



Roman Weilguny BSc

# Konzeptentwicklung eines neuartigen Bremsenprüfstandes für Schienenfahrzeuge

**Masterarbeit**

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der  
**Technischen Universität Graz**

Betreuer:

Ass.Prof.Dipl-Ing.Dr.techn. Christian Moser

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik  
Arbeitsgruppe Betriebsfestigkeit und Schienenfahrzeugtechnik

Graz, März 2017

# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

\_\_\_\_\_

Datum

\_\_\_\_\_

Unterschrift

# Danksagung

Zuerst gebührt mein Dank Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser und Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Brunnhofer, die meine Masterarbeit betreut und begutachtet haben. Für die hilfreichen Anregungen und die konstruktive Kritik bei der Erstellung dieser Arbeit, möchte ich mich herzlich bedanken.

Ebenfalls möchte ich mich beim gesamten Team der Arbeitsgruppe Betriebsfestigkeit und Schienenfahrzeugtechnik des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik für die Unterstützung, die Motivation und die lehrreichen Betreuungsstunden bedanken.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir mein Studium durch ihre Unterstützung ermöglicht haben.

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines neuartigen Bremsenprüfstandes für Schienenfahrzeuge. Das Bremssystem stellt eine sicherheitsrelevante Einrichtung dar und ist durch die große Fahrzeugmasse und die hohen Geschwindigkeiten erheblichen Belastungen ausgesetzt.

Aufgrund der Entwicklung von neuen Leichtbau-Fahrwerksrahmen, bei denen eine Gewichtsreduktion von nahezu 50% realisiert werden konnte, ergibt sich eine erhöhte Nachfrage nach innovativen Prüfständen. Der Grund hierfür liegt in einem geänderten Schwingverhalten des Drehgestellrahmens in Wechselwirkung mit dem Bremssystem.

Das Konzept des klassischen Schwungmassen-Bremsenprüfstandes, bei dem nur die Einzelkomponenten geprüft werden können, liefert darüber nur sehr unvollständige Aussagen. Aktuell müssen dafür sehr kosten- und zeitintensive Fahrten auf Teststrecken absolviert werden. Aus dem Vorhaben diese Streckenversuche zu reduzieren, ergab sich die Motivation zur Entwicklung eines innovativen Bremsenprüfstandes, mit dem sich die vorliegende Arbeit beschäftigt.

Dafür wurde der Stand der Technik am Bremsenprüfstandssektor erhoben und die bestehenden Prüfstandskonzepte analysiert. Anschließend wurde eine Reihe von Lösungsvarianten ausgearbeitet und hieraus ein finales Konzept ausgewählt. Die endgültige Lösung, die allen gestellten Anforderungen entspricht, wurde in Form eines Rollenprüfstandes gefunden, der von zwei Schwungmassenprüfständen angetrieben wird. Mit diesen beiden Komponentenprüfständen können auch Prüfungen von Einzelbauteilen durchgeführt werden.

Am Rollenprüfstand können komplette Fahrgestelle mit integriertem Antriebs- und Bremssystem untersucht werden. Dadurch ist es möglich, die kraftschlussabhängigen und die kraftschlussunabhängigen Bremsen aufeinander abzustimmen.

Auf Basis der definierten technischen Parameter wurde eine Vordimensionierung der Antriebsleistung, der Schwungmassen, des Rollensatzes und des Antriebsstranges vorgenommen.



## Abstract

This master thesis deals with the development of a new brake test bench for rail vehicles. The braking system is a safety-relevant component and is exposed to high loads due to the large vehicle mass and the high speeds.

The development of new lightweight-chassis, with a weight reduction of almost 50%, has led to an increased demand for new test benches. The concept of the existing flywheel brake test benches, in which isolated single components can be tested separately, provides only very incomplete statements on the vibrational interaction of the braking system with the bogie-frame. But these interactions are from great interest, especially due to the new lightweight-design.

Currently, very cost-intensive and time-consuming on-track tests have to be carried out. The intention to reduce these on-track tests led to the motivation to develop an innovative brake test bench. This master thesis deals with the concept development of such a test rig. The state of the art at the brake test stand sector was collected and the existing test bench concepts were analysed. Subsequently, a series of solution variants were developed, and a final concept was chosen from a group of potential design concepts.

The final solution, which meets all the requirements, has been found in the form of a roller dynamometer, which is driven by two flywheel test benches. With these two component test stands single component tests, as well as complete chassis tests, with the integrated drive and brake system, can be carried out. Because of this, a combination of adhesion-dependent brakes and non-adhesion dependent brakes can be tested.

On the basis of the defined technical parameters, a preliminary dimensioning of the drive motor, the flywheels, the roller set and the drive train was carried out.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>1 Grundlagen der Bremstechnik</b>	<b>3</b>
1.1 Einteilung der Bremssysteme . . . . .	3
1.2 Klotzbremse . . . . .	4
1.2.1 Komponenten und Aufbau . . . . .	4
1.2.2 Material . . . . .	5
1.2.3 Kräfte und Momente . . . . .	6
1.3 Scheibenbremse . . . . .	8
1.3.1 Komponenten und Aufbau . . . . .	8
1.3.2 Material . . . . .	9
1.3.3 Kräfte und Momente . . . . .	10
1.4 Veränderliche Reibwerte . . . . .	11
1.4.1 Veränderliche Reibwerte bei Klotz- und Scheibenbremsen . . . . .	11
1.4.2 Kraftschluss Rad-Schiene . . . . .	12
1.5 Thermisches Verhalten einer Bremsscheibe . . . . .	14
1.6 Bremsmanagement und Bremsblending . . . . .	16
1.7 Arten von Bremsungen . . . . .	18
1.8 Physikalische Zusammenhänge . . . . .	19
1.8.1 Kinetische Energie . . . . .	19
1.8.2 Bremsleistung . . . . .	20
<b>2 Anforderungen an den Prüfstand</b>	<b>23</b>
2.1 Zulassungsverfahren . . . . .	23
2.1.1 UIC-Kodex 541-3 (Scheibenbremsen) . . . . .	23
2.1.2 UIC-Kodex 541-4 (Klotzbremse) . . . . .	28
2.1.3 DIN EN 13979-1 (Vollräder) . . . . .	31
2.2 Weitere Anforderungen . . . . .	32
<b>3 Stand der Technik</b>	<b>37</b>
3.1 Komponentenprüfstand . . . . .	37
3.1.1 KNORR-Bremsenprüfstand RPS1 . . . . .	37
3.1.2 SNCF-Bremsenprüfstände . . . . .	42
3.2 Rollenprüfstand für eine Radscheibe . . . . .	43
3.2.1 RTRI-Bremsenprüfstand . . . . .	43
3.2.2 Chalmers-Bremsenprüfstand . . . . .	43

3.3	Rollenprüfstand für eine Radsatzwelle . . . . .	44
3.3.1	CRRC-Rollenprüfstand . . . . .	44
3.3.2	Lucchini-Rollenprüfstand BU300 . . . . .	44
3.4	Rollenprüfstand für Drehgestelle . . . . .	46
3.4.1	NTSEL-Rollenprüfstand . . . . .	46
3.4.2	München/Freimann-Rollenprüfstand . . . . .	46
3.4.3	Chengdu-Rollenprüfstand HSR . . . . .	47
3.5	Messtechnik . . . . .	48
3.5.1	Kraftmessung . . . . .	48
3.5.2	Drehmomentmessung . . . . .	49
3.5.3	Wegmesseinrichtungen . . . . .	51
3.5.4	Schwingungsmessung . . . . .	52
3.5.5	Temperaturmessung . . . . .	53
3.5.6	Verschleißmessung . . . . .	54
3.5.7	Druckmessung am Bremsbelag . . . . .	56
3.5.8	Dehnungen und Spannungen . . . . .	56
3.5.9	Eigenspannungen nach dem Versuch . . . . .	56
3.5.10	Risserkennung . . . . .	57
3.5.11	Weitere Messungen: . . . . .	57
3.5.12	Telemetriesystem . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Konzeptentwicklung</b>	<b>59</b>
4.1	Komponentenprüfstand . . . . .	59
4.2	Prüfstand mit Direktantrieb . . . . .	61
4.2.1	Aufbocken der Radsatzlagergehäuse . . . . .	61
4.2.2	Doppelrollen-Variante . . . . .	62
4.2.3	Einzelrollen-Variante: . . . . .	63
4.3	Rollenprüfstand . . . . .	64
4.3.1	Rollenprüfstand Variante 1 . . . . .	64
4.3.2	Rollenprüfstand Variante 2 . . . . .	65
4.3.3	Rollenprüfstand Variante 3 . . . . .	67
4.4	Integration mehrerer Prüfkammern . . . . .	68
4.5	Getriebevarianten . . . . .	69
4.6	Finale Konzeptvariante . . . . .	71
<b>5</b>	<b>Detailbetrachtung des Komponentenprüfstandes</b>	<b>72</b>
5.1	Aufbau und Funktionsweise . . . . .	72
5.2	Grundrahmen . . . . .	73
5.3	Hauptantriebseinheit . . . . .	73
5.4	Nebenantriebe für die Abkühlphase . . . . .	75
5.5	Antrieb für statische Bremsenprüfung . . . . .	75
5.6	Schwungmassensatz . . . . .	76
5.7	Prüfkammer . . . . .	81
5.8	Prüfrahmen . . . . .	84

5.9	Prüfling . . . . .	85
5.10	Prüfstandswelle . . . . .	86
5.11	Notbremseinrichtung . . . . .	86
5.12	Nasstesteinrichtung . . . . .	86
5.13	Pneumatik . . . . .	87
5.14	Zu- und Abluft . . . . .	89
5.15	Berechnung der Kräfte und Momente . . . . .	90
<b>6</b>	<b>Detailbetrachtung des Rollenprüfstandes</b>	<b>92</b>
6.1	Getriebe . . . . .	95
6.2	Schienenrollensatz . . . . .	98
6.3	Kupplungen . . . . .	100
6.4	Oberbau . . . . .	101
6.4.1	Portalrahmen . . . . .	101
6.4.2	Fahrzeugfesselung . . . . .	101
6.4.3	Hydraulikzylinder . . . . .	101
6.5	Dimensionierung der Rollensatzwelle . . . . .	102
6.5.1	Kräfte und Momente . . . . .	102
6.5.2	Schnittgrößenverläufe . . . . .	106
6.5.3	Übertragbares Bremsmoment . . . . .	109
6.5.4	Überschlagsberechnung des gefährdeten Querschnittes . . . . .	111
6.5.5	Kritische Drehzahl . . . . .	113
6.6	Bestimmung der reduzierten Massenträgheiten . . . . .	115
<b>7</b>	<b>Elektrische Schwungmassensimulation und Bremsblending</b>	<b>117</b>
7.1	Kombination mechanische und elektrische Schwungmassensimulation . . .	117
7.2	Verfahren zur elektrischen Schwungmassensimulation . . . . .	122
7.3	Bremsblending am Komponentenprüfstand . . . . .	125
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>128</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>138</b>
A.1	Prüfprogramm aus dem UIC-Kodex 541-3 . . . . .	138
A.2	Anforderungen an den Momentanreibwertverlauf aus dem UIC-Kodex 541-3 . . . . .	138

# Einleitung

Bremssysteme von Schienenfahrzeugen unterliegen sehr hohen Anforderungen, die sich unmittelbar aus den Eigenschaften des Fahrzeuges und den Betriebsbedingungen ergeben. So sind in Europa Radsatzlasten bis zu 22,5 t und in den USA bis zu 35 t zulässig. Die Entwicklung zu immer höheren Geschwindigkeiten setzt sich ebenfalls weiter fort. Die heutigen Baureihen der ICE3-Hochgeschwindigkeitszüge haben eine zugelassene Höchstgeschwindigkeit von 330 km/h. Der Geschwindigkeitsrekord eines Schienenfahrzeuges liegt aktuell bei 574,79 km/h und wurde 2007 von einem speziell präparierten TGV V150 aufgestellt.

Die großen Massen und Geschwindigkeiten stellen nicht nur hohe Anforderungen an die Bremssysteme des Fahrzeuges selbst, sondern auch an die in der Zulassung und Entwicklung verwendeten Prüfstände.

Es gibt weltweit bereits zahlreiche Schwungmassen-Bremsenprüfstände für die Untersuchung des Reibwertes, der Temperaturentwicklung und des Verschleißverhaltens der Bremskomponenten. Einige dieser Prüfstände sind für die Zulassung von Bremsbelägen nach den geltenden UIC-Normen zertifiziert.

Der Geschwindigkeitsbereich der Prüfungen, die in den UIC-Normen vorgeschrieben sind, liegt jedoch aktuell bei maximal 300 km/h. Dies entspricht nicht mehr dem heutigen Stand der Technik und reicht, vor allem in Hinblick auf die chinesischen Hochgeschwindigkeitszüge, bei weitem nicht mehr aus.

Darüber hinaus liefert das Konzept der Bremsenprüfung auf dem klassischen Schwungmassenprüfstand nur sehr unvollständige Aussagen zum Schwingverhalten der im Fahrzeug installierten Bremse. Das schwingungstechnische Zusammenspiel der in Wechselwirkung stehenden Komponenten, wie Brems Scheibe, Bremszange, Konsole und Drehgestellrahmen, ist von großem Interesse. Dieser Trend geht so weit, dass eine zunehmende Nachfrage nach dynamischen Tests des gesamten Drehgestells besteht.

Vor allem im Hinblick auf neu entwickelte Leichtbau-Drehgestellrahmen muss das Schwingverhalten der Systeme neu überprüft werden. Durch den Einsatz hochfester Stähle und neuer Fertigungsverfahren konnte eine Gewichtsreduktion eines Drehgestellrahmens von nahezu 50% verwirklicht werden. Es kann deshalb nur noch eingeschränkt auf die bisher gesammelten Erfahrungswerte zum Verhalten des Gesamtsystems aus Zangen, Konsolen, Federn, Dämpfern und Radsätzen zurückgegriffen werden.

Somit ist es nicht mehr ausreichend, neue Bremsbeläge in Komponentenprüfständen einzeln zu testen, sondern es muss das gesamte Drehgestell mit Komplettausstattung untersucht werden.

Das gegenseitige Beeinflussen der Bestandteile des Schwingungssystems wurde bis jetzt fast ausschließlich durch Testfahrten auf der realen Strecke untersucht. Dasselbe gilt auch für die Erprobung der Bremsmanagement-Software und der Antischlupfregelung. Die Fahrten auf den wenigen europäischen Teststrecken sind aber sehr kosten- und zeitintensiv. Aus dem Vorhaben diese Streckenversuche zu reduzieren entwickelte sich die Motivation zur Entwicklung eines innovativen Prüfstandkonzeptes.

# Aufgabenstellung und Zielsetzung

Ausgehend von den beschriebenen neuen Herausforderungen befasst sich die vorliegende Arbeit mit folgenden Punkten:

- Auseinandersetzung mit den Grundlagen der Bremstechnik. Dies betrifft den Aufbau und die Funktionsweise der verschiedenen Bremssysteme, die schlussendlich geprüft werden sollen. Wichtige Zusammenhänge bezüglich des veränderlichen Reibwertes, der auftretenden Temperaturen und des Bremsmanagements sollen behandelt werden.
- Festlegung der Anforderungen an den Prüfstand. Als Grundlage dafür dienen die Voraussetzung für die Zulassungsversuche nach den gängigen UIC-Normen für Klotz- und Scheibenbremsen. Ergänzend dazu sollen noch weitere Anforderungen spezifiziert werden, die einen Mehrwert gegenüber den bereits am Markt vorhandenen Prüfständen bieten. Dazu zählt beispielsweise die Prüfung von Drehgestellen, inklusive aller Komponenten und Anbauteile hinsichtlich Schwingungsphänomenen. Es sollen aber nicht nur Drehgestelle für Waggon, sondern auch für Lokomotiven geprüft werden, die bis zu drei Radsatzwellen aufweisen können. Außerdem besteht die Nachfrage nach einem möglichst vielseitigen Prüffeld, um beispielsweise auch Radsatzlagerprüfungen durchführen zu können. Um eine bessere Auslastung der teuren Prüfstandskomponenten zu gewährleisten, soll auch die Zulassungs-Prüfung von Einzelkomponenten durchführbar sein.
- Erhebungen zum Stand der Technik am Bremsenprüfstandssektor anhand von Literatur- und Patentrecherche. Systematischer Vergleich der vorhandenen Prüfstandskonzepte und Beurteilung der bisher gewonnenen Erfahrungswerte.
- Ideenfindung und Konzeptentwicklung eines innovativen Prüfstandes, der die zuvor definierte Spezifikation erfüllt. Die ausgearbeiteten Lösungsvarianten sind anhand der Vor- und Nachteile zu vergleichen und in ein finales Konzept überzuführen.
- Der favorisierte Prüfstand soll im Detail betrachtet, sowie die wichtigsten technischen Parameter definiert werden. Dazu zählt die Vordimensionierung der Antriebsleistung, der Schwungmassen und des Antriebsstranges. Es ist hierbei beispielsweise auf mögliche kritische Drehzahlen zu achten. Das Zusammenspiel der mechanischen und der elektrischen Schwungmassensimulation ist ebenfalls zu behandeln.

# Kapitel 1

## Grundlagen der Bremstechnik

Im ersten Kapitel sollen die nötigen Grundlagen des Bremswesens dargelegt werden, die für die Entwicklung eines Bremsenprüfstandes unerlässlich sind. Dazu zählt die Unterscheidung der verschiedenen Bremssysteme und die allgemeinen physikalischen Zusammenhänge, die bei einer Bremsung wirken.

### 1.1 Einteilung der Bremssysteme

Die verschiedenen Bremssysteme lassen sich durch ihre Wirkungsweise einteilen. Erfolgt die Übertragung der Bremskräfte über den Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene, so handelt es sich um eine kraftschlussabhängige Bremse. Dazu zählen Klotz-, Scheiben- und Trommelbremsen, aber auch Triebwerksbremsen. Dabei wird z.B. über den Motor generatorisch gebremst. Kraftschlussunabhängige Bremssysteme umgehen den Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene und üben eine Bremskraft direkt auf die Schiene aus. Diese werden als Schienenbremsen bezeichnet und funktionieren entweder reibungsbehaftet (Magnetschienenbremse) oder verschleißfrei (Wirbelstrombremse) [18].

Radbremse	Schienenbremse	Triebwerksbremse
Klotzbremse	Magnetschienenbremse	Generatorische Bremse
Scheibenbremse <ul style="list-style-type: none"><li>• Radbremsscheibe</li><li>• Wellenbremsscheibe</li></ul>	Wirbelstrombremse	Hydrodynamische Bremse
Trommelbremse		

Abbildung 1.1: Überblick über die Bremssysteme bei Schienenfahrzeugen

Am hier vorgestellten Bremsenprüfstand sollen nur Reibungsbremsen untersucht werden. Diese werden auch als radwirksame Reibungsbremsen bezeichnet. Dazu zählen Klotzbremsen und Scheibenbremsen. Die Klasse der Scheibenbremsen lässt sich noch weiter in Radbremsscheiben und Wellenbremsscheiben unterteilen. Trommelbremsen werden im Schienenfahrzeugwesen nicht verwendet.

Im folgenden Abschnitt soll näher auf Klotz- und Scheibenbremsen eingegangen werden.

## 1.2 Klotzbremsen

Die Klotzbremse ist die älteste und konstruktiv einfachste Bauart der Reibungsbremse. Dabei wird ein Bremsklotz unmittelbar auf die Lauffläche des Rades gedrückt. Es handelt sich dabei um die am weitesten verbreitete Bauform und wird in fast allen Güterwägen verwendet. Durch den einfachen Aufbau ist dieses Bremssystem sehr kostengünstig und aufgrund der wenigen Bauteile auch gewichts- und platzsparend. Aus diesem Grund gibt es Überlegungen das einfache Konzept der Klotzbremse nicht nur in Güterwägen zu verwenden, sondern auch als Notbremse in Schienenfahrzeugen mit höheren Geschwindigkeiten. Die Erprobung dieser neuen Anwendung ist ein mögliches Forschungsgebiet für den hier vorgestellten Prüfstand.

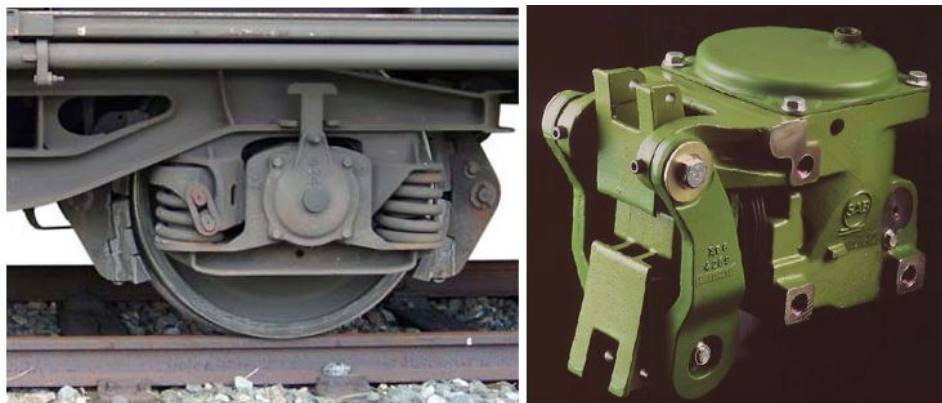


Abbildung 1.2: In der linken Abbildung ist eine Backenbremse eines Güterwaggons abgebildet. In der rechten Abbildung ist eine kompakte Bremsseinheit mit variabler Übersetzung zu sehen, die bereits seit Jahrzehnten vielfach verwendet wird [30].

### 1.2.1 Komponenten und Aufbau

Die Bremsklotzeinheit besteht aus einem Bremsklotzhalter (Bremsklotzschuh) und einer Bremsklotzsohle (Verschleißteil), welche mit Keilen oder Federriegeln befestigt wird. Je nach Anwendung kann eine Klotzbremse einseitig auf ein Rad wirken oder doppelseitig, durch gegenüber liegende Bremsklötze.

Wirkt die Bremskraft nur von einer Seite auf das Rad, so hat dies natürlich eine entsprechende einseitige Belastung des Radsatzlagers zur Folge. Aus diesem Grund ist diese Anordnung nur für geringe Klotzkräfte geeignet. Bei einer doppelseitig wirkenden Anordnung wird die Radsatzlagerbelastung hingegen minimiert.



Üblicherweise wird die Bremskraft von einem Bremszylinder pro Wagen erzeugt und über ein Gestänge- und Hebelsystem möglichst gleichmäßig auf alle Klötze verteilt. In Lokomotiven werden aus Platzgründen häufig kompakte Klotzbremseinheiten nach Abbildung 1.2 verwendet. Es wird zwischen zwei Arten von Bremssohlen-Anordnungen unterschieden. Für niedrigere Bremsklotzkräfte wird gemäß Abbildung 1.3 die einteilige Bremssohle (Bg) verwendet, welche eine Standardabmessung von 320 mm x 80 mm (Länge x Breite) hat. Bei größeren Bremsklotzkräften wird der Bremsklotzhalter verlängert, um zwei Klotzsohlen zu montieren (Bgu). Dabei hat jede Sohle für sich eine Standardabmessung von 250 mm x 80 mm (Länge x Breite). Durch diese Anordnung wird die Flächenpressung reduziert.

Für noch höhere Bremsenergien wird auch der Bremsklotzhalter geteilt und beweglich gelagert. Durch diese Teilung soll die Anpresskraft gleichmäßig verteilt werden, auch wenn sich der Bremsklotzhalter deformiert. Dies führt zu einer gleichmäßigeren Druckverteilung und somit ebenfalls zu einer geringeren Flächenpressung. [18]

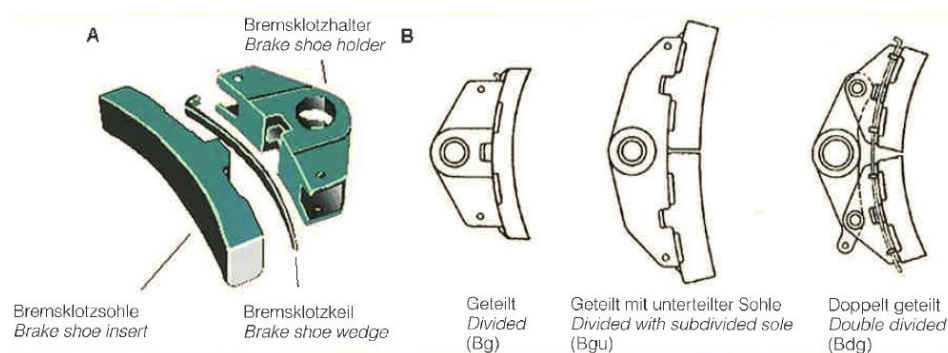


Abbildung 1.3: Standard-Aufbau einer Klotzbremse mit den Varianten der Bremsklotzsohle und des Bremsklotzhalters. [18]

## 1.2.2 Material

**GG-Sohle:** Bei den meisten Güterwägen werden Bremsklotzsohlen aus perlitischem Gusseisen mit lamellarem Graphit und einem geringen Phosphorgehalt verwendet. Die Herstellung ist dabei sehr kostengünstig, führt allerdings zu einer starken Aufrauung der Lauffläche und zu einem erhöhten Abrollgeräusch. Wie im Kapitel 1.4.1 ersichtlich, ist der Reibbeiwert stark von der Temperatur abhängig. Dies gilt besonders bei niedrigeren Geschwindigkeiten.

