------|-------|--------------------------|
| _____ | _____ | _____                    |
| Ort   | Datum | Unterschrift im Original |