Je nach Bauform ergeben sich folgende Einsatzbereiche:

- Bg: Radsatzlasten bis max. 20 t und einer max. Geschwindigkeit von 100 km/h
- Bgu: Radsatzlasten bis max. 22,5 t und einer max. Geschwindigkeit von 120 km/h

**K-Sohle:** Um die Geräuschemission zu reduzieren, werden zunehmend Bremsklötze aus Kunststoff verwendet. Die so genannten Kompositklötze wirken glättend auf die Laufflä-

che und vermeiden so die bei GG-Sohlen zu beobachtende Riffelbildung. Der Unterschied auf der Lauffläche des Rades ist sehr gut in folgender Abbildung 1.4 zu erkennen.

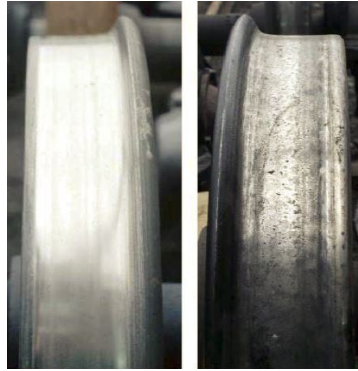


Abbildung 1.4: Links: glatte Lauffläche (K-Sohle), rechts: raue Oberfläche (GG-Sohle) [17]

Dies wird durch eine Mischung aus elastischeren Materialien, wie zum Beispiel Metallfasern und Kautschuk- bzw. Kunstharz Verbindungen erreicht. Bekannt wurde diese Sohle in Kombination mit der Bremsanlage als „Flüsterbremse“.

Der Reibwert weist eine geringere Abhängigkeit sowohl von der Temperatur, als auch von der Geschwindigkeit auf. Ein weiterer Vorteil ist die höhere Lebensdauer dieser Verbundstoffsohle. Sie führen allerdings durch eine schlechte Wärmeleitfähigkeit zu einer höheren thermischen Beanspruchung des Rades. Nachteilig sind auch die ungünstigen Nasseigenschaften, da sich auf der glatten Lauffläche ein Wasserfilm länger hält. Je nach Reibwertbereich wird zwischen LL-Sohlen ( $\mu = 0,12 - 0,18$ ), L-Sohlen ( $\mu = 0,15 - 0,22$ ) und K-Sohlen ( $\mu = 0,24 - 0,34$ ) unterschieden.

**Sinter:** Des Weiteren werden Sintermetalle für hoch beanspruchte Klotzbremsen verwendet. Sie weisen eine geringere Abhängigkeit des Reibwertes von der Geschwindigkeit auf als beispielsweise GG-Sohlen. Außerdem sind sie thermisch höher belastbar als Bremsklötze aus Kunststoff und verfügen auch über bessere Nasseigenschaften. Es handelt sich hierbei um herstellereigenspezifische Mischungen auf Basis von Eisen und Kupfer. [18]

### 1.2.3 Kräfte und Momente

Für die Betrachtung der auftretenden Kräfte und Momente wird ein schematisches Klotzbremssystem verwendet. Es werden dabei die Abkürzungen eingeführt, die auch später bei der Berechnung des Prüfstandes verwendet werden.

Allgemein ist festzuhalten, dass für die Verzögerung des Schienenfahrzeuges eine Gesamtbremskraft  $F_{Bges}$  nötig ist. Diese Kraft wird aus allen angreifenden, radwirksamen Bremssystemen aufsummiert und ist begrenzt durch die maximal übertragbare Kraft in der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene. Wird diese überschritten, kommt es zu einem Gleiten des Rades auf der Schiene und der Bildung von Flachstellen und somit zu Schädigungen am Rad. [18]

In der folgenden Abbildung ist eine einseitig wirkende Klotzbremse symbolisch dargestellt. Am Prüfstand selbst wird ebenfalls nur einseitig gebremst, weshalb die doppelt-wirkende Klotzbremse hier nicht betrachtet wird.

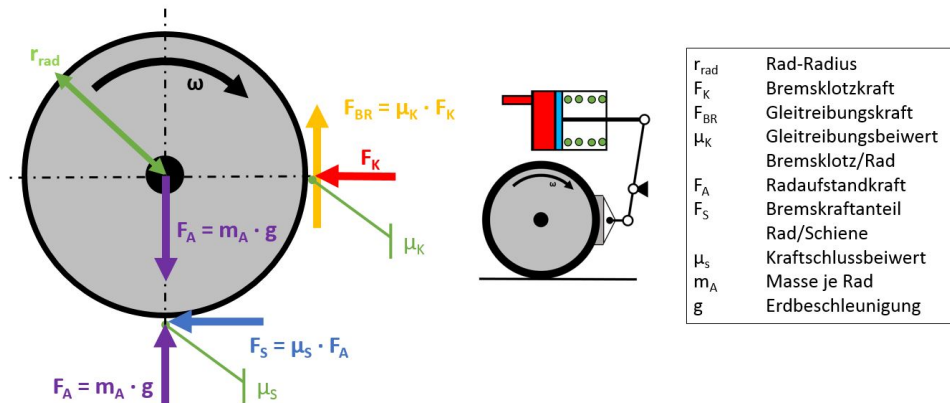


Abbildung 1.5: Kräfte und Momente am Freischnitt des klotzgebremsten Rades

Durch das Anpressen des Bremsklotzes auf die Lauffläche mit der Kraft  $F_K$  wirkt in tangentialer Richtung eine Gleitreibungskraft  $F_{BR}$ . Über den Radius des Rades ergibt sich das entsprechende Bremsmoment  $M_{BR}$ . Die anteilige Bremskraft  $F_S$  je Bremse kann in weiterer Folge auf die Achse bzw. über den gesamten Zug aufsummiert werden. Diese Bremskraft steht zum Abbremsen der Gesamtmasse des Zuges zur Verfügung.

Eine besondere Eigenschaft der Klotzbremse ist die Reinigungswirkung der Lauffläche während jeder Bremsung. Dies führt zu einem verbesserten Rad-Schiene-Kontakt. Nachteilig ist dabei die größere thermische Belastung des Radsatzes und ein erhöhter Reibverschleiß der Lauffläche.

Der Verwendung von Klotzbremzen sind durch die thermische Belastbarkeit der Radscheiben Grenzen gesetzt. In Verbindung mit der starken mechanischen Belastung können Eigenspannungen entstehen, die zu Rissen in der Lauffläche und in weiterer Folge zum Radbruch führen. In der Praxis ist dieser Effekt stark von der Abstimmung zwischen Klotz- und generatorischer Bremse abhängig.



Abbildung 1.6: Radscheibe mit Riss [30]

## 1.3 Scheibenbremsen

Die Scheibenbremse ist ebenfalls eine radabhängige Reibungsbremse, bei der auf der Radsatzwelle bis zu 4 Bremsscheiben montiert werden. Diese werden mit Kühlrippen ausgeführt, die eine bessere Belüftung und somit Wärmeabgabe an die Umgebung ermöglichen. Dadurch wird das Rad thermisch entlastet. Durch die bessere Kühlung können größere Bremsenergien abgearbeitet werden. Dieses Bremssystem findet vor allem in Reisezugwägen und in Fahrzeugen des Stadtschnellverkehrs Anwendung.

Ein Vorteil liegt auch darin, dass die Materialien von Bremsscheibe und Bremsbelag unabhängig voneinander verbessert werden können, wodurch die Bremsleistung erhöht werden kann. Außerdem können die Reibpartner auch gezielter auf die Reduzierung der Lärmemissionen ausgelegt werden. Ein Nachteil ist der höhere Konstruktionsaufwand, im Gegensatz zur Klotzbremse. Außerdem ist der Platzbedarf für Bremsscheiben nicht zu unterschätzen. Die Verschleißkontrolle wird durch die schlechtere Zugänglichkeit ebenfalls erschwert.

### 1.3.1 Komponenten und Aufbau

Die Hauptkomponenten der Scheibenbremse sind Bremszylinder, Bremszange, Bremsbelaghalter, Bremsbelag und Bremsscheibe.

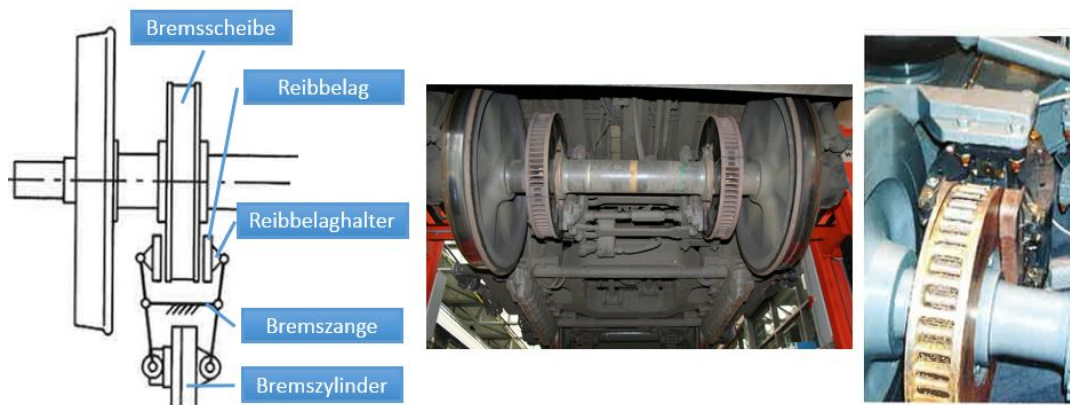


Abbildung 1.7: Hauptkomponenten der Scheibenbremse [5][18]

Es ist allgemein üblich, die Bremsbacken mittels Hängelaschen schwingbar am Fahrzeugrahmen aufzuhängen. Dadurch wird das Bremsmoment nicht über die Bremszangenhebel, sondern direkt über die Bremsenaufhängung abgeleitet. Dadurch können die Bremszangenhebel hinsichtlich der aufzubringenden Klemmkräfte optimiert werden. Bei Scheibenbremsen ohne Hängelaschen muss das Bremsmoment über die Bremszangenhebel abgeführt werden. Dies erfordert eine steifere Konstruktion und somit einen größeren Materialbedarf. In den meisten Fällen werden die Komponenten zu kompakten

Bremsangeneinheiten zusammengefasst.

Wenn der Platz für separate Bremsscheiben fehlt, werden diese seitlich an den Rädern montiert. Dies kann zum Beispiel der Fall sein, wenn der Antrieb der Lokomotive reitend auf der Radsatzwelle sitzt. [18]

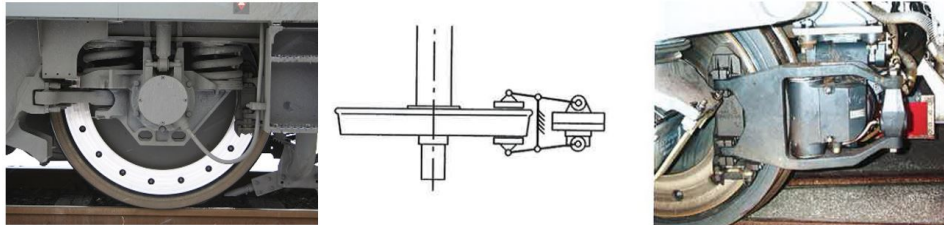


Abbildung 1.8: Radscheibenbremse [5][18]

### 1.3.2 Material

#### **Bremsbeläge:**

Meist werden organische Reibmaterialien oder Sinterwerkstoffe als Bremsbeläge verwendet. Diese besitzen einen höheren Reibwert als die bei Klotzbremsen verwendeten Sohlen aus Grauguss. So ist es möglich, trotz kleinerem Reibradius, das gleiche Bremsmoment zu erreichen.

Die Schnittstelle zum Belaghalter ist nach UIC 541-3 als Schwalbenschwanz genormt. Es treten neben den großen thermischen Belastungen auch große dynamische Kräfte auf, da die Bremsscheiben als ungefederte Masse auf der Radsatzwelle montiert sind.

Der auftretende Verschleiß der Bremsbeläge ist maßgeblich von der Temperatur abhängig. Die Grenzen der thermischen Belastbarkeit liegen für organische Bremsbeläge aktuell zwischen 350°C und 500°C. Bei höheren Temperaturen werden Sinterbeläge eingesetzt, die aber durch ihre Steifigkeit ein ungleichmäßigeres Tragbild und somit eine ungleichmäßigere Temperaturverteilung auf der Bremsscheibe bewirken.

Um eine höhere Leistungsfähigkeit bei Sinterbelägen zu erreichen, wurden formoptimierte Belagselemente beweglich auf dem Belagträger gelagert, wodurch sich ein verbessertes Tragbild ergibt. Ein solcher Belagsträger ist in Abbildung 1.9 abgebildet.

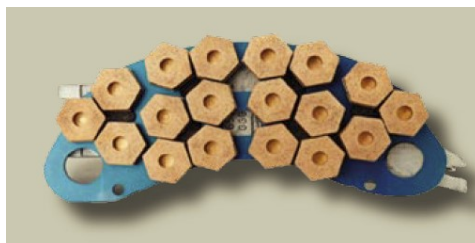


Abbildung 1.9: ISOBAR brake lining von KNORR-BREMSE [18]

Aktuell verwendete organische Bremsbeläge führen zu einem radial ungleichmäßigen Verschleiß der Bremsscheibe. Dieser Effekt nennt sich Hohllauf und beruht darauf, dass die Krafteinleitung nicht optimal zur vorhandenen Geometrie passt. [18]

**Bremsscheibe:** Als Werkstoffe für die Bremsscheiben werden meist Grauguss, Sphäroguss und Stahl verwendet. Außerdem werden Leichtbau-Bremsscheiben aus partikelverstärktem Aluminium eingesetzt. Ihr Vorteil liegt im sehr geringen Gewicht, einem geringen Eigen- und Gegenverschleiß und einer homogenen Wärmeverteilung. Sie werden hauptsächlich unter mittelschweren Einsatzbedingungen verwendet. [30]

### 1.3.3 Kräfte und Momente

Bei der Bremsung werden die Bremsbeläge mit der Anpresskraft  $F_K/2$  an die Bremsscheibe gedrückt und somit die gewünschte Bremswirkung erzielt. Diese wirkt im mittleren Reibradius  $r_{reib}$  und resultiert in einem entsprechenden Bremsmoment  $M_{BR}$ .

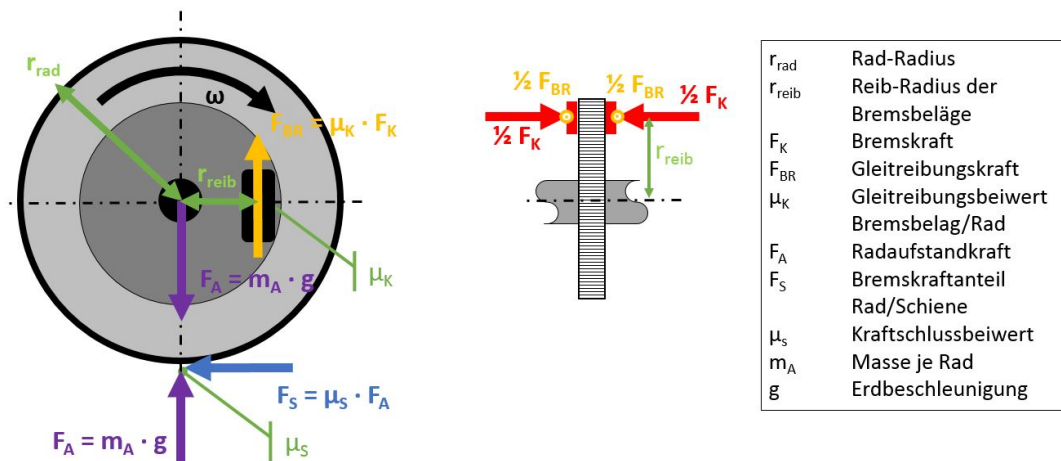


Abbildung 1.10: Kräfte und Momente der Scheibenbremse

Durch die radial außen höhere Gleitgeschwindigkeit kann es hier zu einem erhöhten Verschleiß kommen. Die Anpresskraft muss deshalb innerhalb des Flächenschwerpunktes angreifen, damit ein konstanter Verschleiß auftritt.

Die Anzahl der Bremsscheiben auf einer Radsatzwelle richtet sich nach der geforderten Bremskraft und der thermischen Belastbarkeit. [18]

## 1.4 Veränderliche Reibwerte

Bei den Reibungsbremsen ist der Bremskraftanteil abhängig von der Anpresskraft des Reibelements, sowie von den Reibungsbeiwerten. Je nach Bremssystem unterscheidet man zwischen:

- **Klotzbremse:** Gleitreibungsbeiwert zwischen Reibelement und Rad
- **Scheibenbremse:** Gleitreibungsbeiwert zwischen Reibelement und Bremsscheibe
- **Rad-Schiene Kontakt:** Reibungsbeiwert definiert die maximal mögliche übertragbare Kraft

Auf diese Punkte soll nun näher eingegangen werden.

### 1.4.1 Veränderliche Reibwerte bei Klotz- und Scheibenbremsen

Die Zusammenhänge zwischen den Reibungsbeiwerten und der Reibgeschwindigkeit für die verschiedenen Bremsbeläge sind in der Abbildung 1.11 ersichtlich. Der Reibungsbeiwert ist dabei abhängig von der Werkstoffpaarung der Reibelemente, also ob es sich um die Paarung Bremsscheibe zu Bremsbelag bzw. Bremsklotz zu Rad handelt. Ferner weisen diese Bremsarten unterschiedliches Verhalten bei den gleichen Relativgeschwindigkeiten auf.

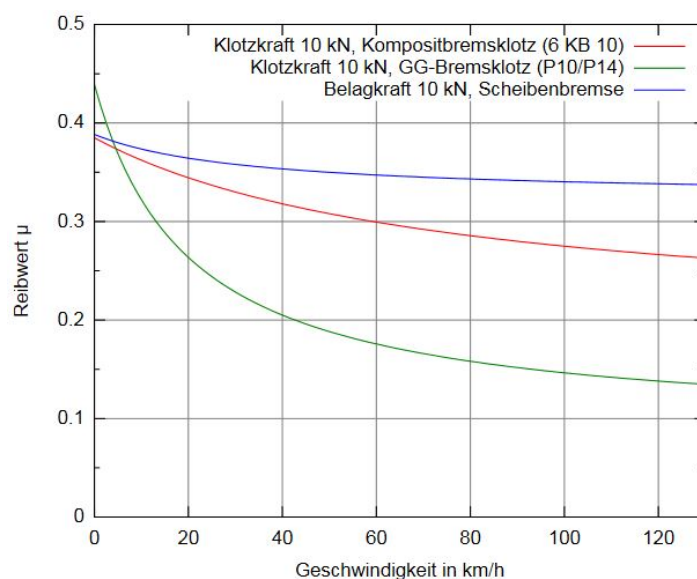


Abbildung 1.11: Veränderliche Reibwerte verschiedener Bremsarten über der Geschwindigkeit [37]

Bei abnehmender Geschwindigkeit steigt der Reibungsbeiwert stark an, was in einem größeren Bremsmoment resultiert. Dies hat zur Folge, dass die Gefahr einer Überbremsung

bei niedrigen Geschwindigkeiten bei Klotzbremsen höher ist als bei Scheibenbremsen. Bei einer Überbremsung geraten die Räder in Schlupf und die Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene wird größer. Dadurch kommt es zu ungewollten Drehschwingungen, dem so genannten Rattern, und zu erhöhtem Verschleiß an den Radlauf­flächen. Die Reibungsbeiwerte von Verbundstoff-Bremsklotzsohlen (K-Sohle) und dem Bremsbe­lag einer Scheibenbremse weisen eine geringere Abhängigkeit von der Geschwindigkeit auf.

Einen maßgeblichen Einfluss auf den Reibungsbeiwert stellen allerdings die Umgebungs­einflüsse dar. Hohe Feuchtigkeit, Wasser, Eis und Öl auf den Reibflächen bewirken eine starke Absenkung des Reibwertes.

Zusätzlich spielt die Temperatur der Reibpartner eine große Rolle, welche sich vor allem während der Bremsung in kürzester Zeit ändern kann.

Der Zusammenhang ist in Abbildung 1.12 ersichtlich. Diese ist für eine Scheibenbremse eines Automobils erstellt worden, aber in gleicherweise für Scheibenbremsen von Schienenfahrzeugen zutreffend.

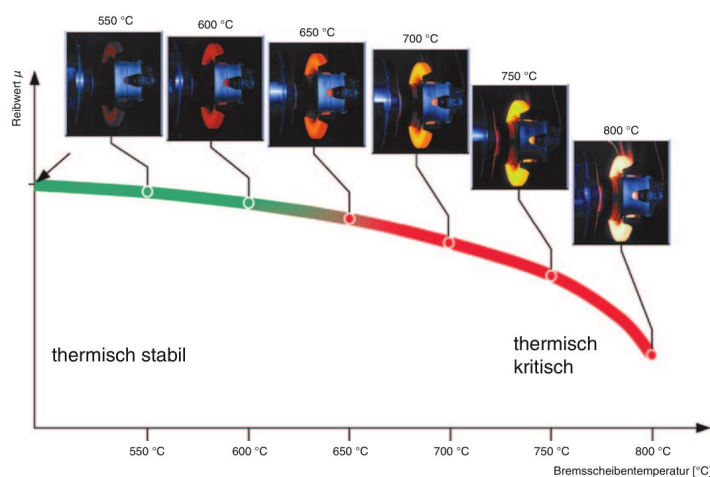


Abbildung 1.12: Veränderlicher Reibwert [5]

### 1.4.2 Kraftschluss Rad-Schiene

Die Bremskraft kann nicht beliebig erhöht werden, da der Kraftschluss zwischen Rad- und Schiene nicht überschritten werden darf.

Der Kraftschluss hängt vom Reibwert zwischen Rad und Schiene ab, der hauptsächlich durch Umwelteinflüsse geprägt ist. Für die Verbesserung der Reibung bei Bremsvorgängen sind bei Schienenfahrzeugen Sandstreuer installiert. Im Moment der Bremsung erhöhen diese den Reibwert, indem Sand aus einem Vorratsbehälter unter die Räder geblasen wird.

Ein Vorteil der Klotzbremse besteht darin, dass die Lauffläche bei jeder Bremsung gereinigt wird.



Der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene bestimmt, welche Verzögerung bzw. welches Bremsmoment überhaupt möglich ist.

$$a_{max} = \mu_S \cdot g$$

Überschlagsmäßig kann so die maximale Verzögerung berechnet werden, indem der erwartete Haftreibwert  $\mu_S$  zwischen Rad und Schiene mit  $10 \text{ m/s}^2$  (gerundete Erdbeschleunigung) multipliziert wird.

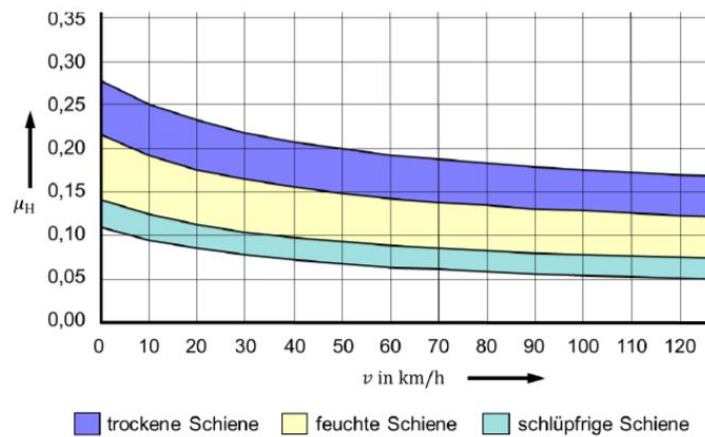


Abbildung 1.13: Veränderliche Reibwerte bei unterschiedlichen Schienenverhältnissen, über der Geschwindigkeit [4]

Wird von einem durchschnittlichen Reibwert  $\mu_S = 0,2$  ausgegangen, ergibt dies eine maximale Verzögerung von  $2 \text{ m/s}^2$ . In Verbindung mit der abzubremsenden Masse kann damit ein maximal übertragbares Bremsmoment angegeben werden. Die abzubremsende Masse wird dafür in ein Ersatz-Massenträgheitsmoment umgerechnet und die maximale Verzögerung in  $\text{rad/s}^2$ .

$$\ddot{\phi} = a_{max} / r_{rad}$$

$$M_{B-max} = J_{ersatz} \cdot \ddot{\phi}$$

In der Praxis treten aber oft deutlich geringere Reibwerte auf. Um auch bei nassen Verhältnissen sicher bremsen zu können, werden weitere Bremskraftanteile über Schienenbremsen oder andere kraftschlussunabhängige Bremsen aufgebracht, da diese den Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene umgehen.

## 1.5 Thermisches Verhalten einer Bremsscheibe

Ein Prüfstandszyklus eines Bremsenprüfstandes wird maßgeblich von den Aufheiz- und Abkühlzeiten der Bremskomponenten bestimmt. Dauert die Bremsung oft nur wenige Sekunden (ausgenommen Dauerbremsungen), so bedeutet vor allem das Abkühlen eine Stillstandszeit des Prüfstandes von etwa 20 Minuten.

Scheibenbremsen sind konstruktiv so ausgeführt, dass zwischen den beiden Reibflächen Luft durchströmen kann. Um diesen Effekt noch zu verstärken, wird die Bremsscheibe während der Abkühlphase am Prüfstand in Rotation gehalten und somit die Konvektion verbessert. Die Rotationsgeschwindigkeit einer Bremsscheibe während der Abkühlphase wird von der Norm vorgeschrieben und soll den Fahrtwind der Realität simulieren.

### Temperaturentwicklung:

In Abbildung 1.14 ist die maximale Temperatur einer Bremsscheibe, nach einer Abbremsung bis zum Stillstand, über der abzubremsenden Masse aufgetragen. Diese Darstellung beruht auf der kinetischen Energie, die bei dieser Stoppbremmung nahezu komplett in Wärme der Bremsscheibe umgewandelt wird. Die Wärmeabgabe durch Konvektion während der Bremsung wurde vernachlässigt. Es werden zwei unterschiedliche Startgeschwindigkeiten mit jeweils unterschiedlichen Verzögerungen abgebildet. Als Starttemperatur werden  $50\text{ °C}$  angenommen.

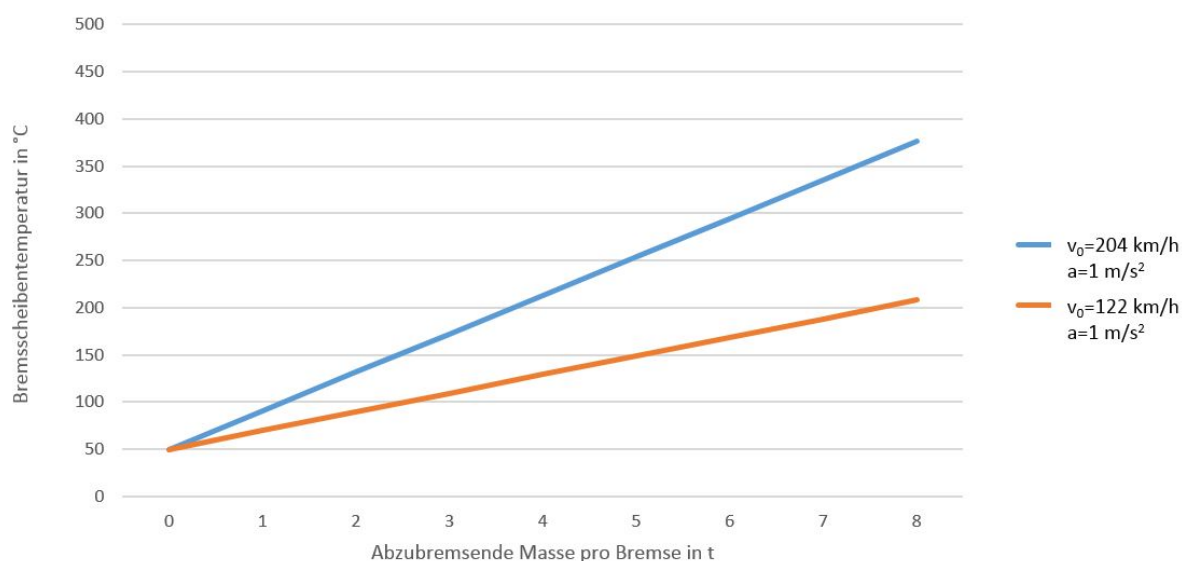


Abbildung 1.14: Bremsscheibentemperatur bei einer Stoppbremmung, aufgetragen über der abzubremsenden Masse

### Abkühlverhalten:

Das folgende Diagramm zeigt das Abkühlverhalten einer Bremsscheibe bei verschiedenen Drehzahlen. Eine höhere Drehzahl erhöht auch die Konvektion und senkt somit die Abkühlzeit.

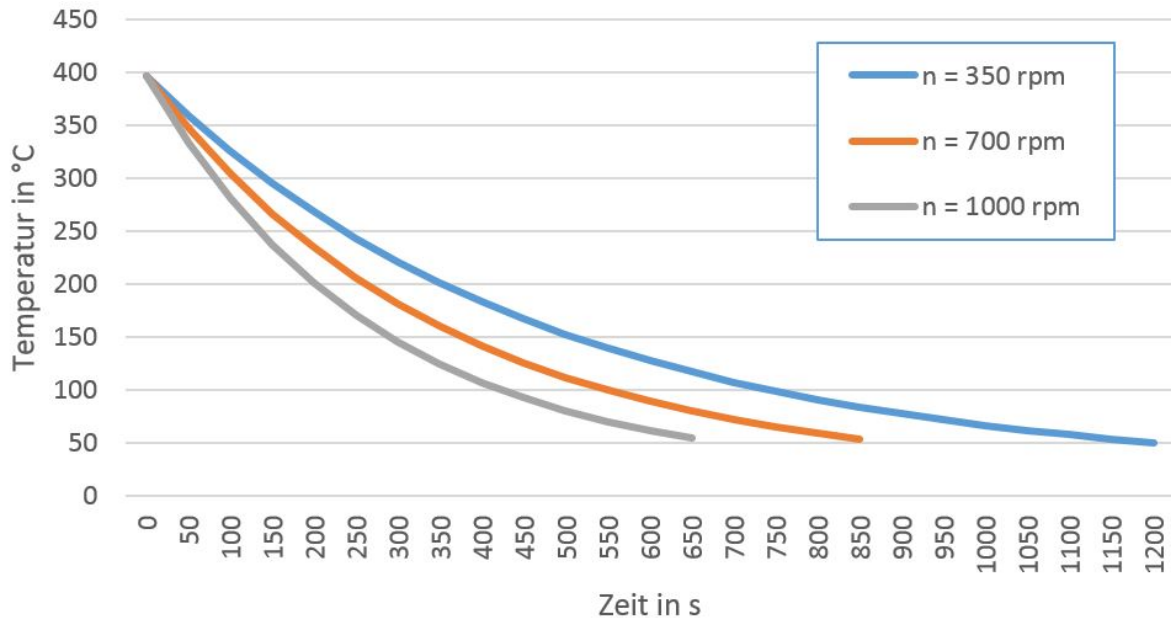


Abbildung 1.15: Abkühlkurve der Bremsscheibe [30]

Durch eine ungleichmäßige Druckverteilung der Bremsbeläge kommt es auf der Bremsscheibe zu einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung. Diese führt zu so genannten Hotspots, in denen es zu einer plastischen Verformung und somit Überschreitung der Fließgrenze kommt. Kühlt die Bremsscheibe wieder ab, führt dies zu Rissen.

Mit Hilfe einer Thermographie-Kamera kann die Temperaturverteilung auf der Bremsscheibenoberfläche experimentell untersucht werden. Dies ist ein wichtiges Werkzeug für die Beurteilung des Tragverhaltens von Bremsbelägen und den entstehenden Temperaturgradienten.

Um die thermische Belastung der Bremsscheiben zu minimieren, wird bei modernen Schienenfahrzeugen großteils generatorisch gebremst. Um die Abstimmung zwischen mechanischen und generatorischen Bremsen geht es im nächsten Kapitel.

## 1.6 Bremsmanagement und Bremsblending

Die Bremssteuerung ist im realen Fahrzeugbetrieb eine höchst sicherheitsrelevante Komponente des Bremssystems. Sie hat die Aufgabe, für die geforderte Verzögerung im Hinblick auf die optimale Aufteilung der verschiedenen Bremssysteme zu sorgen. Diese Abstimmung wird „Blending“ genannt.

Meistens wird damit das Zusammenspiel zwischen der elektrodynamischen Bremse mit der Druckluftbremse verstanden. Spricht man von der elektrodynamischen Bremse, so ist damit die Abbremsung mittels Elektrischer Maschine in generatorischem Betrieb gemeint.

Aber auch andere Bremskonzepte können in das Brems-Blending mit einbezogen werden. Ziel ist es dabei den verschleißfreien Bremsen, wie den dynamischen Bremsen und der Wirbelstrombremse den Vorzug zu geben. Außerdem gehört es zur Aufgabe der Bremsregelung alle Radsätze gleichmäßig abzubremesen. Dabei ist auf das maximal übertragbare Bremsmoment am Rad-Schiene Kontakt zu achten.

Blending kann nach verschiedenen Grundprinzipien realisiert werden:

- **Rückhaltung:** Dabei wird immer nur entweder die dynamische oder nur die Druckluftbremse wirksam. Die jeweils andere wird dann zurück gehalten. Dieses System ist sehr einfach in der Steuerung umsetzbar.
- **Blockblending:** Die dynamische Bremse wird durch eine konstante Druckluftbremse ergänzt.
- **Kennlinienblending:** Die dynamische Bremse wird durch eine Druckluftbremse ergänzt, die nach einer definierten Kennlinie arbeitet
- **Istwertblending:** Die dynamische Bremse wird durch die Druckluftbremse ergänzt, in Abhängigkeit von der momentan wirksamen Bremskraft der dynamischen Bremse. [18]

Über das Bremsmanagement wird die Bremsleistung, je nach aktueller Geschwindigkeit, auf verschiedene Bremssysteme aufgeteilt. Beispielfhaft ist in der Abbildung 1.16 die Verteilung der Bremsleistung über der Geschwindigkeit für einen ICE abgebildet. Dabei ist ersichtlich, dass bei hohen Geschwindigkeiten die Wirbelstrombremse in Kombination mit der elektrodynamischen Bremse verwendet wird.

**Wirbelstrombremse:** Es handelt sich um eine verschleißfreie Bremse, bei der die Wirbelströme des Magnetfeldes eine bremsende Kraft erzeugen. Wichtig dabei ist, dass im Gegensatz zur Magnetschienenbremse der eiserne Kern des Elektromagneten nicht aufsitzt, sondern etwa 7 mm über der Schienenoberkante gehalten wird.

**Elektrodynamische Bremse:** Der Antriebsmotor wird als Generator geschaltet. Die erzeugte elektrische Energie wird ins Stromnetz zurückgespeist, gespeichert oder in Heizwiderständen verbraucht. Diese Bremsen werden auch als Nutzbremse oder Elektromo-

torische Bremse bezeichnet.

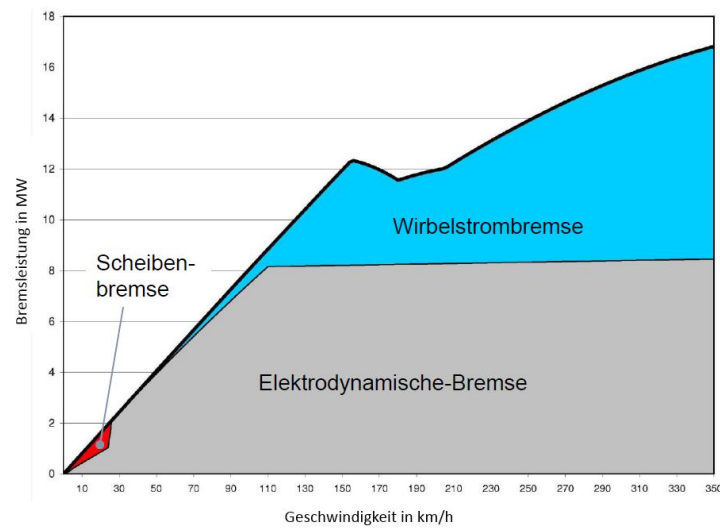


Abbildung 1.16: Bremsblending: Verteilung der Bremsleistung über der Geschwindigkeit beim ICE3 bei einer mittleren Bremsanforderung [3]

Erst bei geringen Geschwindigkeiten kommen die Scheibenbremsen zum Einsatz. Diese Abstimmung der unterschiedlichen Bremssysteme ermöglicht die Reduzierung von Verschleiß an den mechanischen Bremsen.

Da am geplanten Prüfstand ein komplettes Drehgestell geprüft werden kann, ist auch die Erprobung der Bremsmanagement-Software ein mögliches Anwendungsgebiet.

Das Bremsmanagement hat die Aufgabe, das Zusammenwirken der verschiedenen Bremssysteme zu steuern. Dazu zählt die Kontrolle der Verfügbarkeit und Auslastung der Teilsysteme und die Beobachtung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene, abhängig von der Radsatzlast. Bekommt das Bremsmanagement einen Bremsbefehl, so wird zunächst der Elektrodyamischen Bremse (ED) der Vorrang gegeben und erst wenn diese nicht mehr ausreicht, werden die mechanischen Bremsen aktiviert. So wird der Verschleiß minimiert.

Das sogenannte Blending ist ein Teil des Bremsmanagements und schaltet die mechanischen Bremsen in Abhängigkeit von der Kennlinie der ED-Bremse dazu.

In der folgenden Abbildung sind zwei Triebfahrzeuge und ein antriebsloser Waggon dargestellt. Die Diagramme zeigen die Bremskraftverteilung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Dabei wird vom Bremsmanagement die eingegangene Bremskraftanforderung auf die verschiedenen Bremssysteme verteilt.

Eine Aufgabe des Bremsmanagements besteht auch darin, beim Ausfall eines Bremssystems den Bremsbefehl auf die anderen Bremsen zu verteilen.

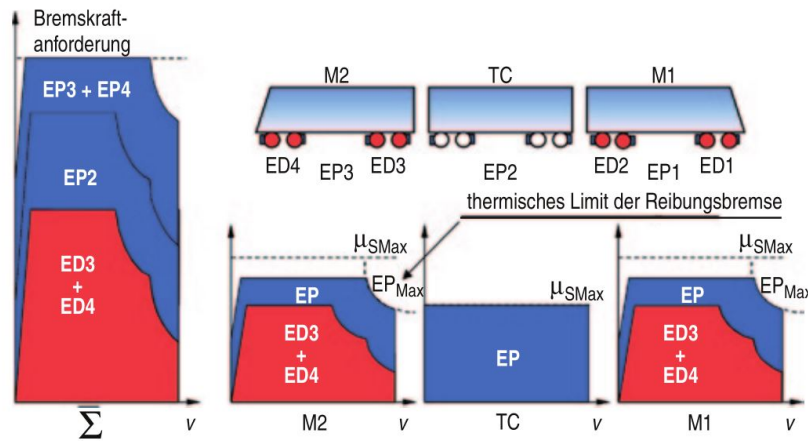


Abbildung 1.17: Bremsblendung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit [5]

## 1.7 Arten von Bremsungen

**Betriebsbremsung:** Es werden drei verschiedene Betriebs-Bremsungen unterschieden. Ist es das Ziel an einem bestimmten Ort eine bestimmte Geschwindigkeit zu fahren, nennt man dies eine Regulierbremsung. Fährt der Zug z.B. auf einer Gefällestrecke und soll eine konstante Geschwindigkeit einhalten, so handelt es sich um eine Dauerbremsung. Dabei treten die größten thermischen Beanspruchungen der Bauteile auf. Deshalb wird für diesen Betriebszustand meist die dynamische Bremse verwendet. Soll der Zug an einem bestimmten Ort zum Stillstand gebracht werden, handelt es sich um eine Stoppbremsung.

**Vollbremsung:** Dabei wird ein definierter Bremsdruck angefahren, der die maximale Betriebsbremsung darstellt.

**Schnellbremsung:** Die Hauptluftleitung wird dabei rasch und vollständig entlüftet, wodurch sich die maximale Bremswirkung einstellt.

**Notbremsung:** Kann durch den Triebfahrzeugführer über ein unabhängiges Ventil oder durch einen Fahrgast über einen Notbremszugkasten eingeleitet werden.

**Zwangsbremsung:** Wird zum Beispiel bei einer Zugtrennung durch Riss der Hauptluftleitung verursacht.

**Feststellbremsung:** Diese hindert ein stehendes Fahrzeug dauerhaft am Rollen. [18]

## 1.8 Physikalische Zusammenhänge

### 1.8.1 Kinetische Energie

Bremsen haben die Aufgabe, die Geschwindigkeit eines in Bewegung befindlichen Fahrzeuges zu verringern. Hierbei wird die kinetische Energie des Fahrzeuges in eine andere Energieform (Wärme) umgewandelt. Vor Beginn jedes Bremsvorganges besitzt das Fahrzeug die kinetische Energie:

$$E_{kin} = \frac{mv^2}{2}$$

Diese wird also durch die Masse des Schienenfahrzeuges  $m$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  zu Beginn des Bremsvorganges bestimmt. Die Gleichung gilt bei der Abbremsung bis zum Stillstand. Es wird dabei von der Bremse die Bremsarbeit  $W_{BR}$  geleistet, welche direkt  $E_{kin}$  entspricht.

Wird allerdings nur von einer Startgeschwindigkeit  $v_0$  auf eine niedrigere Geschwindigkeit  $v_1$  verzögert, so entspricht dies einer Bremsarbeit von:

$$W_{BR} = \frac{m}{2} \cdot (v_0^2 - v_1^2)$$

In der nachfolgenden Abbildung ist die kinetische Energie über der Geschwindigkeit für verschiedene Radsatzlasten aufgetragen.

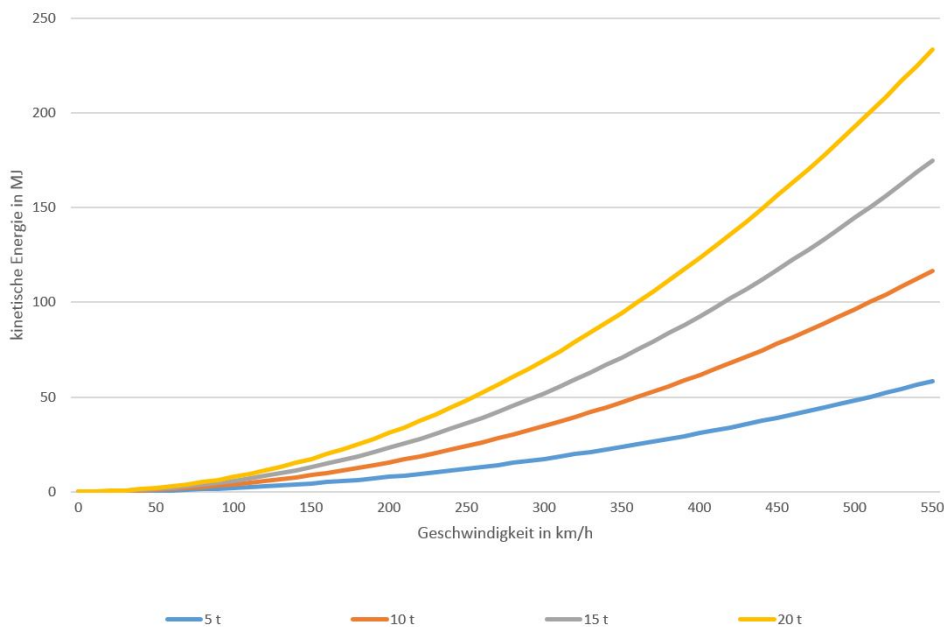


Abbildung 1.18: Bremsenergie für verschiedene Massen pro Radsatz

Umgangssprachlich wird oft von der Bremsenergie gesprochen. Physikalisch gesehen handelt es sich bei der Bremsarbeit um die Umwandlung der kinetischen Energie des Fahrzeugs in thermische Energie durch Reibung.

**Beispielberechnung:**

Die Gesamtmasse eines Fahrzeugs wird anteilmäßig auf die gebremsten Radsätze aufgeteilt. In diesem Beispiel wird pro Radsatz eine Masse von 15 t abgebremst. Für die Berechnung wird eine Startgeschwindigkeit von 400 km/h angenommen und bis zum Stillstand abgebremst.

$$E_{kin} = \frac{mv^2}{2}$$

$$E_{kin} = \frac{15\,000\text{ kg} \cdot \left(\frac{400\text{ km/h}}{3,6}\right)^2}{2} = 92\,592\,592\text{ J}$$

Das heißt, es muss eine Bewegungsenergie von 92,6 MJ in Wärme umgewandelt werden.

Die Verzögerung  $a$  wird vom Bremsmanagement vorgegeben und ergibt bei gegebener Masse  $m$  die erforderliche Bremskraft  $F_S$ . Diese wird dann auf die Anzahl der Bremsen und Räder anteilmäßig aufgeteilt.

### 1.8.2 Bremsleistung

Ein in Bewegung befindliches Fahrzeug mit der Masse  $m$  und der Geschwindigkeit  $v$  besitzt also eine kinetische Energie. Der Vollständigkeit halber sei auch der rotatorische Anteil der kinetischen Energie angeschrieben. Dabei handelt es sich zum Beispiel um die Rotationsenergie der Radsatzwellen. Diese haben eine Massenträgheit  $J$ , die mit einer Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  rotiert. Dieser Anteil wird aber oft vernachlässigt, da die Fahrzeugmasse meistens dominierend ist.

$$E_{kin} = \frac{mv^2}{2} + \frac{J\dot{\varphi}^2}{2}$$

Zur Berechnung der Bremsleistung wird die kinetische Energie nach der Zeit abgeleitet.

$$P_{Br} = \frac{dE_{Kin}}{dt} = 1/2 \cdot m \cdot 2 \cdot v(t) \cdot \frac{dv}{dt} + 1/2 \cdot J \cdot 2 \cdot \dot{\varphi}(t) \cdot \frac{d\dot{\varphi}}{dt}$$

Wird von einer konstanten Verzögerung ausgegangen, so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$v(t) = v_0 + \ddot{x} \cdot t$$



$$\frac{dv}{dt} = \ddot{x} = \text{const}$$

und

$$v = r_{dyn} \cdot \dot{\varphi}$$

Dabei ist  $r_{dyn}$  der dynamische Rollradius des Rades. Nach dem Einsetzen und ein paar Umformungen folgt für die Bremsleistung:

$$P_{Br} = \left(m + \frac{J}{r_{dyn}^2}\right) \cdot (v_0 + \ddot{x} \cdot t) \cdot \ddot{x}$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, dass die Bremsleistung zu Beginn der Abbremsung (also zum Zeitpunkt  $t_0$ ) ihr Maximum hat.

$$P_{Br} = \left(m + \frac{J}{r_{dyn}^2}\right) \cdot v_0 \cdot \ddot{x}$$

Die momentane Bremsleistung  $P_{BR}$  kann unter der Vernachlässigung der rotatorischen Trägheitsmassen folgendermaßen angeschrieben werden:

$$P_{Br} = F_{Br} \cdot v = m \cdot a \cdot v$$

Somit ist  $P_{BR}$  geschwindigkeitsabhängig. Dieser Zusammenhang ist für eine Verzögerungsbremung in Abbildung 1.19 zu erkennen.

Ebenso ist erkennbar, dass diese maximale Bremsleistung mit steigender Anfangsgeschwindigkeit und steigender Bremsverzögerung zunimmt.

Es folgen nun noch zwei Zahlenbeispiele zur Beharrungs- und zur Verzögerungsbremung. Dabei sei noch erwähnt, dass bei der Beharrungsbremung die Lageenergie eines Fahrzeuges durch die Bremsarbeit in Wärmeenergie umgewandelt wird. Die Verzögerungsbremung hingegen entspricht einer Umwandlung der kinetischen Energie des Fahrzeuges in Wärmeenergie durch die Bremsarbeit.

### Beispielberechnung zur Verzögerungsbremung

Für dieses Beispiel sollen die rotatorischen Massen vernachlässigt werden. Unter den selben Annahmen wie im vorherigen Beispiel, also einer anteilig abzubremenden Masse von 15 000 kg, einer Startgeschwindigkeit von 400 km/h und einer Bremsverzögerung von 3 m/s<sup>2</sup> ergibt sich eine maximale Bremsleistung von 5 MW.

$$P_{Br} = 15\,000 \text{ kg} \cdot \frac{400 \text{ km/h}}{3,6} \cdot 3 \text{ m/s}^2 = 5\,000\,000 \text{ W}$$

Die mittlere Bremsleistung ergibt sich aus der gesamten, abgearbeiteten kinetischen Energie  $E_{kin}$ , dividiert durch die Bremszeit  $t_E$ .

$$P_{\text{mittel}} = \frac{E_{\text{kin}}}{t_E} = \frac{92,6 \text{ MJ}}{37 \text{ s}} = 2,5 \text{ MW}$$

Der Verlauf der Bremsleistung ist in der Abbildung 1.19 dargestellt und ändert sich mit der Fahrgeschwindigkeit. Zu Beginn der Bremsung ist diese am größten und nimmt im Verlauf der Bremsdauer ab. Zum Zeitpunkt  $t_E = 37 \text{ s}$  des Stillstandes wird sie zu Null.

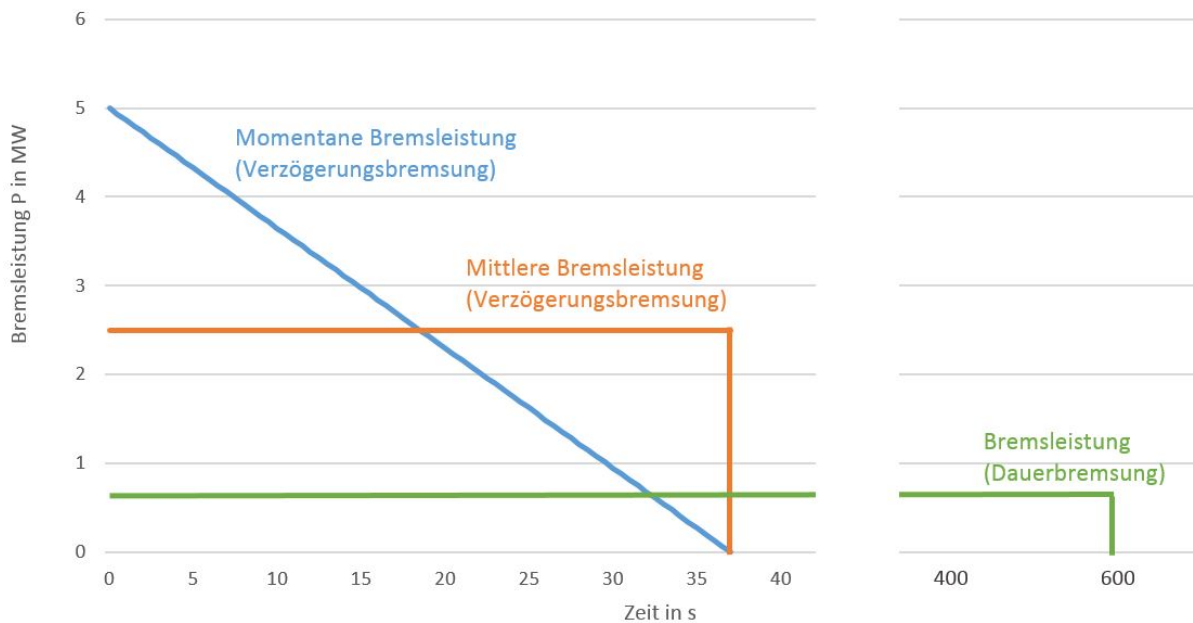


Abbildung 1.19: Verlauf der Bremsleistung bei Verzögerungs- und Beharrungsbremung über der Zeit

In dieser Abbildung entspricht die Bremsarbeit der Fläche unter der Kurve. Dies ergibt sich aus dem einfachen Zusammenhang:

$$W_{Br} = \int P_{Br} dt$$

Außerdem ist in der Abbildung noch die Bremsleistung einer Dauerbremsung dargestellt.

# Kapitel 2

## Anforderungen an den Prüfstand

Im folgenden Kapitel werden die technischen Anforderungen an den Bremsenprüfstand definiert. Grundsätzlich müssen die generellen Anforderungen für die Zulassungsverfahren nach dem UIC-Kodex 541-3 für Scheibenbremsen und UIC Kodex 541-4 für Klotzbremsen auf dem neuen Prüfstand abbildbar sein.

Darüber hinaus wurden einige Ideen diskutiert, welche einen deutlichen Mehrwert in der Entwicklung geben würden, die aber auf einem Standard UIC-Prüfstand nicht Stand der Technik sind.

### 2.1 Zulassungsverfahren

Es soll hier nur ein kleiner Überblick über die minimalen und maximalen Belastungen am Prüfstand gegeben werden. Die Details zu den Prüfungen selbst sind den erwähnten Normen zu entnehmen.

#### 2.1.1 UIC-Kodex 541-3 (Scheibenbremsen)

Der vollständige Titel des UIC-Kodex lautet: „Bremse - Scheibenbremse und ihre Anwendung - Allgemeine Bedingungen für die Zulassung von Bremsbelägen“. In der nun folgenden Zusammenfassung wurde die 7. Ausgabe (Juli 2010) als Grundlage verwendet. Die Abbildung 2.1 zeigt einen Überblick der Prüfprogramme. Dabei werden Fahrzeugkategorien und Anwendungen definiert und die dazu gehörigen Prüfprogramme vorgeschrieben. Zusätzlich wird zwischen organischen und gesinterten Bremsbelagwerkstoffen unterschieden. In den einzelnen Prüfprogrammen werden nicht nur die maximalen Anfangsgeschwindigkeiten, sondern auch die Anpresskräfte und Temperaturen im trockenen und benässten Zustand variiert.

Die Anpresskraft kann einstufig erfolgen oder auch während der Bremsung geändert werden.

Zusätzlich werden Gefällebremsungen (Dauerbremsungen) durchgeführt, bei denen die maximale Leistung in Kilowatt und die Bremszeit angegeben sind. Dabei darf ebenfalls

ein vorgegebenes Streuband des Augenblicksreibwertes nicht verlassen werden. Der Verschleiß wird durch Wägung ermittelt. Ob diese durchzuführen ist, wird ebenfalls in der Norm vorgegeben. Des Weiteren sind in der Norm die geometrischen Merkmale der Bremsbeläge, Kennzeichnungs-Vorschriften und Details zum Zulassungsverfahren angegeben, die hier nicht weiter erläutert werden.

Fahrzeugkategorie	Typ	$v_{\max}$ [km/h]	Bremsbelagwerkstoff	durchzuführende Prüfprogramme	Prüfprogramme (siehe Anlage)	Toleranzen $\mu_a$ (siehe Anlage)	Toleranzen $\mu_m$ (siehe Anlage)
Kategorie 1 Hochgeschwindigkeitszüge	1.1 a <sup>a</sup>	300	Organisch oder gesintert	und 1 3A	B.1 C.4	B.2 C.6	B.3 C.7
	1.1 a <sup>b</sup>	300	gesintert				
	1.2	320	gesintert	und 5A 3A	E.1 C.4	E.2 C.6	E.3 C.7
Kategorie 2 Triebzüge mit Radbrems-scheiben	2.1	160	organisch	2C	C.3	C.8	C.9
	2.2	330	gesintert	5B	C.3	E.6	E.6
Kategorie 3 Lokomotiven	3.1 a	200	organisch	7A	G.1	G.3	G.4
	3.1 b	230	gesintert	7B	G.2	G.3	G.4
Kategorie 4 Reisezugwagen	4.1	140	organisch	2A1 und 3A oder 2A2 3A	C.1 C.4	C.6 C.6	C.7 C.7
	4.2	200	organisch	2B1 und 3A oder 2B2 3A	C.2 C.4	C.6 C.6	C.7 C.7
	4.3	200	gesintert	und 6A 3B	F.1 F.2	C.6 C.6	C.7 C.7
Extreme Winterbedingungen	4.4	200	organisch	2B1 und 3B oder 2B2 3A 3B	C.2 C.4 C.5	C.6 C.6 -	C.7 C.7 0,15/0,10 <sup>c</sup>
Kategorie 5 Güterwagen	5.1 a	160	organisch	4A	D.1	D.4	D.5
	5.1 b		gesintert	4B	D.2	D.4	D.5
Niederflurwagen (RoLa)	5.2 a	120	organisch	4C	D.3	D.6	D.7
	5.2 b		gesintert				

a. Typ 1.1 a - organische oder Sinter-Bremsbeläge: am Prüfstand bis max. 13,8 MJ / 300 km/h getestet

b. Typ 1.1 b - Sinter-Bremsbeläge: am Prüfstand bis max. 17,8 MJ / 320 km/h getestet

c. Siehe Punkt 2.1.2.3.

Abbildung 2.1: Auszug aus UIC Kodex 541-3 [42]

Für jedes dieser Prüfprogramme wird ein Toleranzbereich für den Augenblicksreibwert  $\mu_a$  und den mittleren Reibwert  $\mu_m$  angegeben.

Momentaner Reibwert (Bremsbelag):

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b}$$

Momentaner Reibwert (Bremsklotz):

$$\mu_a = \frac{F_{tR}}{F_b}$$

Mittlerer Reibwert:

$$\mu_m = \frac{1}{s_2} \cdot \int_0^{s_2} \mu_a ds$$

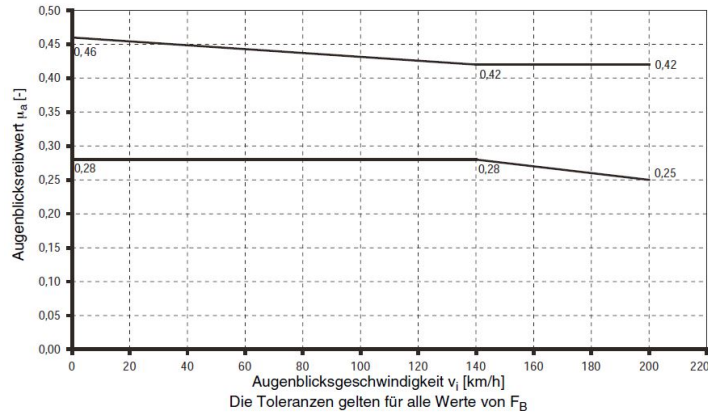


Abbildung 2.2: Toleranzen für den Augenblicksreibwert  $\mu_a$  bei trockener Scheibe (Auszug aus dem UIC-Kodex 541 – 3 [42])

Einen wichtigen Punkt in der Norm betrifft das Einschleifen der Bremscheiben. Neue Bremscheiben müssen nach einem im Zulassungsprogramm vordefinierten Programm eingeschliffen werden. Weisen bereits benutzte Bremscheiben Rillen oder ähnliches auf, so sind diese plan zu drehen und anschließen wieder einzuschleifen. Nähere Details dazu siehe Norm.

In der folgenden Tabelle 2.1 sind die maximalen Parameter angegeben, die laut dieser Norm gefordert werden. Diese betreffen die Minima und Maxima der Geschwindigkeit, Bremskraft, abzubremsende Masse und Beschleunigung. Durch diese Werte ist schon eine grobe Vorstellung der Leistungsklasse des Prüfstandes gegeben.

$v_{max}$	330 km/h (n = 1967 rpm)	Maximale Geschwindigkeit (Drehzahl)
$v_{min}$	30 km/h (n = 178 rpm)	Minimale Geschwindigkeit (Drehzahl)
$F_{bmax}$	1,3 kN	Minimale Anpresskraft
$F_{bmin}$	65 kN (früher 71,5 kN)	Maximale Anpresskraft
$m_{max}$	11,25 t	Maximale Masse pro Bremscheibe
$m_{min}$	4 t	Minimale Masse pro Bremscheibe
$a_{max}$	0,3 m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung

Tabelle 2.1: Minima und Maxima der Anforderungen laut UIC-Kodex 541 – 3 [42]

### Prüfprogramme:

- Stoppbremsung trocken und nass
- Dauerbremsung (Sättigungsbremsung) mit max. 64 kW während 12 min
- Sägezahnbremsung: ca. 70 s Bremszeit, ca. 90 s Lösezeit; Beschleunigung 0,092 m/s<sup>2</sup>
- Haltebremsung

### Messwerte:

- Augenblicksreibwerte  $\mu_a$  (aus  $F_t/F_b$ )
- Mittlere Reibwerte  $\mu_m$  (über den Bremsweg  $s$  zu ermitteln)
- Verschleiß: Verschleißmessung durch Wägung. Angaben in UIC-Kodex z.B.: 0,35 cm<sup>3</sup>/MJ
- Temperaturmessung:
  1. Belüftete Brems Scheibe: An min. 6 Stellen, 1 mm unter der Reibfläche
  2. Unbelüftete Brems Scheibe: Thermoschleifer
- Wassermenge und Wassertemperatur
- Anpresskraft der Bremsbeläge
- Versuchsgeschwindigkeit
- Bremszeiten
- Temperatur der Umgebung und des Fahrtwindes
- Geräusentwicklung

**Verschleiß:** Der Verschleiß wird durch Wägung ermittelt.

**Anpresskraft der Pneumatikzylinder:** Der Anstieg der Anpresskraft bis 95% des Maximalwertes muss (gemessen ab Anstieg der Anpresskraft) in  $t_s = 4,0 \text{ s} \pm 0,2 \text{ s}$  erfolgen. Die Anpresskraft  $F_b$  darf während der Haltebremsungen nur um maximal  $\pm 2\%$  vom Nennwert abweichen. In speziellen Prüfprogrammen ist die Anpresskraft auch zweistufig aufzubringen. Spätestens 5 Sekunden nach Beendigung einer Bremsung ist die Bremse zu lösen.

### Kühlung:

Geschwindigkeit der Kühlluft:

$$v_{min} = 10 \text{ km/h}$$

$$v_{max} = 165 \text{ km/h} \rightarrow \text{entspricht } v/2$$

**Temperaturmessung:** Die Temperaturmessung erfolgt mithilfe von Temperaturschleifen auf jeder Scheibenseite. Sie sind jeweils auf einem Reibradius von 110 mm und 150 mm anzuordnen.

**Bedingungen für die Benässung:**

Wassermenge:  $6 \text{ cm}^3/\text{cm}^2$  (z.B.: 25 l/h für Bremscheiben Durchmesser 640 mm)

Wassertemperatur:  $10^\circ\text{C}$  bis  $15^\circ\text{C}$

Die Wasserzufuhr darf nicht abgestellt werden.

Die Anordnung der Düsen ist ebenfalls in der Norm vorgeschrieben und folgender Abbildung bzw. der Norm zu entnehmen.

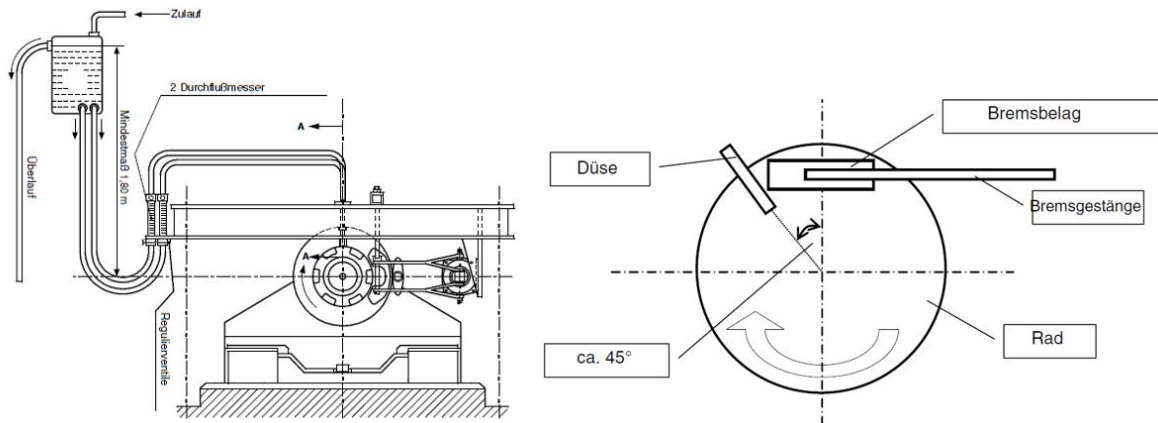


Abbildung 2.3: Anordnung der Düsen laut UIC 541 – 3 [42]

**Weitere Anmerkungen:** Die Prüfstandswelle ist spätestens 1 Minute nach Beendigung der Halte- oder Gefällebremsung wieder in Bewegung zu setzen und auf die vorgeschriebene Geschwindigkeit zu beschleunigen.

Außerdem ist im UIC-Kodex 541-3 ein Kapitel „Bedingungen für die internationale Zulassung von Reibungsprüfständen“ enthalten. Diese wird vom UIC SET 7 erteilt und gilt für 5 Jahre. Dabei werden die Prüfstände anhand der Parameter Höchstgeschwindigkeit und Massensimulation unterteilt.

Zur Veranschaulichung ist im Anhang A.1 beispielhaft das Prüfprogramm der UIC-Zulassung für organische und Sinter-Bremsbeläge in Hochgeschwindigkeitszügen ( $v_{max} = 300 \text{ km/h}$ ) für eine maximale Energie von 13,8 MJ mit einstufiger Anpresskraft beigelegt.

## 2.1.2 UIC-Kodex 541-4 (Klotzbremsen)

Der vollständige Titel des UIC-Kodex lautet: „Bremse - Bremsen mit Bremsklotzsohlen aus Verbundstoff - Allgemeine Bedingungen für die Zertifizierung von Verbundstoffbremsklotzsohlen von Bremsbelägen“. In der nun folgenden Zusammenfassung wurde die 4. Ausgabe (August 2010) als Grundlage verwendet.

In der folgenden Tabelle 2.2 sind bestimmende Parameter zusammengefasst, die laut dieser Norm gefordert werden. Diese betreffen die Minima und Maxima der Geschwindigkeit, der Bremskraft und der abzubremsenden Masse. Durch diese Werte ist eine grobe Vorstellung der Leistungsklasse gegeben.

$v_{max}$	200 km/h (n = 1192 rpm)	Maximale Geschwindigkeit (Drehzahl)
$v_{min}$	30 km/h (n = 178 rpm)	Minimale Geschwindigkeit (Drehzahl)
$F_{bmax}$	5 kN	Minimale Anpresskraft
$F_{bmin}$	100 kN (früher 71,5 kN)	Maximale Anpresskraft
$m_{max}$	11,5 t	Maximale Masse pro Brems Scheibe
$m_{min}$	2,5 t	Minimale Masse pro Brems Scheibe

Tabelle 2.2: Minima und Maxima der Anforderungen laut UIC-Kodex 541 – 4 [43]

In manchen Lastfällen ist eine Energie (z.B. 17,8 MJ) angegeben. Masse und Geschwindigkeit können dabei variiert werden, um die gewünschte Energie zu erreichen.

### Prüfprogramme:

- Stoppbremsung trocken und nass
- Dauerbremsung (Sättigungsbremsung) mit max: 45 kW während 36 min
- Sägezahnbremsung
- Haltebremsung

### Messwerte:

- Augenblicksreibwerte  $\mu_a$  (aus  $F_t/F_b$ )
- Mittlere Reibwerte  $\mu_m$  (über den Bremsweg  $s$  zu ermitteln)
- Verschleiß: Verschleißmessung durch Wägung. Angaben in UIC-Kodex z.B.: 0,35 cm<sup>3</sup>/MJ
- Radrauigkeit der Lauffläche des Rades
- Radquerprofil (vor dem Versuch und nach jedem Basiszyklus)
- Gewicht und Dicke der Sohle (vor dem Versuch und nach jedem Basiszyklus)
- Zeit
- Drehzahl



- Drehwinkel des Versuchsrades zur Sohle
- Sohlenanpresskraft
- Aufzeichnen des Zustandes der Lauffläche
- Messsystem für die Radverlagerung (misst die relative Verlagerung zwischen Sohle und Rad)
- Temperaturmessung: Thermoelement unter der Radlauffläche oder Thermoschleifer auf Radlauffläche
- Waage: Der Verschleiß wird durch Wägung festgestellt.

**Anpresskraft der Pneumatikzylinder:** Der Anstieg der Anpresskraft bis 95% des Maximalwertes muss (gemessen ab Anstieg der Anpresskraft) in  $t_s = 7,0 \text{ s} \pm 0,5 \text{ s}$  erfolgen. Die Drehrichtung des Prüfstandes ist nach jeder Sägezahnsimulation zu ändern.

### **Kühlung:**

Geschwindigkeit der Kühlluft:

$$v_{min} = 10 \text{ km/h}$$

$$v_{max} = 100 \text{ km/h} \rightarrow \text{entspricht } v/2$$

Details: ERRI-Bericht *B126/DT408*

**Temperaturmessung:** Die Temperaturmessung erfolgt mit Hilfe von Thermoelementen, die 9 mm unterhalb der Lauffläche positioniert werden, oder mit Thermoschleifer auf der Radlauffläche.

### **Bedingungen für die Benässung:**

Wassermenge: 121 - 221 pro Rad und Stunde

Die Wasserzufuhr darf nicht abgestellt werden.

**Weitere Anmerkungen:** Die Prüfstandswelle ist spätestens 1 Minute nach Beendigung der Halte- oder Gefällebremsung wieder in Bewegung zu setzen und auf die vorgeschriebene Geschwindigkeit zu beschleunigen.

**Feststellung der statischen Reibwerte:** Der statische Reibwert ist jener Momentanreibwert zu Beginn des Gleitens. Dieser Zusammenhang ist in der Abbildung 2.4 dargestellt. In der Abbildung ist der Reibwert über die Zeit aufgetragen. Es handelt sich also beim statischen Reibwert um den errechneten Mittelwert aus den Messaufzeichnungen für den Schnittpunkt zwischen der linearisierten Kennlinie von Drehwinkel und Zeitachse. Für die Feststellung des statischen Reibwertes wird in mehreren Versuchen die Anpresskraft pro Rad variiert. Gemessen werden Zeit, Drehzahl, der Verdrehwinkel des Versuchsrades zur Sohle und die Sohlenanpresskraft. Daraus wird der momentane Reibwert berechnet.

Für diese Art von Prüfung ist eine andere Antriebseinheit nötig, da ein höheres Antriebsmoment gefordert ist. Die maximale Bremskraft beträgt laut Norm  $F_B = 40 \text{ kN}$ ,

der spezifizierte maximale Rad-Radius beträgt  $r_{rad} = 0,75 \text{ m}$ . Dies ergibt ein Bremsmoment von  $30 \text{ kNm}$ , das von der Antriebseinheit aufgebracht werden muss.

$$M_B = F_B \cdot r_{rad} = 40 \text{ kN} \cdot 0,75 \text{ m} = 30 \text{ kNm}$$

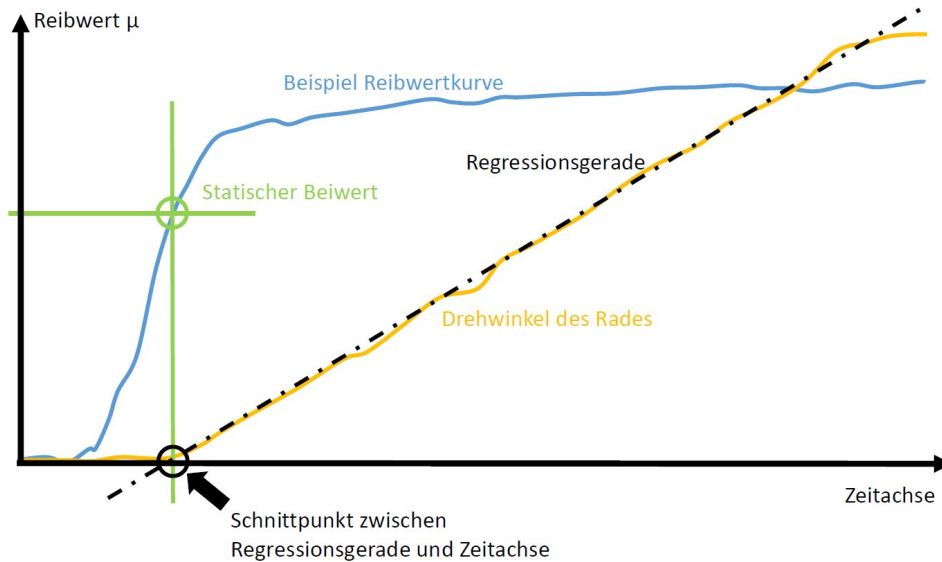


Abbildung 2.4: Statischer Reibwert über der Zeit. Die Abbildung wurde aus dem UIC-Kodex entnommen und farblich aufbereitet. [43]

Im Anhang A.2 ist eine beispielhafte Darstellung zu den Anforderungen an den Momentanreibwertverlauf dargestellt. Dadurch sollen zum einen die Toleranzbereiche verdeutlicht werden und zum anderen ist die Veränderung des Reibwertes während der Bremsung eindeutig ersichtlich.

### 2.1.3 DIN EN 13979-1 (Vollräder)

Die komplette Bezeichnung dieser Norm lautet: „Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Vollräder - Technische Zulassungsverfahren - Teil1: Geschmiedete und gewalzte Räder; Deutsche Fassung EN 13979-1:2003+A2:2011“.

Entscheidungskriterium bei der Prüfung nach dieser Norm sind die maximalen seitlichen Verformungen während der Bremsung und nach Abkühlung. Außerdem werden die Eigenspannungen im Radkranz nach der Abkühlung gemessen. Der Prüfstandsversuch umfasst 10 Dauerbremsungen an einem Rad. Der Versuch wird durch die Augenblicks-bremsleistung gesteuert und muss während der Bremsung innerhalb der geforderten Grenzen gehalten werden. Die Steuerung erfolgt durch das gemessene Bremsstorsionsmoment und die Geschwindigkeit. Alternativ kann dafür auch die Tangentialkraft zwischen Rad und Bremssohle gemessen und auf das Bremsmoment umgerechnet werden.

#### **Messung der seitlichen Verformungen des Radkranzes:**

Die seitliche Verformung des Radkranzes wird an der Radkranzrückenfläche in Höhe des Durchmessers für die Verschleißgrenze der Lauffläche gemessen, wobei eine Fläche der Nabe als Bezug gilt. Die Restverformung nach Abkühlung wird aus dem Durchschnittswert von drei Messungen im Abstand von 120° um den Radkranz gebildet. (Messgenauigkeit  $\pm 0,1$  mm) In der Norm ist angemerkt, dass der Maximalwert der Verschiebung einige Minuten nach Ende der Bremsungen auftreten kann!

#### **Messung der Eigenspannungen:**

Die Eigenspannungen werden mit Hilfe der zerstörungsfreien Ultraschallmethode gemessen. Die Messpositionen am Rad und die geforderte Messgenauigkeit sind vorgegeben. Ebenso wird in der Norm die Häufigkeit der Kalibrierung der Ultraschallausrüstung und das anzuwendende Verfahren beschrieben.

#### **Bremsversuche:**

Zu Beginn jeder dieser 10 Dauerbremsungen muss die Temperatur des Radkranzes unter 50°C betragen. Diese Temperatur wird in der Mitte der äußeren Stirnfläche des Radkranzes gemessen. Ist das Rad unter 200°C abgekühlt, kann dies durch Besprühen mit Wasser weiter beschleunigt werden.

#### **Messwerte:**

- Momentan-Leistung
- Lineargeschwindigkeit
- seitliche Verschiebung des Radkranzes
- Temperatur im Übergang vom Steg zum Radkranz (nicht verbindlich)
- Bremszeit
- Parameter der Windsimulation
- Nach jeder Bremsung wird die mittlere Bremsleistung berechnet

## 2.2 Weitere Anforderungen

Zusätzlich wurden weitere Anforderungen an den Prüfstand definiert, die einen deutlichen Mehrwert gegenüber anderen Prüfständen bringen sollen. Dabei wurde speziell auf kundenseitige Wünsche eingegangen und die Spezifikation dahingehend formuliert. Die folgenden 5 Punkte wurden definiert:

1. Entwicklung der Reibwerte, Temperaturen, Verformungen und Schädigungen der Reibpartner
2. Ermittlung des Verschleißverhaltens unterschiedlicher Reibpaarungen
3. Lebensdauerversuche und Typtests für Eigenentwicklungen (Bremsscheiben und klotzgebremste Räder)
4. Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Systeme:
  - Scheibe, Zange und Konsole
  - Radsatz, Rahmen und Bremse
5. Funktionsprüfung der Gleitschutzregelung

**Prüflinge:** Es soll die Simulation von Bremsvorgängen für Radbremsscheiben, Wellenbremsscheiben und klotzgebremste Räder möglich sein. Die oben genannten Punkte sollen nicht nur komponentenweise durchgeführt werden können, sondern auch achsweise mit bis zu 5 Bremssystemen je Achse gleichzeitig. Neben den Einzelkomponenten soll aber auch ein komplettes Fahrwerk prüfbar sein. Wobei in dieser Ausführung nur eine Achse gebremst werden soll.

**Aktuatoren:** Die Konsole des Einzelprüfstandes soll das Aufspannen verschiedener Aktuatoren und unterschiedlicher Bremskonsolen erlauben. So zum Beispiel:

- Bremszange (max. Anpresskraft 120 kN)
- Klotzbremse (max. Anpresskraft 60 kN)

Die Ansteuerung der Aktuatoren muss sowohl pneumatisch, als auch hydraulisch möglich sein. Dabei ist eine stufenlose Bremsdruckveränderung über den Geschwindigkeitsbereich nach Vorgabe unumgänglich. Die Ansteuerung der Bremsaktuatoren soll sowohl

- Kraft- bzw. druckgesteuert, als auch
- Momenten gesteuert möglich sein.

**Kühlung:** Die Kühlung aller Bremssysteme hat nach den jeweiligen Normen zu erfolgen, die bereits in Kapitel 2.1.1, Kapitel 2.1.2 und Kapitel 2.1.3 behandelt wurden. Es soll allerdings durch variable Anströmvorrichtungen möglich sein, die zu erwartenden Strömungsverhältnisse am Fahrzeug nachzubilden.

**Nassprüfung:** Für die Prüfung sollen auch trockene bzw. nasse Schienenverhältnisse vorgegeben werden können.

**Klimasimulation:** Diese Anforderung wurde als langfristig eingestuft und ist nicht Teil der aktuellen Spezifikation. Es wurde dafür eine mögliche Klimasimulation angedacht:

- Temperatur von -50°C bis +80°C
- Eis- und Schneesimulation

**Abzubremsende Masse:** Diese müssen mit Hilfe eines Motors stufenlos einstellbar und auch während der Bremsung über die Geschwindigkeit stufenlos regelbar sein.

**Bremsblending:** Um auch die Möglichkeit zu bieten Bremsblending simulieren zu können, wurde eine zweite Antriebsmaschine angedacht. Dabei soll einerseits die stufenlose Bremsmasse simuliert und andererseits die vorhandene ED-Bremse im Fahrzeug nachgebildet werden. Dafür wären aber zwei Elektromotoren mit einer Antriebsleistung von über 1 MW pro Maschine nötig gewesen. Die Entscheidung fiel deshalb auf ein 1-Motor-Konzept und einer dafür ausgelegten Regelung mit variabel regelbarem Moment. Bremsblending soll simuliert werden, indem die abzubremsende Masse pro mechanische Bremse verändert wird. Auf das Thema Bremsblending wird später noch im Detail eingegangen.

**Leistungsdaten:**

Max. Drehzahl	3000 rpm (entspricht 500 km/h bei 880 mm Raddurchm.)
Max. Raddurchmesser	1,5 m
Max. Radsatzlasten	35 t (Lokomotive)
Max. pneumatischer Druck	16 bar
Max. hydraulischer Druck	350 bar

Tabelle 2.3: Leistungsdaten laut Spezifikation

	Je Bremssystem	Achswise
Max. Bremsmoment	40 kNm	80 kNm
Abzubremse Massen	17,5 t	35 t
Max. Bremsleistung	1 MW	2 MW
Dauerbremsleistung	100 kW	200 kW

Tabelle 2.4: Parameter für die Prüfung je Bremssystem bzw. für die achswise Prüfung

## Messgrößen:

- Drehzahl
- Geschwindigkeit bezogen auf den Raddurchmesser (Berechnung)
- Geschwindigkeit der Schienenrolle
- Temperatur und Geschwindigkeit der Kühlluft (Berechnung Volumenstrom)
- Volumenstrom Wasser
- Bremsmoment
- Druck im Aktuator
- Anpressdruck bezogen auf die nominale Reibfläche (erforderlich dazu ist die Bestimmung der Druck-Kraftkennlinie des jeweiligen Bremsaktuators)
- Anpresskraft Belag/Bremsklotz
- Bremsleistung und Bremsweg (Berechnung)
- Verzögerung
- Reibwert (Belag/Scheibe bzw. Klotz/Rad)
- Temperaturen am Prüfling (0°C bis 1 000°C) (Thermoelement und Thermoschleifer)
- 10 Thermoelemente am Einzelprüfstand
- Bis zu 25 Temperaturen bei Prüfungen an der kompletten Achse (ohne Berücksichtigung von Achslagertemperaturen)
- Akustikmessung
- Verformung des Prüflings (Radbremsscheibe, Wellenbremsscheibe, Rad)
- Spannungen (ca. 10 Dehnmessstreifen bei Schwingungsuntersuchungen am Einzelprüfstand, entsprechend mehr bei Prüfungen am gesamten Fahrwerk)
- Beschleunigungen (ca. 3x in 3-Richtungen am Einzelprüfstand, entsprechend mehr bei Prüfungen am gesamten Fahrwerk)
- Dehnungen an der Verschraubung von Bremsscheiben während der Bremsung mit 6 Dehnmessstreifen

### Geforderte Auswertungen:

Die folgenden Anforderungen wurden in der Spezifikation definiert, decken sich aber größtenteils mit den üblichen Anforderungen der Normen.

Abk.	Einheit	Bezeichnung
$s_0$	m	Gesamtbremsweg ab Bremsimpuls bis Stillstand
$s_1$	m	Bremsweg ab $F_B > 0$ kN bis Stillstand
$s_2$	m	Bremsweg ab $F_B \geq 95\% F_{BSoll}$ bis Stillstand
$t_0$	s	Gesamtbremszeit ab Bremsimpuls bis Stillstand
$t_1$	s	Bremszeit ab $F_B > 0$ kN bis Stillstand
$t_2$	s	Gesamtbremszeit ab $F_B \geq 95\% F_{BSoll}$ bis Stillstand
$t_{95}$	s	Zeit vom Beginn der Sollwertvorgabe $F_B$ (Bremsimpuls) bis Erreichen 95% $F_B$
$v_0$	km/h	Ist-Geschwindigkeit bei Bremsimpuls
$v_1$	km/h	Ist-Geschwindigkeit bei Beginn des $F_B$ -Anstieges
$v_2$	km/h	Ist-Geschwindigkeit bei $F_B = 95\% F_{BSoll}$
$a_{0m}(t)$	m/s <sup>2</sup>	Mittlere Verzögerung von Bremsbeginn $v_0$ bis $v=0$
$a_{2m}(s)$	m/s <sup>2</sup>	Mittlere Verzögerung von Bremsbeginn $v_2$ bis $v=0$
$v_D$	km/h	Mittlere Ist-Geschwindigkeit bei Dauerbremsungen (bei Haltebr. $v_D=0$ )
$F_{bm}$	kN	Mittlere Anpresskraft (integriert über $s_2$ )
$F_{b2}$	kN	Momentane Anpresskraft nach Bremszeitentwicklungszeit
$F_{tm}$	kN	Mittlere Tangentialkraft bezogen auf die Brems-scheibe; Bremskraft bezogen auf den nominalen Reibradius r (integriert über $s_2$ )
$F_{tRm}$	kN	Mittlere Tangentialkraft bezogen auf das Rad; Bremskraft bezogen auf den (nominalen) Radradius R (integriert über $s_2$ )
$M_m$	kNm	mittleres Bremsmoment (über $s_2$ )
$T_0$	°C	Mittlere Bremsausgangstemperaturen aller Einzeltemperaturen bei Bremsimpuls
$T_m$	°C	Maximalwert des momentanen Mittelwerts aller Einzeltemperaturen
$T_{mV}$	°C	Maximalwert des momentanen Mittelwerts der vorderen Scheibenseite
$T_{mH}$	°C	Maximalwert des momentanen Mittelwerts der hinteren Scheibenseite
$T_{im}$	°C	Temperatur der i Messstellen bei $T_m$
$T_{imax}$	°C	Maximalwert der i-ten Temperaturmessstelle
$T_{max}$	°C	Maximale Einzeltemperatur der i Einzeltemperaturen
$L_{max}$	dB(AF)	Maximaler Schalldruckpegel während einer Bremsung
$v(L_{max})$	km/h	Geschwindigkeit, bei der der maximale Schalldruck auftritt
$m_{sim-m}$	t	Mittlere simulierte Masse

$f_{rel-msim-m}$	p.m.	Relative Abweichung der simulierten Masse zur Soll-Masse
$I$ bzw. $\Theta$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment
$\mu_m$		Mittlerer Reibwert (integriert über s <sub>2</sub> )
$\mu_{mF}$		Mittlerer Reibwert (berechnet aus $s_2$ , $v_2$ , $F_{bm}$ und $m_{sim-m}$ )
$f_{rel-\mu-m}$	%	Relative Abweichung $\mu_{mF}$ von $\mu_m$
$\mu_A$		Momentaner Reibwert unmittelbar nach Bremsentwicklungszeit
$\mu_M$		Momentaner Reibwert bei 0,5·s
$\mu_E$		Momentaner Reibwert unmittelbar vor v=0
$\mu_{a-max}$		Maximaler momentaner Reibwert
$v(\mu_{a-max})$	km/h	Geschwindigkeit bei maximalem Reibwert $\mu_{a-max}$
$\mu_{a-min}$		Minimaler momentaner Reibwert
$v(\mu_{a-min})$	km/h	Geschwindigkeit bei minimalem Reibwert $\mu_{a-min}$
$P_m$	kW	Mittlere Bremsleistung von Bremsbeginn bis v=0
$P_{max}$	kW	Maximale Bremsleistung
$E$	MJ	Bremsenergie je Bremsung
$E_{sum}$	MJ	kumulierte Bremsenergie je Bremssystem
$f_a$	mm	Anfangswert der statischen Verformung (bei mehreren Bremszyklen)
$f_e$	mm	Endwert der statischen Verformung (im ausgekühlten Zustand)
$f_{maxs}$	mm	Maximum der statischen Verformung
$f_{mins}$	mm	Minimum der statischen Verformung
$f_{maxd}$	mm	Maximum der dynamischen Verformung
$t_{fmaxd}$	s	Zeitpunkt des Maximums
$f_{mind}$	mm	Minimum der dynamischen Verformung
$t_{fmind}$	s	Zeitpunkt des Minimums

Tabelle 2.5: Laut Spezifikation geforderten Auswertungen



# Kapitel 3

## Stand der Technik

Nachdem die Anforderungen an den Prüfstand definiert wurden, soll nun auf die bereits existierenden Prüfstandskonzepte eingegangen werden. Es gibt bereits zahlreiche Komponentenprüfstände von verschiedensten Herstellern. Das Angebot an Prüfständen, die auch das gesamte Drehgestell des Schienenfahrzeuges prüfen können, ist aber überschaubar. Um einen groben Überblick über die wichtigsten Prüfstandsparameter zu erhalten, werden die bekanntesten Prüfstände im folgenden Kapitel angeführt und kurz beschrieben.

Am Ende dieses Kapitel wird noch ein Überblick zu den verwendeten Messverfahren gegeben, die auf Bremsenprüfständen angewendet werden.

### 3.1 Komponentenprüfstand

Werden nur Scheibenbremse oder Klotzbremse geprüft, so bezeichnet man dies als Komponentenprüfung. Dem gegenüber steht der Rollenprüfstand, bei dem auch der Einfluss des Rollkontaktes mitberücksichtigt wird.

#### 3.1.1 KNORR-Bremsenprüfstand RPS1

Der hier vorgestellte Schwungmassen-Bremsenprüfstand UIC KBM RPS1 in München stellt die klassische Versuchsmaschine dar, wie sie für die Grundlagenarbeit in den Entwicklungsabteilungen der Reibbelag-, Bremsen- und Fahrzeughersteller verwendet wird.

Der Prüfling besteht dabei aus einem rotierenden Teil (Brems Scheibe, Radscheibe oder Kombination) und einem nicht rotierenden Teil (Bremszange, usw.). Eine elektrische Antriebseinheit beschleunigt die Schwungmassen auf die gewünschte Geschwindigkeit. Diese simulieren dabei die Fahrzeugmasse, welche abgebremst werden muss. Diese Massenträgheiten können individuell ein- bzw. ausgekuppelt werden. Zusätzlich kann auch der Motor selbst bremsend wirken bzw. eine zusätzlich abzubremsende Masse elektrisch simulieren. Der Bremsenaktor brems über den Prüfling die gesamte Antriebswelle,

die Schwungmassen und den Elektromotor. Der Bremsaktuator ist auf dem Bremsen-Rahmen (2) fix montiert, welcher konzentrisch zur Antriebswelle gelagert ist. Zur Drehmomentabstützung dient eine Kraftmessdose. Aus der gemessenen Kraft wird das momentane Bremsmoment und somit der momentane Reibungskoeffizient ermittelt. Der Prüfling befindet sich in einer Prüfkammer (6) und wird während der Tests von einem Luftstrom gekühlt. Dieser Luftstrom entspricht der realen Zuggeschwindigkeit und ermöglicht somit originalgetreue Verhältnisse.

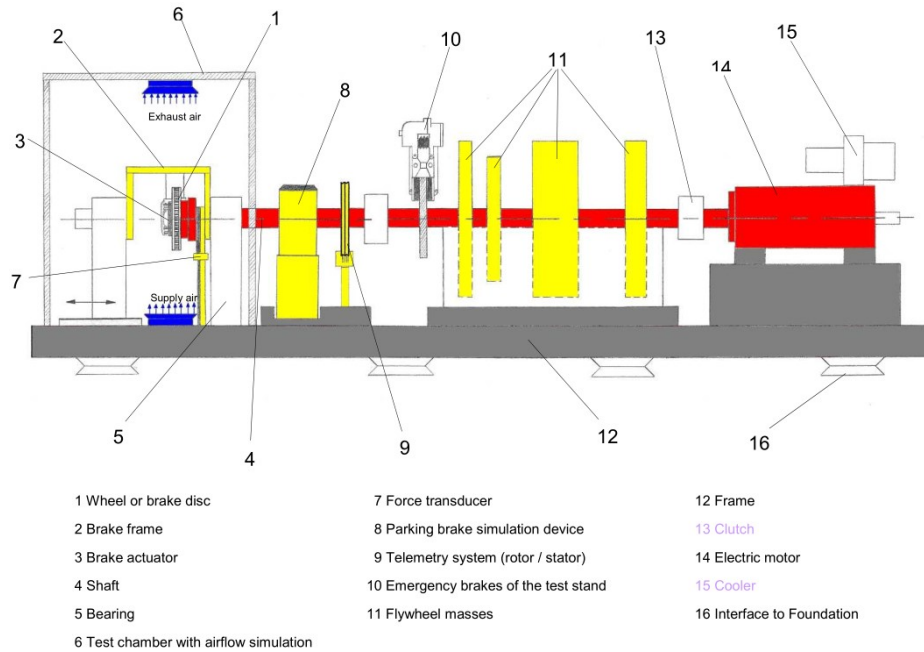


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des RENK Prüfstandes mit den wichtigsten Komponenten [35]

Zusätzlich zur Messung des Bremsmomentes und der Bremskraft an den Bremsbacken sind zahlreiche Temperatursensoren und Dehnmessstreifen verbaut. Ein Telemetriesystem (9) überträgt die gemessenen Daten vom rotierenden Prüfling an die Aufzeichnung.

Neben den dynamischen Bremstests können auf dem Prüfstand auch statische Tests gefahren werden. Dabei handelt es sich um Prüfungen der Parkbremsen. Dafür ist ein zusätzlicher Antrieb (8) vorgesehen, der bei Stillstand und angelegter Bremse ein höheres Drehmoment aufbringen kann.

Alle Aufbauten sind auf einem Rahmen (12) montiert, der die Konstruktion stützt. Im Falle einer Überlastung oder Notfalles besitzt der Prüfstand auch eine Sicherheitsbremse, um den Prüfling so schnell wie möglich zu stoppen.

Die Grundkomponenten werden in den folgenden Punkten näher erklärt:

- **Lagerbock und Prüfling-Flansch:** Der Prüfling wird mit Hilfe eines Adapters am Flansch der auskragenden Welle montiert. Dieser Flansch trägt auch den Drehgeber der Telemetrie zur Übertragung der Sensorwerte. Dieser Aufbau ermöglicht eine möglichst einfache Montage des Prüflings.
- **Bremszangen Stütze:** Dieser ermöglicht die exakte Positionierung des Bremsaktuators zur Bremsscheibe am Rahmen.
- **Prüfrahmen:** Auf diesen werden die Bremszangen und Klotzbrems-Einheiten montiert. Durch die Positionierung einer Kraftmessdose zwischen Prüfrahmen und Untergrund kann das Bremsmoment bestimmt werden.
- **Prüfkammer mit Belüftung:** Der Prüfrahmen, auf dem der Prüfling montiert wird, befindet sich in einer Prüfkammer. Darüber hinaus ist an diese Prüfkammer das Belüftungssystem angeschlossen, mit dem die natürliche Belüftung der Bremsen simuliert werden soll. Gleichzeitig wird die Luft und der während der Bremsung entstehende Staub abgesaugt und gefiltert. Der Luftstrom ist einstellbar, um die unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten simulieren zu können.
- **Welle:** Die Welle wird von einem Elektromotor angetrieben. Auf dieser Welle können die Schwungmassen angekoppelt werden, um die Fahrzeugmasse zu simulieren. Zusätzlich ist auf dieser Welle auch das Telemetriesystem, die Parkbrems-Einrichtung und die Notbremse montiert.
- **Parkbremseinrichtung:** Um die Parkbremse (Handbremse) testen zu können, ist der Prüfstand mit einem extra Antrieb ausgestattet. Dieser kann auf die Welle im Stillstand ein hohes Drehmoment ausüben, dem das Bremsmoment am Prüfling entgegen wirkt. Am RPS1 Prüfstand wird das Drehmoment auf die stehende Welle über einen Elektrotriebmotor aufgebracht. Auf diese Weise kann die Sicherheit gegen unbeabsichtigtes Losfahren eines Zuges ermittelt werden, der z.B. an einer Steigung geparkt wurde.

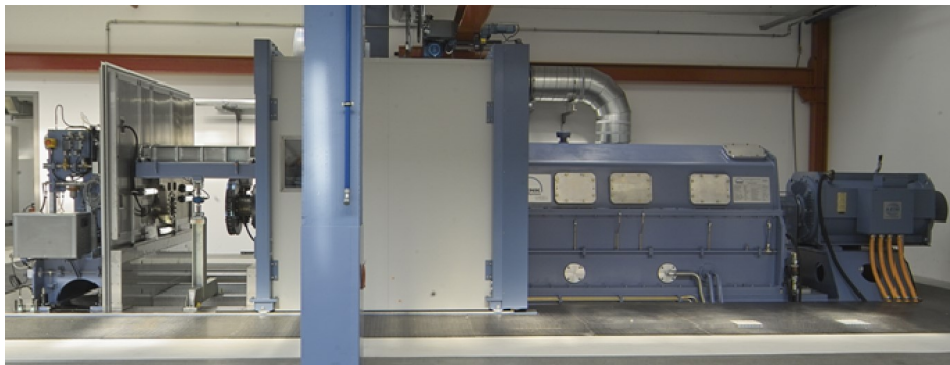


Abbildung 3.2: Der Prüfstand von RENK, der in dieser Konfiguration bereits mehrmals ausgeliefert wurde [35]

- **Messeinrichtung:** Am Prüfstand sind zahlreiche Messeinrichtungen verbaut. Dazu zählt zum Beispiel die Drehzahlmessung des Elektromotors und der Schwungmassen. Außerdem werden Bremsmoment, Bremskraft, Bremsdruck, Luftgeschwindigkeit und Lufttemperatur gemessen. Am Prüfling werden auch Temperaturen und Dehnungen gemessen. Um den Reibungskoeffizienten ermitteln zu können, ist die Messung des Bremsmomentes nötig. Am RPS1 kann diese Messung auf zwei unterschiedlichen Wegen erfolgen. Einmal über den Nachweis der Torsion über einen robusten Messflansch, der zwischen den Schwungmassen und dem Prüfling montiert ist. Das Bremsmoment kann aber auch über den Prüfrahm gemessen werden, der pendelnd gelagert und über eine Kraftmessdose abgestützt wird. Die Übertragung der Messdaten vom rotierenden in das stehende System passiert über ein Telemetriesystem. Die Drähte verlaufen von den Anschlüssen am Prüflingsflansch durch die Längsbohrung in der Antriebswelle zum Telemetrie-Rotor. Hier werden die Signale verstärkt, digitalisiert und berührungslos an den Telemetrie-Stator übertragen.



Abbildung 3.3: Die Prüfkammer des RENK Prüfstandes und die Detailansicht der Bremsscheibe in der Prüfkammer [35]

- **Sicherheitsvorkehrungen für Überlast und Notsituationen:** Der Prüfstand ist mit einer Sicherheitskupplung ausgestattet, die bei Überlast bzw. in Notsituationen die Schwungmassen vom Prüfling trennt. Eine Notbremse bringt die Elemente Messflansch, Prüflingsflansch und Prüfling zum Stillstand. Die Schwungmassen werden mit Hilfe des Elektromotors gebremst.
- **Schwungmassen:** Die Schwungmassen werden für die mechanische Simulation der gewünschten Radlast verwendet. Um die jeweilige Fahrzeugmasse einstellen zu können, hat der Prüfstand vier Schwungmassen, die individuell zur ersten Schwungmasse hinzugefügt werden können. Diese werden im Stillstand über eine mechanische Schaltanlage mit der Welle verbunden. Die abzubremsende Masse wird über den Radradius auf eine rotierende Schwungmasse umgerechnet. Dieser geforderte Wert wird durch die Kombination der Schwungmassen möglichst exakt eingestellt. Die Differenz zwischen der geforderten rotierenden Masse und

den mechanisch vorhandenen Schwungscheiben wird mittels E-Motor simuliert. Auf diesem Weg können auch Änderungen während der Prüfung simuliert werden. Beispiele dafür sind eine Änderung der Fahrzeugmasse oder die Simulation von geschwindigkeitsabhängigen, zusätzlichen Bremssystemen.

- **Grundrahmen:** Der Antriebsmotor, die Schwungmassen und die Prüfkammer werden am Grundrahmen montiert. Der Prüfstand ist auf Luftfedern gebettet, welche wiederum auf einer Grundplatte aufliegen. Die Hauptaufgabe dieser Federn ist es, das Gebäude von Schwingungen des Prüfstandes zu isolieren und auch diesen selbst vor Bodenschwingungen zu schützen.
- **Antriebseinheit:** Es handelt sich dabei um einen wassermantelgekühlten, dreiphasigen Asynchronmotor. Er wird dazu verwendet, die Welle und die Schwungmassen auf die erforderliche Drehgeschwindigkeit zu bringen. Darüber hinaus muss dieser die Geschwindigkeit während einer Dauerbremsung konstant halten. Während des Stopp-Bremsvorganges soll der Antriebsmotor die Differenz zwischen mechanischer Schwungmasse und der geforderten Masse durch elektrische Schwungmassen-Simulation kompensieren. Der elektrische Antriebsmotor ist für beide Dreh- und Momentrichtung verwendbar.

Maximale Geschwindigkeit	503 km/h (bezogen auf 890 mm Raddurchmesser)
Maximale Drehzahl	3000 rpm
Motor	AC-Motor
Motor-Leistung (max)	630 kW
Motor-Drehmoment (max)	6 kNm
Massensimulation mechanisch	Basisträgheit: 200 kgm <sup>2</sup> Schwungmasse 1: 200 kgm <sup>2</sup> Schwungmasse 2: 400 kgm <sup>2</sup> Schwungmasse 3: 750 kgm <sup>2</sup> Schwungmasse 4: 850 kgm <sup>2</sup> Summe: 2400 kgm <sup>2</sup>
Maximale Masse, die simuliert werden kann (bei 890 mm Raddurchmesser )	12,12 t mit Schwungmassen und variabel mit AC-Motor (abhängig vom aktuellen Bremsmoment)
Maximales Bremsmoment	35 kNm
Volumenstrom der Kühlluft	0 - 15000 m <sup>3</sup> /h Zuluft 0 - 16000 m <sup>3</sup> /h Abluft
Test der Parkbremse	25 kNm max. 4,75 rpm

Tabelle 3.1: Technische Daten des RENK Prüfstandes

### 3.1.2 SNCF-Bremsenprüfstände

Die SNCF (Société Nationale des Chemins de fer Français) ist die staatliche Eisenbahngesellschaft Frankreichs und verfügt im Versuchszentrum Vitry von der Agence d'Essai Ferroviaire über mehrere Prüfstände.

#### Bremsenprüfstand Nr.1 und Nr.2:

Besonderes Merkmal dieses Komponentenprüfstandes ist die Bauweise als „Doppeler“. So besitzt dieser Prüfstand eine Antriebseinheit und einen Schwungmassensatz, aber auch zwei Prüfkammern. Dafür ist der Antriebsmotor mit zwei Wellenausgängen ausgestattet. [15]

Motor- Leistung	285 kW
Max. Drehzahl	2200 rpm
Massenträgheit (mech.)	2200 kgm <sup>2</sup>

Tabelle 3.2: Technische Daten des Prüfstandes Nr.1 bzw. Nr.2 von SNCF [15]

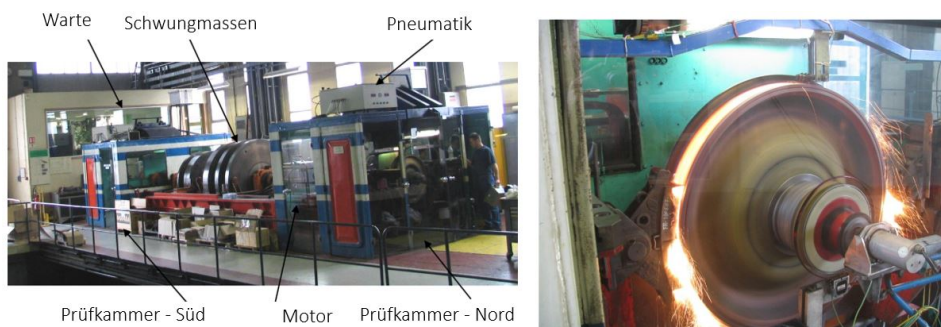


Abbildung 3.4: Der Doppeler Prüfstand Nr.1 von SNCF in Vitry sur Seine in Frankreich mit montierter Radscheibe und doppelt wirkenden Klotzbremsen. Gut erkennbar ist im rechten Bild auch das Telemetriesystem zur Abnahme der Messdaten vom rotierenden System. [15]

#### Bremsenprüfstand Nr.3:

Es handelt sich um einen sehr leistungsstarken Prüfstand mit nur wenigen mechanischen Schwungmassen [14]. Im Gegensatz zum zuvor genannten Prüfstand besitzt dieser nur eine Prüfkammer.

Motor-Leistung	1800 kW
Max. Drehzahl	2900 rpm

Tabelle 3.3: Technische Daten des Prüfstandes Nr.3 von SNCF [15]

## 3.2 Rollenprüfstand für eine Radscheibe

### 3.2.1 RTRI-Bremsenprüfstand

Das Railway Technical Research Institute (RTRI) in Tokio verfügt über einen Bremsenprüfstand, der nicht nur die klassische Komponentenprüfung von z.B. Brems scheiben durchführen kann, sondern auch eine Nachbildung des Schienenkontaktes ermöglicht. Dafür kann ein Schienenrad zusätzlich an die Lauffläche der Radscheibe gedrückt werden. Bemerkenswert ist auch die hohe Maximalgeschwindigkeit von 500 km/h. [36]



Abbildung 3.5: Der Prüfstand von RTRI [36]

### 3.2.2 Chalmers-Bremsenprüfstand

Die folgende Abbildung 3.6 zeigt den Prüfstand der Technischen Hochschule Chalmers in Surahammer. Dabei ist ein Rad, das durch eine Klotzbremse abgebremst wird, zusätzlich in Kontakt mit einem Schienenrad. Dafür wurde einfach eine zweite Radscheibe verwendet. Ziel dieses Prüfstandes war die Untersuchung der Wärmeabgabe des gebremsten Rades an die Schiene bzw. an das Schienenrad. Die maximale Prüfstandsgeschwindigkeit beträgt 1 500 rpm mit einer maximalen Motorleistung von 250 kW. [27]



Abbildung 3.6: Prüfstand der Technischen Hochschule Chalmers [27]



## 3.3 Rollenprüfstand für eine Radsatzwelle

### 3.3.1 CRRC-Rollenprüfstand

Der CRRC (China Railway Rolling Stock Corporation) Prüfstand befindet sich am CRRC Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute (SRSR). Auf diesem können die verschiedensten Tests an kompletten Radsätzen absolviert werden. Beispielhaft seien hier die Untersuchungen zum Rad-Schiene-Kontakt und Bremsentests genannt. Die Radsätze werden durch zwei Schienenrollen angetrieben, die wiederum durch einen Gleichstrom-Elektromotor in Drehung versetzt werden. Die vertikale Last auf die Radsätze wird hydraulisch oder mit Gewichten aufgebracht. [8]

Bremskraft	100 kN
Max. vertikale Last	375 kN
Durchmesser Schienenrad	1,75 m
Max. Geschwindigkeit	350 km/h
Motor- Leistung (DC)	355 kW

Tabelle 3.4: Technische Daten des Prüfstandes CRRC [8]



Abbildung 3.7: Bremsenprüfstand von CRRC [8]

### 3.3.2 Lucchini-Rollenprüfstand BU300

Dieser Prüfstandstyp wurde von der RENK AG für Lucchini (ITA) und die Deutsche Bahn entwickelt und gebaut. Der BU300 wird für folgende Untersuchungen verwendet:

- Verschleiß- und Rollkontaktermüdung
- Rollversuche mit Schmierung und Bremsschlupf
- Akkustische Untersuchungen (Kurvenquietschen, etc.)
- Schwingungsanalysen
- Tests mit Radsatz- und Lagerdiagnosesystemen



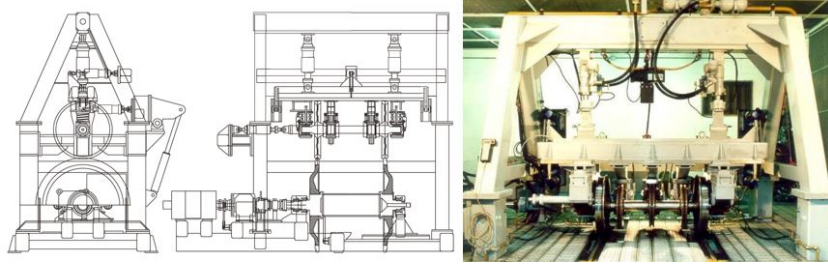


Abbildung 3.8: Der Rollenprüfstand BU300 von Luccini [12]

Durchmesser Rad	400 - 1250 mm
Schienenrolle-Material	R260 (Kohlenstoff-Mangan-Stahl)
Schienenrolle-Durchmesser	2,10 m
Schienenrolle-Spurweite	1435 mm
Radsatzlast	bis 340 kN
Querkraft	30 kN, schräglauf
Max. Geschwindigkeit	300 km/h

Tabelle 3.5: Technische Daten des Prüfstandes BU300 [12]

Wie in der Abbildung 3.8 ersichtlich, können komplette Radsätze, einschließlich der Primärfederung, unter einem Querbalken montiert werden. Auf diesen können dann dynamische Kräfte über vertikale und horizontale Aktoren eingebracht werden. Dadurch ist es auch möglich Kurvenfahrten zu simulieren, während die Radsatzwelle auf zwei Schienenrollen mit 2 m Durchmesser rollt. [12]

In einer Ausbaustufe des Prüfstandes wurde auch ein Antrieb der Radsatzwelle verwirklicht. Dadurch können sowohl Bremsversuche als auch Rad-Schiene-Kontakt-Versuche gefahren werden. Mit dieser Prüfstand-Konfiguration wäre dann auch die Prüfung eines kompletten Fahrgestells möglich. [41]

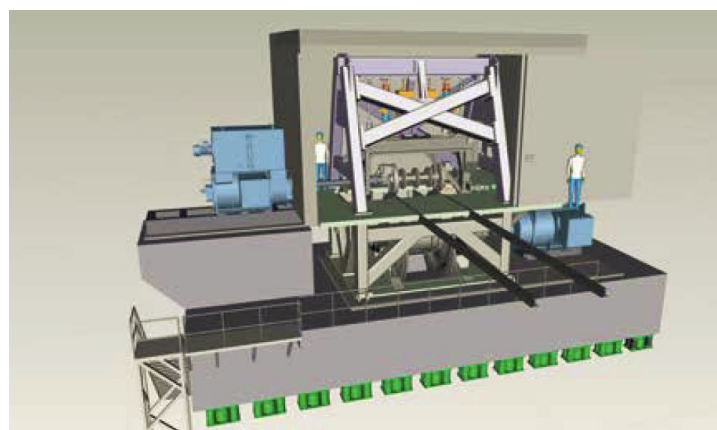


Abbildung 3.9: 3D-Modell des Rollenprüfstandes [41]

## 3.4 Rollenprüfstand für Drehgestelle

### 3.4.1 NTSEL-Rollenprüfstand

Das National Traffic Safety and Environment Laboratory in Tokio verfügt über einen Rollenprüfstand für Drehgestelle. Dieser wurde entwickelt, um das Verhalten bei Kurvenfahrten zu simulieren. Außerdem können damit Beschleunigungs- und Verzögerungstests absolviert werden, wenn das Fahrgestell mit einem Antriebsmotor ausgestattet ist. [31]

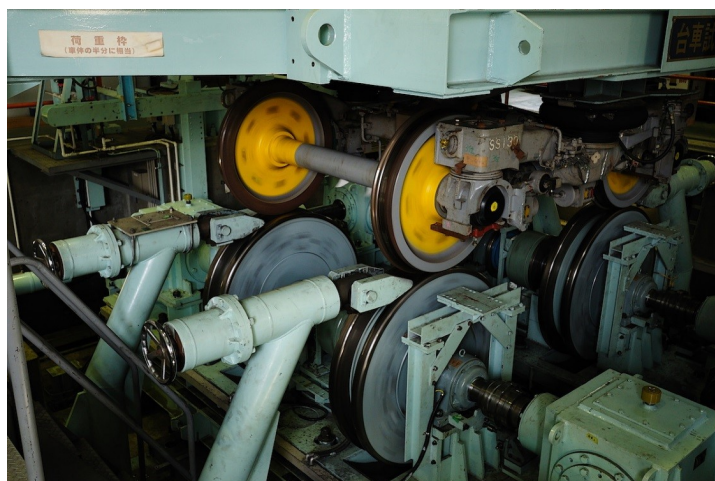


Abbildung 3.10: Rollenprüfstand von NTSEL in Japan [31]

### 3.4.2 München/Freimann-Rollenprüfstand

Ausgehend vom Bundesministerium für Forschung und Technologie wurden in Zusammenarbeit mit mehreren Firmen an diversen Projekten zum Thema Hochgeschwindigkeitsbahnverkehr gearbeitet. Aus diesem Grund wurde 1970 in München ein Rollenprüfstand gebaut, um das System Rad-Schiene erforschen zu können. Hier konnten mathematische Simulationen auf ihre Richtigkeit und Anwendbarkeit in der Realität überprüft werden.

Mehrere hydraulische Aktuatoren ermöglichten das Drehen und Kippen der Laufrollen in allen Freiheitsgraden, um reale Schienenverhältnisse zu simulieren. Dadurch konnten die unterschiedlichsten dynamischen Effekte des Fahrzeuges und der Komponenten in Interaktion mit der Schiene untersucht werden.

Der Grundaufbau bestand aus zwei Gleichstromnebenschlussmotoren mit je einer Antriebsleistung von 1 200 kW. Des Weiteren waren mehrere Kegelradgetriebe verbaut, die eine idente Drehzahl der Rollen garantierten. Vom Getriebe führt eine Kardanwelle zu den Rollzellen. Die maximale Radlast betrug 125 kN.

Sollte das Laufverhalten von elektrischen Lokomotiven mit eigenem Antrieb untersucht werden, stand auch ein Anschluss mit einphasigem Wechselstrom von 15 kV und  $16\frac{2}{3}$  Hz

zur Verfügung. Die Schienenrollen hatten einen Durchmesser von 1 400 mm und konnten eine Drehzahl von 1 900 rpm erreichen. Dies bedeutete eine Höchstgeschwindigkeit von bis zu 500 km/h.

Die gesamte Garnitur wurde von zwei Portalkränen auf die Rollen-Zellen gehoben und am obersten Punkt der Rollen positioniert. Die Anlage wurde 2003 jedoch wegen einer zu geringen Auslastung stillgelegt. [24]

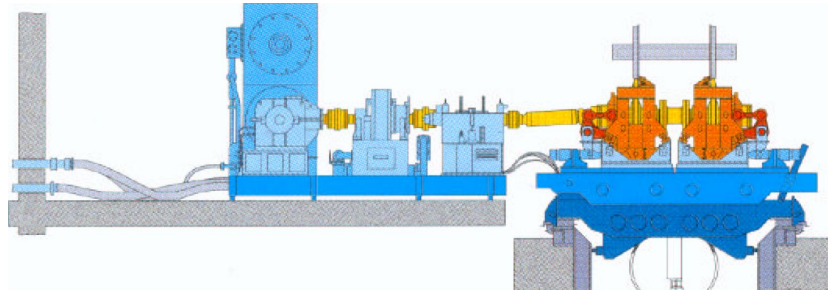


Abbildung 3.11: Rollenprüfstand München-Freimann [24]

### 3.4.3 Chengdu-Rollenprüfstand HSR

Am China National Rail Lab in Chengdu wurde ein, zu München-Freimann baugleicher, Prüfstand errichtet. Die Konstrukteure orientierten sich stark am deutschen Prüfstand. Dieser dient ebenfalls der Erforschung von Schienenfahrzeugen für Hochgeschwindigkeiten. [1]



Abbildung 3.12: Rollenanlage in Chengdu [1]

## 3.5 Messtechnik

Die geforderten Auswertungen am Bremsenprüfstand wurden bereits im Kapitel 2 definiert. Nun soll ein kurzer Überblick über die dafür nötige Messtechnik gegeben werden. Einige Messverfahren sind für den Prüfstandsbetrieb oder für die Erfüllung der Norm-Vorgaben zwingend nötig, andere sind als mögliche Erweiterung anzusehen.

So ist die Messung des Drehmoments und der Drehzahl der Prüfstandswelle eine wichtige Regelgröße für den Betrieb. Wegmesseinrichtungen, Temperatursensoren und Verschleißmessungen geben Aufschluss über die Veränderungen des Prüflings. Die Verwendung von Dehnmessstreifen an Anbauteilen liefert Informationen zu den auftretenden Belastungen während des Bremsvorganges. Die erhaltenen Werte müssen dann durch ein Telemetriesystem vom drehenden in das stehende System übergeführt werden.

### 3.5.1 Kraftmessung

Es gibt mehrere Positionen am Prüfstand, an denen Kräfte gemessen werden.

- **Wagenkastenkräfte:** Die Masse des Wagenkastens wird über Hydraulikzylinder aufgebracht. Diese werden über Kraftmessdosen geregelt, die dementsprechend dimensioniert sein müssen. Für die Vertikalzylinder ist dafür ein Messbereich bis 350 kN nötig. Der Horizontalzylinder bis 170 kN.
- **Klotzbremse:** Wird als Bremssystem eine Klotzbremse verwendet, so kann die Anpresskraft direkt über eine Kraftmessdose gemessen werden. Eine derartige Anordnung ist in der Abbildung 3.13 zu erkennen. Der Messbereich muss dabei bis 60 kN reichen.
- **Scheibenbremse:** Im Falle einer Bremszange wird die Kraftmessdose direkt am Hydraulik-Zylinder montiert und über das Hebelgesetz auf die Anpresskraft der Bremsbacken umgerechnet. Die Anpresskraft der Bremszange beträgt dabei bis zu 120 kN.
- **Direkte Reibkraft-Messung:** Um das Bremsmoment zu berechnen, kann bei Scheibenbremsen auch direkt die Bremskraft gemessen werden. Dabei sind an den Aufhängungen der Bremsbeläge jeweils Kraftmessdosen installiert. Ein Beispiel dafür ist in der Abbildung 3.14 zu sehen. Dieses Konzept wird aber nur sehr selten verwendet, da die Kraftmessdosen in dieser Position nicht nur anfällig auf Schwingungen sind, sondern auch den enormen Temperaturen während der Prüfungen ausgesetzt werden.
- **Drehmomentmessung:** Für die Drehmomentmessung wird ebenfalls eine Kraftmessdose verwendet, die den pendelnd gelagert Prüfrahm abstützt. Details folgen beim nächsten Punkt.



Abbildung 3.13: Kraftmessdose im direkten Kraftfluss zum Bremsklotz [13]

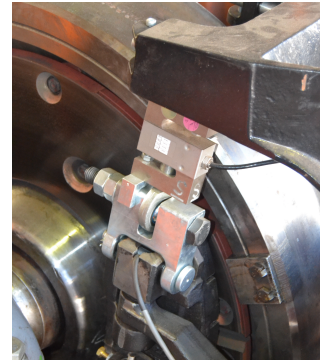


Abbildung 3.14: Messung der Bremskraft mittels zwei Kraftmessdosen an den Hängelaschen [29]

## 3.5.2 Drehmomentmessung

### Bremsmomentmessung

Die Messung des Bremsmomentes erfolgt auf den meisten Bremsenprüfständen auf eine ähnliche Art und Weise. So besteht der Aufbau meist aus einem pendelnd gelagerten Rahmen, auf dem das Bremssystem fixiert ist. Übt das Bremssystem nun eine Bremskraft auf die rotierende Bremscheibe aus, entsteht ein Moment, das gegenüber dem Untergrund abgestützt werden muss. Diese Abstützung erfolgt über eine Kraftmessdose, die somit die aktuelle Abstützkraft und das Abstützmoment wiedergibt. Wichtig dabei ist eine möglichst reibungsarme Lagerung des Stators der Belastungseinheit.

In Abbildung 3.15 ist ein nach einer Seite offener Rahmen dargestellt. Dies hat den Vorteil, dass eine bessere Zugänglichkeit zum Prüfling gegeben ist. Ein Nachteil ist jedoch die geringere Steifigkeit. Dies muss bei der Untersuchung auf Eigenfrequenzen berücksichtigt werden. Außerdem trägt in dieser Konstruktion die Kraftmessdose auch einen Teil des Gewichtes des Prüfrahmens. Bei einer symmetrischen Ausführung des Rahmens bezüglich der Drehachse würde sich dieser selbst ausbalancieren.

Ein Vorteil der Messung mit pendelnd gelagertem Rahmen liegt darin, dass die Kraftmessdose meist keinen großen Temperaturschwankungen ausgesetzt ist. Diese kann entweder in der Prüfkammer, dann aber geschützt, verbaut werden oder allgemein außerhalb der Prüfkammer.

Dieses System kann auch gut kalibriert werden, indem ein Kalibriergewicht über einen Hebelsarm mit definierter Länge auf das System einwirkt. Der Aufbau ist in vereinfachter Form in folgender Abbildung 3.15 dargestellt.

$$M_{Br-max} = 40000 \text{ Nm}$$

$$M_{Br} = F_{tR} \cdot r_{reib} = l_{hebel} \cdot F_{KMD}$$

$$F_{KMD} = \frac{F_{tR} \cdot r_{reib}}{l_{hebel}} = \frac{M_{Br}}{l_{hebel}}$$

$$F_{KMD-max} = \frac{40000 \text{ Nm}}{1 \text{ m}} = 40 \text{ kN}$$

Aus den erhaltenen Werten der Kraftmessdose am Rahmen und an der Bremse kann der aktuelle Reibwert berechnet werden:

$$\mu_{KL} = \frac{l_{hebel} \cdot F_{KMD}}{r_{reib} \cdot F_K}$$

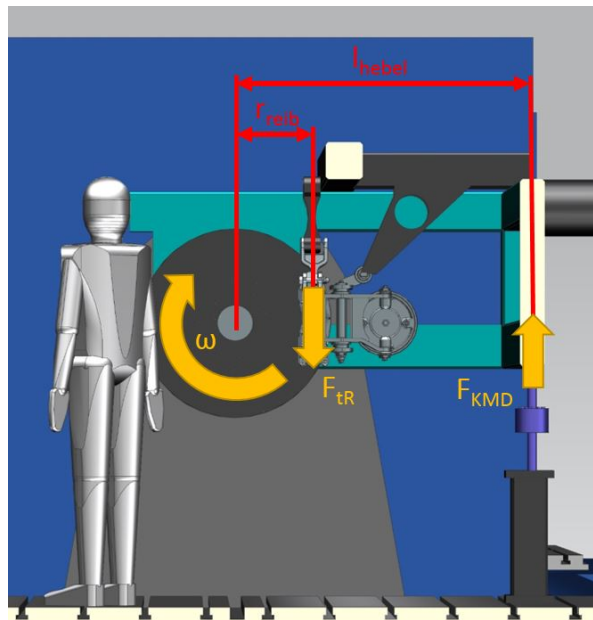


Abbildung 3.15: Pendelnd gelagerter Prüfrahm zur Bestimmung des Bremsmomentes

## Antriebsmoment

Die Messung des Antriebsmomentes erfolgt über einen digitalen Drehmomentmessflansch mit magnetischem Drehzahlmesssystem. Ein Produkt von HBM ist in Abbildung 3.16 zu sehen. Dieser besteht aus einem Rotor, der in den Wellenstrang verbaut wird und einem fest stehenden Stator. Die im Rotor verbauten Dehnmessstreifen erfassen das anliegende Drehmoment und leiten diese Daten über ein Telemetriesystem auf den Stator weiter.

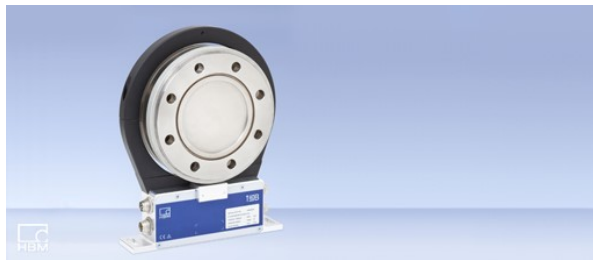


Abbildung 3.16: Drehmomentaufnehmer *T40B* von HBM [23]

### 3.5.3 Wegmesseinrichtungen

DTV steht für Disc Thickness Variation und beschreibt die Verformung von Bremscheiben während des Bremsvorganges. Diese entstehen durch die stärkere Temperaturerhöhung des Reibringes. Die thermische Verformung kann gemessen werden, indem in radialer Richtung kapazitive Wegsensoren angebracht werden. Aus den erhaltenen Messdaten wird nun eine dreidimensionale Scheibentopographie ermittelt.

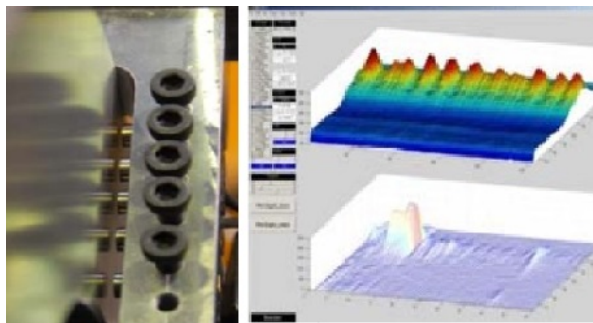


Abbildung 3.17: Die Messeinrichtung ermittelt die Topographie der Radscheibe [38]

Dadurch kann nicht nur die Entwicklung der seitlichen Verformung während des Bremsvorganges, sondern auch die seitliche Restverformung nach Abkühlung der Bremscheibe ermittelt werden.



Die angesprochenen Verfahren können auch verwendet werden, um die seitliche Verschiebung des Radkranzes einer Radscheibe während der Prüfung zu detektieren. Eine alternative Messmethode bietet die Distanzmessung mit Laser-Sensoren.

Das System der kapazitiven Sensoren kann nicht nur für die Messung der Deformation sondern auch für die Ermittlung des Verschleißes an Bremscheiben verwendet werden. Dadurch kann eine online Verschleißwegmessung an mehreren Positionen des Belagträgers realisiert werden. Diese Information kann dazu verwendet werden, um unter Prüfbedingungen einen Schrägverschleiß zu detektieren.

### 3.5.4 Schwingungsmessung

#### **3D-Laservibrometer:**

Für hochfrequente Schwingungsmessung wird das 3D-Laservibrometer verwendet. Damit können Schwingformen detektiert werden, die vor allem bei NVH und strukturdynamischen Fragestellungen hilfreich sind.

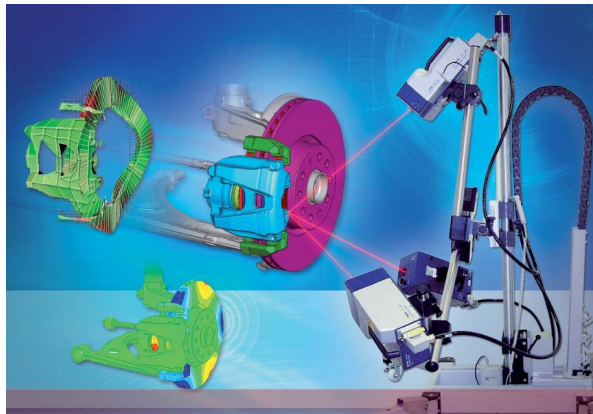


Abbildung 3.18: 3D-Laservibrometer [5]

#### **Hochgeschwindigkeitskamera:**

Eine Hochgeschwindigkeitskamera wird zur Analyse von Relativbewegungen von Bremsbauteilen verwendet. Die erhaltenen Bilder werden mit den Messdatenaufzeichnungen synchronisiert.



### 3.5.5 Temperaturmessung

Bei der Messung von Temperaturen am Bremsenprüfstand wird zwischen stator- und rotorfesten Thermoelementen unterschieden. Die Abnahme der Messdaten vom rotorfesten System erfordert ein aufwendigeres Telemetrie-System. Der Messbereich der Thermoelemente bewegt sich von 0°C bis 1000°C.

Um eine Temperaturmessung auch in den Reibbelägen zu ermöglichen, wird von der Rückseite ein Loch in den Belag eingebohrt und dort ein Temperaturfühler appliziert. Dabei kann es sich natürlich nicht um Standard-Zulassungsprüfungen handeln, sondern um Tests zu Forschungszwecken.

Es werden nun einige Möglichkeiten zur Temperaturmessung vorgestellt.

#### **Oberflächenmessung mit Thermoschleifer:**

Beispielhaft ist in Abbildung 3.19 ein Oberflächen-Thermoelement der Firma Reckmann dargestellt. Dieses ermöglicht eine Temperaturmessung auf der Bremsscheibe bzw. auf der Radscheibe. Die Anpresskraft ist variabel einstellbar.

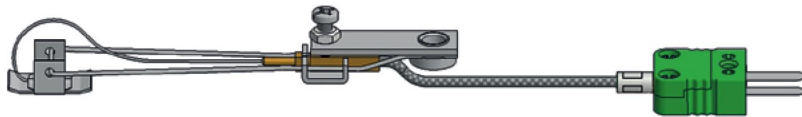


Abbildung 3.19: Oberflächen-Thermoelement der Firma Reckmann [33]

#### **Erfassung der Reibschichttemperatur:**

An der TU Darmstadt wurde ein Messverfahren entwickelt, das die Temperatur in der Reibschicht zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag ermittelt. Dafür werden die beiden Thermoschenkel in den Reibbelag eingepresst. Aus diesem Grund ist diese Versuchsanordnung nur für Forschungszwecke sinnvoll.

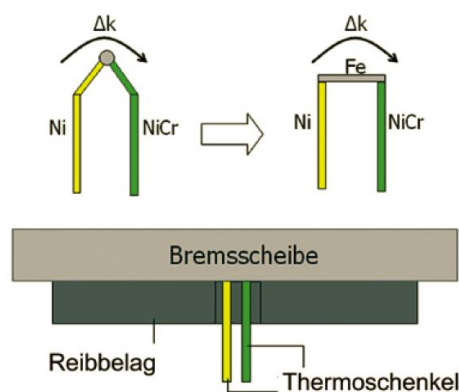


Abbildung 3.20: Aufbau des Thermoelements [9]

Im Gegensatz zu den handelsüblichen Thermoelementen sind die beiden Thermoschenkel nicht über einen Schweißpunkt, sondern direkt über ein leitendes Material verbunden. Diese dritte Komponente ist in diesem Fall die Bremsscheibe. Die beiden Schenkel verschleifen zusammen mit den Reibpaarungen. Laut Hersteller kann ein Temperaturbereich von  $-40^{\circ}\text{C}$  bis zu  $1000^{\circ}\text{C}$  abgedeckt werden. [9]

### **Infrarot-Pyrometer und Thermographie-Kamera:**

Dabei handelt es sich um zwei Arten der berührungslosen Temperaturmessung. Diese werden verwendet, um die Temperaturverteilung auf der Bremsscheibenoberfläche zu ermitteln. Dadurch kann das Tragverhalten der Bremsbeläge beurteilt werden. Es können somit konstruktiv bedingte Temperaturgradienten untersucht werden, aus welchen Spannungsgradienten und Deformationen resultieren.

Die Thermobildkamera ist senkrecht zur Bremsscheibe ausgerichtet. Der zweite Reibring kann über einen angebrachten Spiegel zeitgleich aufgenommen werden.

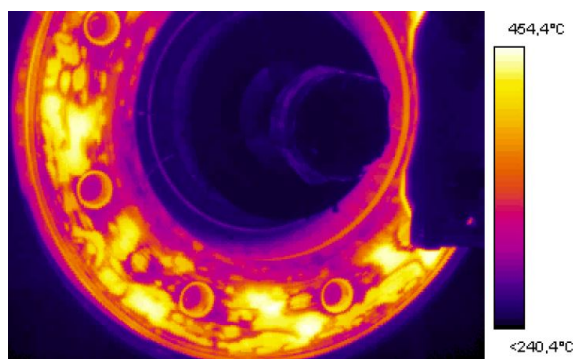


Abbildung 3.21: Aufnahme einer Bremsscheibenoberfläche mit einer Thermokamera [30]

## **3.5.6 Verschleißmessung**

### **Wiegen der Bremssohle:**

Die Verschleißbeurteilung erfolgt nach dem Bremsen durch Wiegen der Bremssohlen. Dafür müssen die Bremssohlen in regelmäßigen Abständen, welche in der Norm definiert sind, wieder ausgebaut werden.

Dieser Vorgang braucht dementsprechend Zeit und so wurden Überlegungen angestellt diese Aus- und Einbauzeiten zu verringern, indem andere Verfahren zur Verschleißmessung eingeführt werden könnten. Dazu zählen der Einbau eines integrierten Verschleißsensors oder die Messung über Referenzpunkte.

### **Integrierter Verschleißsensor:**

Der Sensor wird dabei von der Rückseite in den Bremsbelag eingeschraubt, bis das vordere Ende des Sensors und die Reibfläche in einer Ebene liegen. Während der Prüfung verschleißt der Sensor simultan mit der Reibfläche und ändert somit seine Spannung. Diese Änderung kann auf den Verschleiß umgerechnet werden. [20]

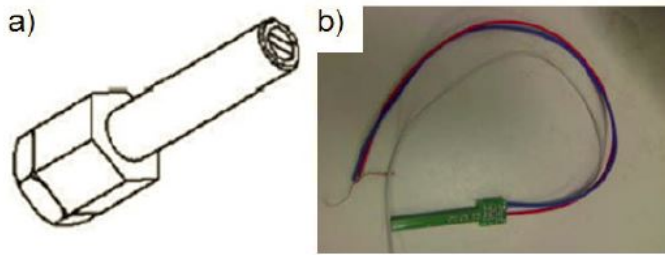


Abbildung 3.22: Verschleißsensor  
der Jilin  
University  
[20]

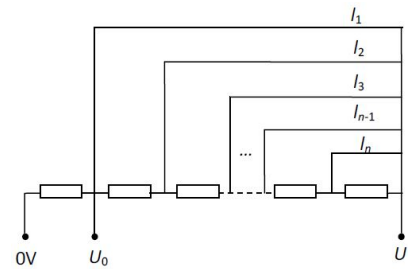


Abbildung 3.23: Schaltbild  
des Verschleiß-  
sensors  
[20]

### Verschleißmessung an Referenzpunkten:

Diese Messmethode wurde von MERMEC entwickelt und kann sowohl für die Verschleißmessung von Bremsbacken, als auch von Bremsscheiben verwendet werden. Durch die optische Erkennung von definierten Referenzpunkten können Veränderungen detektiert werden.

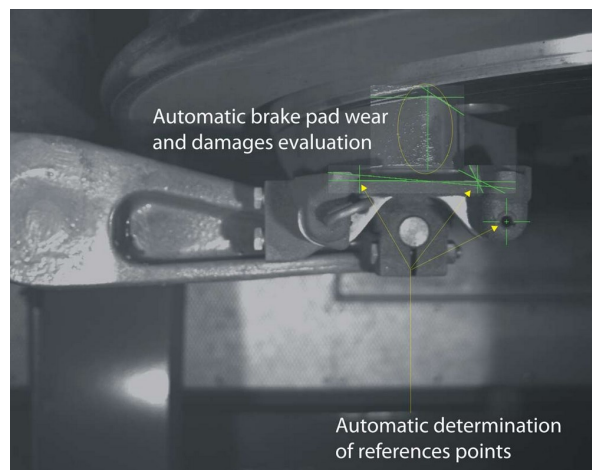


Abbildung 3.24: Verschleißmessung von Bremsbacken anhand von Referenzpunkten [28]

Diese Methode hat allerdings den Nachteil, dass nur der Gesamtverschleiß detektierbar ist. Ungleichmäßiger Verschleiß oder Schäden im Mittelbereich der Bremsbacken können nicht erkannt werden. Somit bleibt das Wiegen vorerst die zuverlässigste Variante der Verschleißmessung.

### Verschleiß des Radprofils:

Für die Verschleißmessung am Radprofil hat die Firma MERMEC ein Monitoring System entwickelt, das bereits bei Schienenfahrzeugen im täglichen Betrieb verwendet wird.

Dabei wird über optische Laser-Triangulation und einer Kamera der Durchmesser- und Profilstand des Rades ermittelt. Für die Inspektion fährt das Fahrzeug mit langsamer Geschwindigkeit (0 km/h - 20 km/h) über das Messgerät. [28]

### 3.5.7 Druckmessung am Bremsbelag

Kundenseitig bestand die Nachfrage die Druckverteilung am Bremsbelag messen zu können. Diese Zielsetzung wurde bereits in einer Dissertation [10] der Universität Darmstadt bearbeitet. Dabei wurden einige Konzepte zu Druckmessfolien behandelt, die aber alle den Nachteil hatten, dass keine Umfangskräfte aufgebracht werden dürfen. Deshalb können diese Methoden nur bei stillstehender Bremsscheibe angewendet werden.

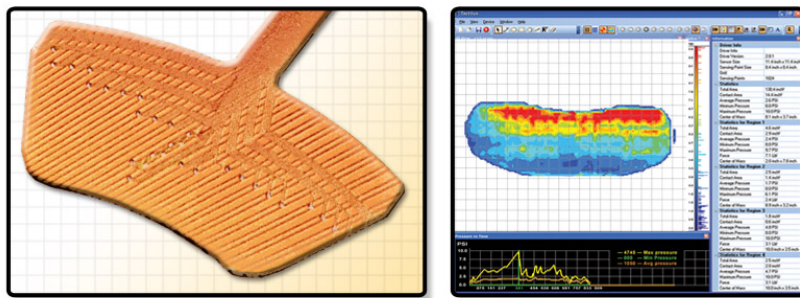


Abbildung 3.25: Von Tactilus wurde eine elektronische Druckmessfolie entwickelt [10]

### 3.5.8 Dehnungen und Spannungen

Je nach Größe des Prüflings und der zu untersuchenden Anbauteile sind bis zu 10 Dehnmessstreifen bei Schwingungsuntersuchungen am Komponentenprüfstand zu applizieren und auszuwerten.

Von besonderem Interesse sind die Dehnungen an den Verschraubungen von Bremsscheiben während des Bremsvorganges.

### 3.5.9 Eigenspannungen nach dem Versuch

Nach dem Versuch bzw. nach der Abkühlphase muss laut DIN EN 13979-1 eine Ultraschalluntersuchung der Radscheiben durchgeführt werden. Eine detaillierte Beschreibung des Verfahrens mit der vorgegebenen Messgenauigkeit ist dieser Norm zu entnehmen. [11]

### 3.5.10 Risserkennung

Die Erkennung von Rissen auf der Bremsscheibe bzw. auf der Rad-Lauffläche ist von großer Wichtigkeit für die Festlegung von Inspektionsintervallen. Die vollautomatische Rissprüfung von Eisenbahnrädern erfolgt mit induktiv angeregter Thermographie. Interessant ist dabei die Anzahl und Größe der Risse und auch der beobachtete Rissfortschritt.

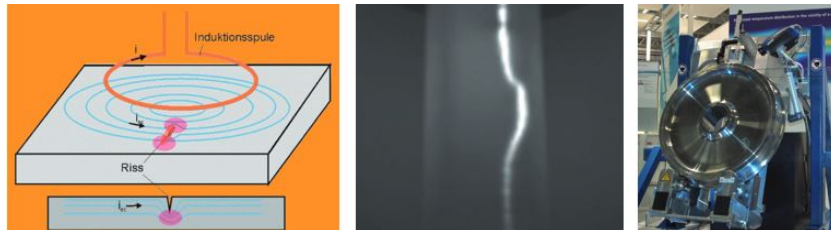


Abbildung 3.26: Risserkennung durch induktiv angeregte Thermographie [16]

### 3.5.11 Weitere Messungen:

- Windgeschwindigkeit und Temperatur der Kühlluft
- Massenstrom und Temperatur der Benässung
- Schallpegel und Geräusentwicklung
- Körperschall- bzw. Luftschallmessung

### 3.5.12 Telemetriesystem

#### Komponentenprüfstand

Beispielhaft wird für den Komponentenprüfstand das Telemetriesystem anhand des SNCF Prüfstandes erklärt. Hierbei sind in speziellen Bohrungen im Radkörper Thermoelemente installiert. Die Daten werden über ein Telemetriesystem übertragen, das aus Rotor und Stator besteht. Es müssen ausreichend Kanäle zur Übermittlung von Dehnungen und Temperaturen zur Verfügung stehen. Um einen Dauerlauf des Prüfstandes zu ermöglichen, erfolgt die Stromversorgung der Telemetrie induktiv.

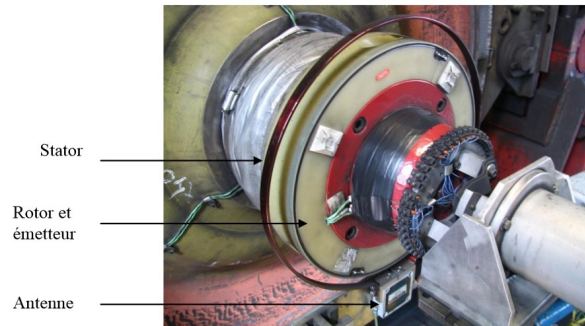


Abbildung 3.27: Telemetrie-System des SNCF-Prüfstandes [14]

### Rollenprüfstand

Für die Übertragung der Messdaten von der Radsatzwelle am Rollenprüfstand wird ein System verwendet, das bereits auf der realen Strecke Verwendung findet. Das Telemetriesystem P32A von CAESAR-Datensysteme ermöglicht die Erfassung von 32 Kanälen und wurde bereits bei bis zu 350 km/h getestet. Die gemessenen Daten werden über Infrarot auf das stehende System übertragen. Die Stromversorgung erfolgt dabei induktiv. Wie in Abbildung 3.28 zu erkennen ist, passt das Telemetriesystem in die Hohlbohrung der Radsatzwelle.

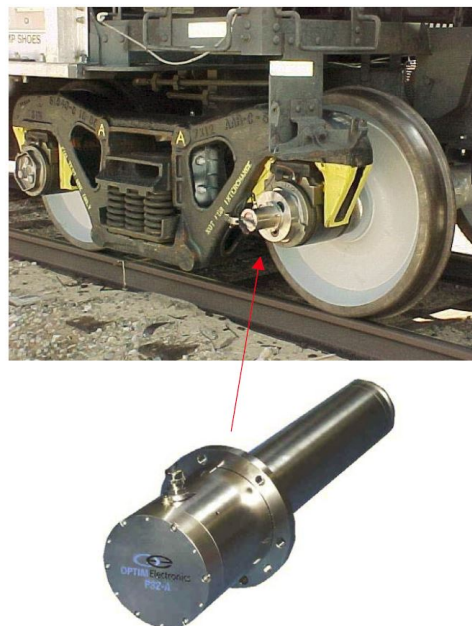


Abbildung 3.28: Telemetriesystem P32A [6]

# Kapitel 4

## Konzeptentwicklung

Ausgehend von den im vorherigen Kapitel behandelten Prüfständen wurde mit der Entwicklung eines neuen Prüfstandes begonnen, der die definierten Anforderungen erfüllen kann.

Im folgenden Verlauf wird dargestellt, wie das Grundkonzept des Komponentenprüfstandes zu unterschiedlichen Konzeptvarianten weiter entwickelt wurde.

### 4.1 Komponentenprüfstand

Der Komponentenprüfstand stellt den klassische Schwungmassen-Bremsenprüfstand dar. Dieses Konzept wird standardmäßig für Bremsenprüfungen von PKW, LKW und Schienenfahrzeugen verwendet.

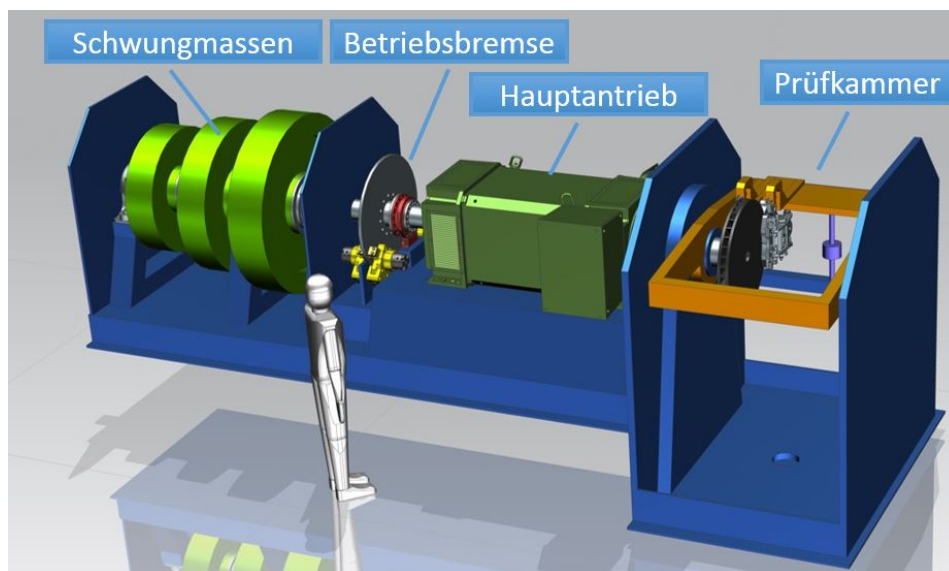


Abbildung 4.1: Erstes Konzept des Komponentenprüfstandes

Da das Prüfstandskonzept sehr ähnlich dem Schwungmassenprüfstand von KNORR ist, wird der Aufbau nur sehr grob beschrieben und auf das Kapitel Konzeptrecherche verwiesen. Die Details zu den Prüfstandsparametern werden dann in einem späteren Kapitel näher betrachtet.

Es handelt sich um einen Schwungmassenprüfstand mit einem AC-Motor als Antriebseinheit. Die drei Schwungmassen sind koppelbar, um verschiedene Fahrzeugmassen simulieren zu können.

Außerdem ist in den Antriebsstrang eine Betriebsbremse integriert, die als Notfallbremse dient. Der Prüfraum besteht aus einem pendelnd gelagerten Prüfraum, der auf einer Kraftmessdose abgestützt ist. Durch die gemessene Kraft kann auf das Bremsmoment geschlossen werden. Auf diesem Prüfraum können sowohl einseitig, als auch doppelseitig wirkende Klotzbremsten montiert werden. (Siehe Abbildung 4.2).

In der Prüfkammer können Radscheiben, Scheibenbremsen und Radbremsscheiben montiert und geprüft werden. Bremsbacken und Klotzbremse können am selben Rahmen befestigt werden. Es wurde auch über eine Alternative zur Bremsmomentmessung über den pendelnd gelagerten Prüfraum nachgedacht. Eine Möglichkeit für Scheibenbremsen mit Hängelaschen ist in Abbildung 4.3 zu sehen. Die Hängelaschen sind dabei an Kraftmessdosen aufgehängt und messen somit direkt die Bremskraft. Diese Konstruktion neigt aber bereits bei niedrigen Drehzahlen dazu in Resonanz zu geraten und wurde wieder verworfen. Auf die Eigenfrequenz des Prüfraums wird später noch genauer eingegangen.

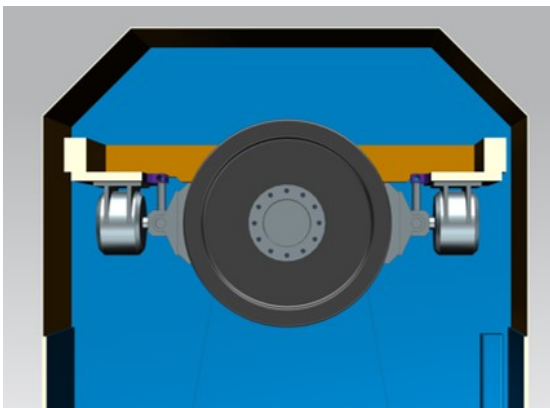


Abbildung 4.2: In der Prüfkammer können am Prüfraum entweder doppelt- oder einfach wirkende Klotzbremsten montiert werden.

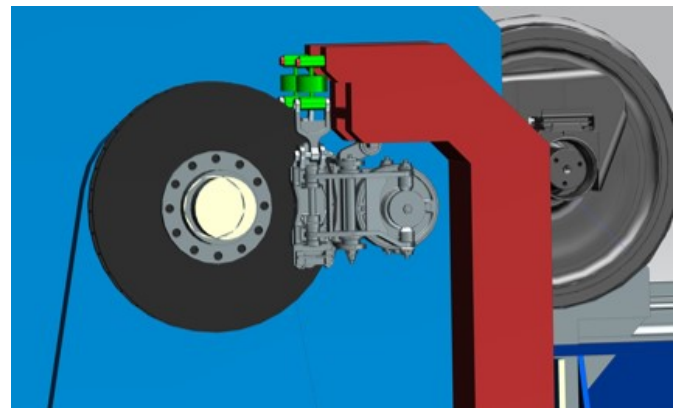


Abbildung 4.3: Die Abbildung zeigt eine Alternative zum pendelnd gelagerten Prüfraum.



## 4.2 Prüfstand mit Direktantrieb

Eine Anforderung an den Prüfstand bestand darin, auch Bremsenprüfungen an einem kompletten Drehgestell durchführen zu können. Dazu entstand die Idee, eine der Radsatzwellen direkt im eingebauten Zustand anzutreiben. Ausgehend davon wurden zwei Konzeptvarianten entwickelt.

### 4.2.1 Aufbocken der Radsatzlagergehäuse

Dafür wird eine spezielle Radsatzwelle verwendet, deren Wellenschenkel länger ausgeführt sind und somit aus den Radsatzlagern auskragen. Für diese Konstruktion werden adaptierte Lager mit abnehmbarem Lagerdeckel verwendet. Somit bieten die auf jeder Seite auskragenden Wellenschenkel die Möglichkeit zur Ankopplung der Komponentenprüfstände.

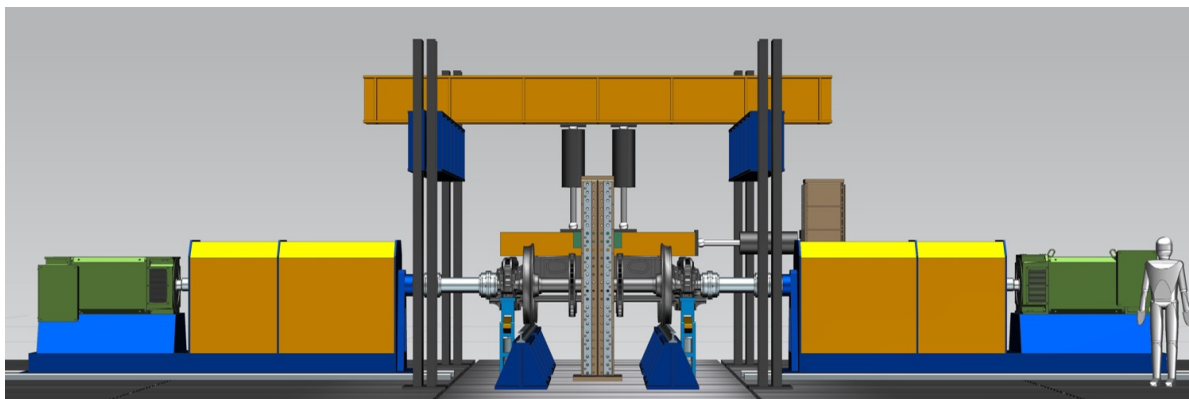


Abbildung 4.4: Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Radsatzwelle angekoppelt.

Dadurch kann die Motorleistung, aber auch die Energie der Schwungmassen der beiden Komponentenprüfstände aufsummiert werden. In dieser Variante kann nach einiger Umbauarbeit jeder Komponentenprüfstand für sich wieder als solcher verwendet werden.

Auf der Unterseite der Radsatzlager wird eine Befestigungsmöglichkeit vorgesehen. Dadurch wird das Drehgestell fixiert und die Radsatzwelle kann sich frei drehen. Der zweite Radsatz liegt auf der Schiene auf und steht still.

Die Kräfte des Wagenkastens werden über vertikal und horizontal wirkende Hydraulikzylinder eingebracht und entweder über die Sekundärfederung oder direkt auf den Rahmen eingeleitet.

Durch den variablen Aufbau können nicht nur zweiachsige, sondern auch dreiachsige Fahrgestelle geprüft werden, wie sie zum Beispiel bei Lokomotiven vorkommen.

Ein Nachteil dieses Konzeptes besteht darin, dass spezielle Radsatzlager nötig sind. Diese werden nur in kleinen Stückzahlen produziert und würden die Prüfkosten immens erhöhen.

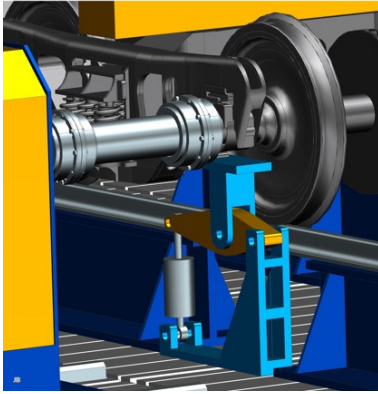


Abbildung 4.5: Ein spezielles Radsatzlager ermöglicht den direkten Antrieb der Radsatzwelle.

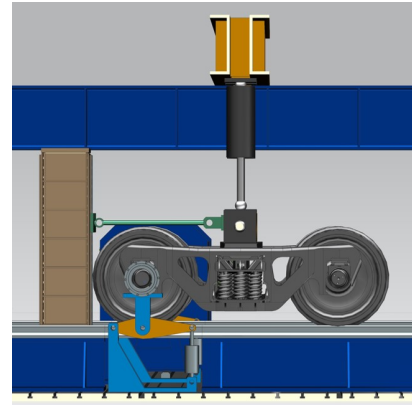


Abbildung 4.6: Der geprüfte Radsatz wird über das Radsatzlager von der Schiene abgehoben, wodurch die Welle rotieren kann.

Um zumindest die Fixierung über das Lagergehäuse zu umgehen, wurde bereits in dieser Phase über Rollen nachgedacht, die ein freies Rotieren der Radsatzwelle ermöglichen.

## 4.2.2 Doppelrollen-Variante

Die Abbildungen 4.7 und 4.8 zeigen eine Variante, bei der eine Radscheibe mit zwei kleinen Rollen geführt wird. Der Antrieb der Welle erfolgt wieder direkt über die spezielle Langwelle.

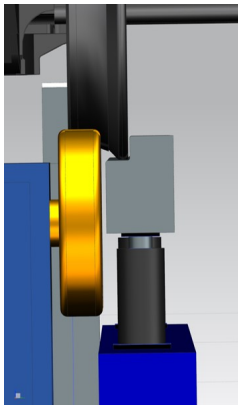


Abbildung 4.7: Ein absenkbares Teilstück der Schiene ermöglicht ein freies Rotieren der Radsatzwelle.

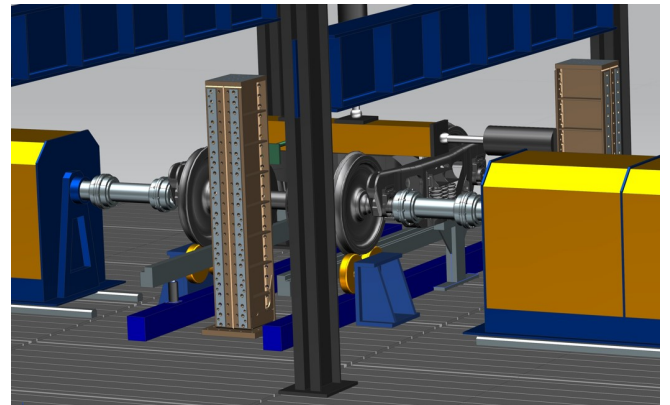


Abbildung 4.8: Doppelrollen-Variante mit direkt angetriebener Radsatzwelle.

Das Drehgestell kann dabei über Schienen auf den Prüfstand gerollt werden, die anschließend so weit abgesenkt werden können, bis die vordere Radsatzwelle auf den Doppelrollen aufliegt. In Fahrtrichtung wird das Drehgestell durch einen mittig platzierten Steher fixiert. Die Lagerung der Radscheiben auf zwei Kontaktpunkten entspricht aber nicht den realen Rad-Schiene-Verhältnissen, weshalb dieses Prüfstandskonzept wieder verworfen wurde.

### 4.2.3 Einzelrollen-Variante:

Die Weiterentwicklung der Doppelrollen-Variante führte zu einem Konzept mit einer größeren Rolle pro Rad. Als Alternative zur Krafteinleitung über Hydraulikzylinder von oben über das Portal, wird nun auch die Krafteinleitung über die Schienenräder vorgestellt. Dabei ist das Drehgestell über einen Querträger fixiert und die Schienenrollen dafür in vertikale Richtung beweglich. Dadurch können zusätzlich zur Wagenkastenmasse, unabhängig von der jeweils anderen Radscheibe, gezielt Schienenkräfte aufgebracht werden.

Die Schienenscheiben wurden mit einem größeren Durchmesser ausgeführt als die üblichen Radscheiben, um den Kontaktpunkt realistischer zu gestalten und die Drehzahl zu reduzieren. Dieses Konzept ist in Abbildung 4.9 zu sehen.

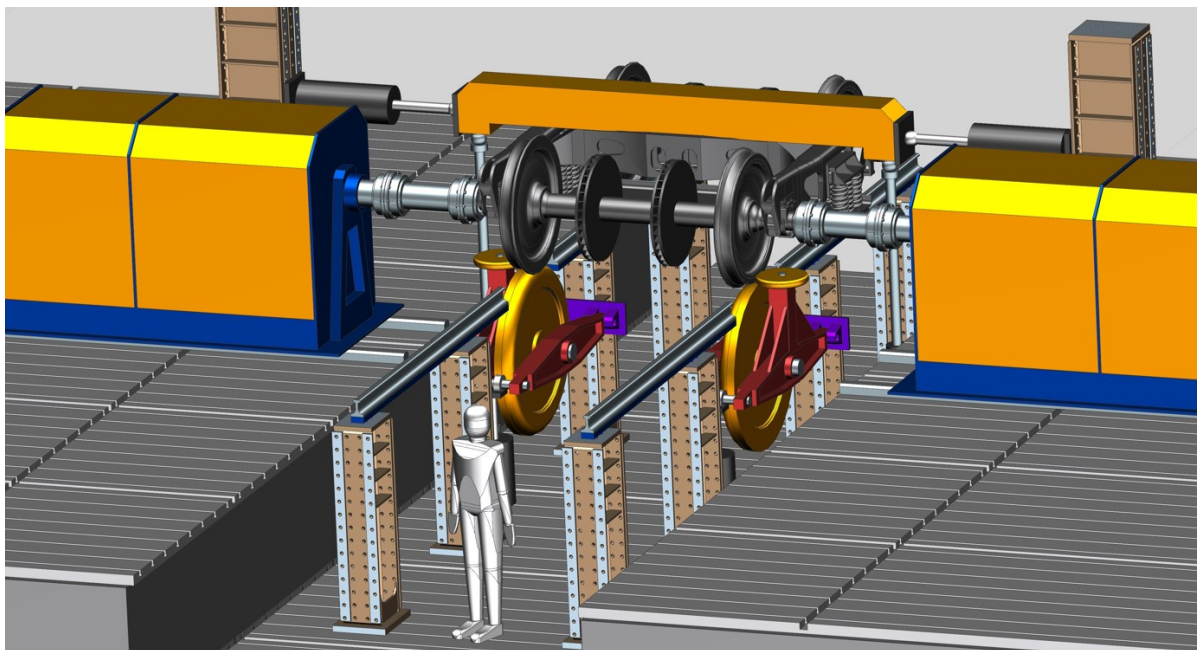


Abbildung 4.9: Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Radsatzwelle angekoppelt.

Bei näherer Betrachtung des Kupplungspunktes zwischen Langwelle und Motorantrieb wurde jedoch bald klar, dass die auftretenden Bremsmomente nicht übertragen werden

können. Grund dafür ist der zu geringe Durchmesser des Wellenstummels der Radsatzwelle. So kann eine klassische Radsatzwelle im Mittelteil zwar einen Durchmesser von ca. 220 mm haben, die Lagersitze weisen aber meist nur einen Durchmesser von ca. 150 mm auf. Dieser Teil der Radsatzwelle ist schließlich nicht für die Übertragung eines Bremsmomentes (bis zu 40 kNm) ausgelegt. Aus diesem Grund und da die bereits angesprochenen zusätzlichen Kosten für spezielle Radsatzlager stark steigen würden, wurde dieses Konzept umgewandelt auf einen Antrieb der Schienenrolle. Somit entstand die erste Variante des Rollenprüfstandes.

## 4.3 Rollenprüfstand

### 4.3.1 Rollenprüfstand Variante 1

In dieser Konzeptvariante wurde wieder auf die Kraftereinleitung durch Hydraulikzylinder über den Oberbau verzichtet und die Kraft des Wagenkastens über die Gleisrollen eingeleitet. Diese Gleisrollen sind in vertikale Richtung beweglich und können von Hydraulikzylindern angesteuert werden.

Angetrieben werden diese Rollen über eine Kardanwelle von den Komponentenprüfständen.

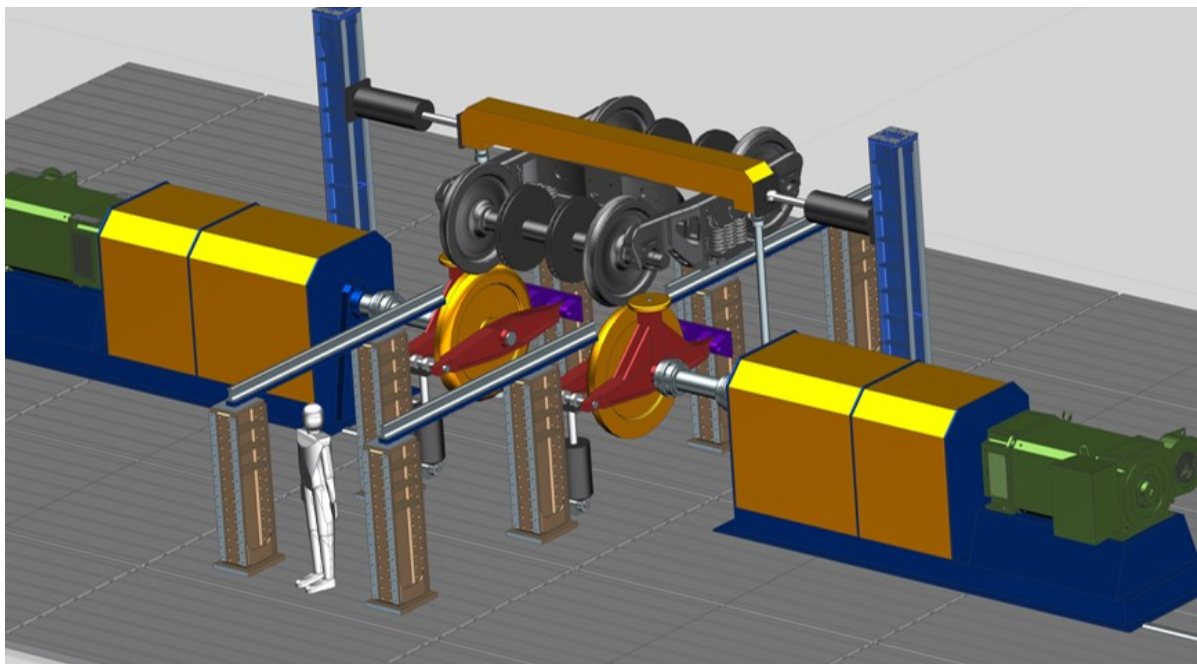


Abbildung 4.10: Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Schienenrollen angekoppelt.

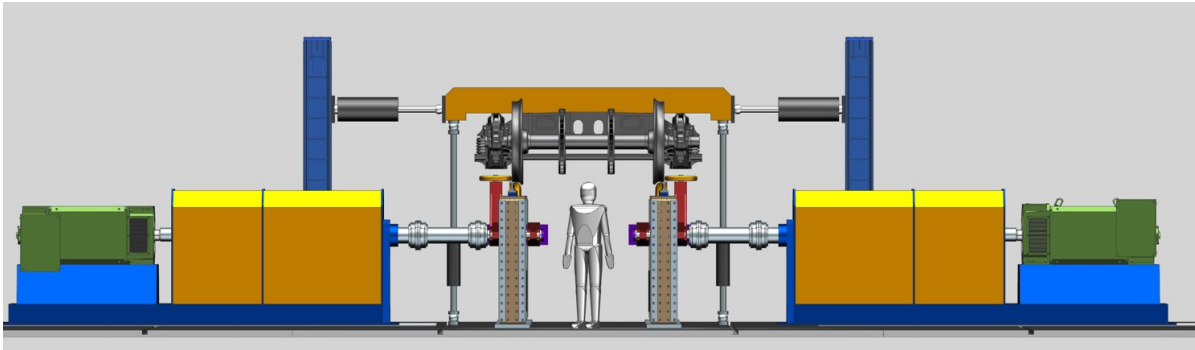


Abbildung 4.11: Die Einleitung der Vertikalkräfte erfolgt über die Aufstandspunkte der Schienenrollen.

Ein Vorteil dieser Variante besteht darin, dass die verbauten Bremscheiben auf der Radsatzwelle leicht zugänglich sind. Dadurch werden Montage und Wartung erleichtert und ein flexiblerer Zugang der Kühlung ermöglicht.

### 4.3.2 Rollenprüfstand Variante 2

Nach ersten Berechnungen wurde klar, dass eine Vergrößerung des Gleisscheibendurchmessers auf ca. 2m beachtliche Vorteile bringt. So kann die Drehzahl des Motors gering gehalten werden, und die Erwärmung der Scheibe wird durch das größere Volumen reduziert. Bei einer weiteren Steigerung des Durchmessers würde die große Eigenmasse aber zu Problemen bei der Lagerung und zu großen Massenträgheitsmomenten führen.

Um im Hinblick auf mögliche Prüfvarianten flexibel zu sein, wurde in weiterer Folge wieder die Variante der Kräfteinleitung von oben gewählt. Der komplizierte Stahlaufbau wurde vereinfacht und für den Anwendungsfall optimiert. Der Portal-Rahmen ist nach wie vor in Fahrtrichtung verschiebbar, um Drehgestelle mit verschiedenen Achsabständen prüfen zu können.

Außerdem wurde in dieser Konzeptvariante der Antriebsmotor als Doppeler ausgeführt. Durch den zusätzlichen Wellenausgang können ohne Umbauarbeiten abwechselnd die Prüfungen am Drehgestell und in den Prüfkammern der Komponentenprüfstände durchgeführt werden.

In der folgenden Abbildung 4.12 ist auch die geplante Unterteilung des Prüfstandes auf zwei Ebenen ersichtlich. Dies bietet den Vorteil, dass der Prüfraum des Drehgestells komplett durch eine Einhausung geschützt werden kann.

Die Gleisrollen wurden für diese Variante ebenfalls weiterentwickelt. So sind diese für verschiedene Spurweiten horizontal verschiebbar.

Außerdem wurden die Scheiben selbst weiterentwickelt. Es wurde ein eigener, abnehmbarer Ring vorgesehen. Die Lauffläche der Gleisrolle unterliegt hohem Verschleiß und auf diese Art und Weise muss nicht die gesamte Rolle für Wartungsarbeiten ausgetauscht werden.

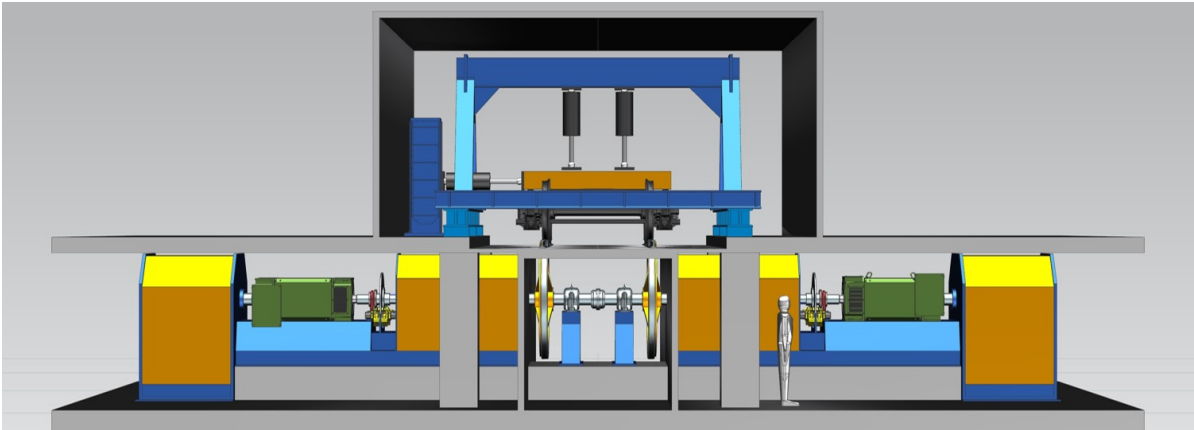


Abbildung 4.12: Rollenprüfstand mit 2-Ebenen-Prinzip und Einhausung des Drehgestells.

Für diese Prüfstandsvariante wurde auch schon berücksichtigt, dass der Bau in Phasen erfolgen könnte. In diesem Fall würde als erster Schritt nur ein Komponentenprüfstand und der Rollenprüfstand verwirklicht werden. Diese Variante ist in der Abbildung 4.13 zu sehen. Dieser stufenweise Ausbau hat außerdem den Vorteil, mögliche Anfangsprobleme

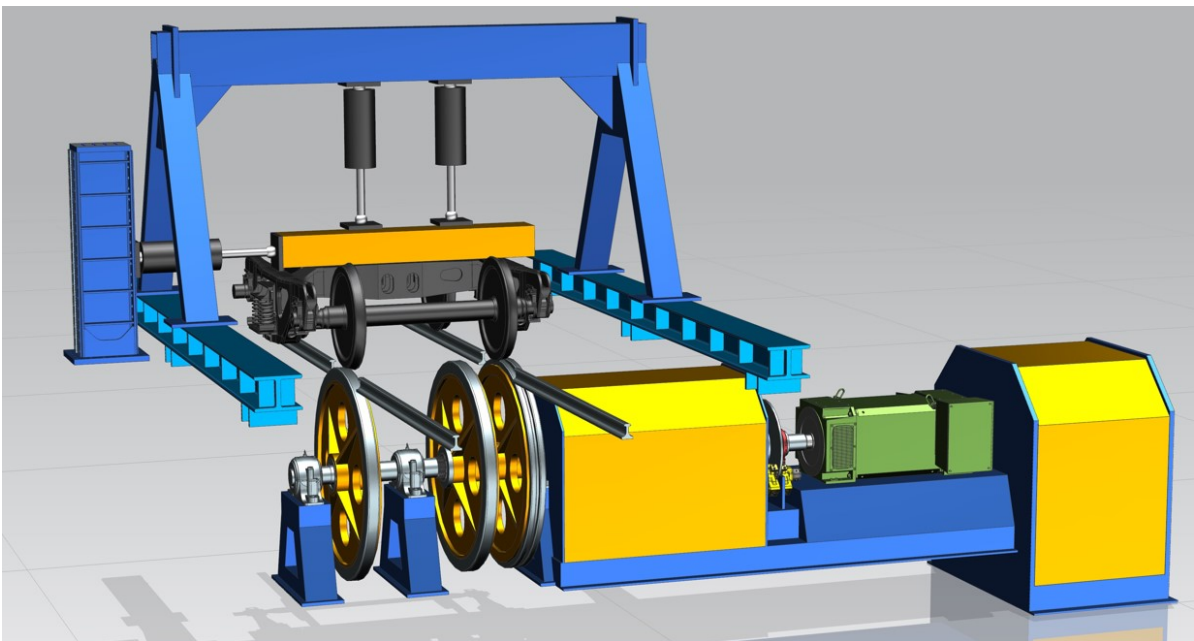


Abbildung 4.13: Erste Ausbaustufe mit der Möglichkeit zur Erweiterung

zu erkennen und dann im zweiten Komponentenprüfstand ausmerzen zu können. In der Abbildung ist außerdem eine Schienenrollen-Variante mit drei Rollen zu sehen, auf die später noch näher eingegangen wird.



### 4.3.3 Rollenprüfstand Variante 3

Der Einfluss der Schiene auf das Rad, während der Bremsung mit Klotzbremsen, ist von großem Interesse. Denn der Aufstandspunkt stellt zusätzlich zur Kraft des Bremsklotzes eine Belastung der Lauffläche und der Radscheibe dar.

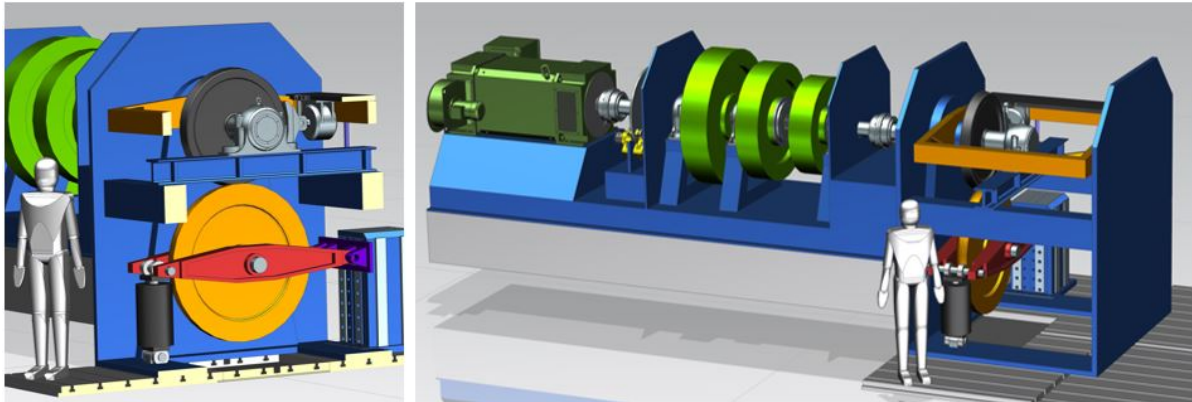


Abbildung 4.14: Rollenprüfstand mit Einzel-Schienenrolle

Aus diesem Grund wurde darüber nachgedacht, eine derartige Prüfung auch in einer Einzel-Komponenten-Prüfkammer durchführen zu können. Dafür wurde ein Konzept nach Abbildung 4.14 entwickelt. Dabei wird die radiale Aufstandskraft durch einen Hydraulikzylinder aufgebracht. Dieser drückt eine Schienenrolle auf die Lauffläche des Rades. Als Schienenrolle könnte zum Beispiel auch das Rad einer Lokomotive verwendet werden. Dieses hat einen Durchmesser von bis zu 1,5 m.

Durch die Bremsung wird es im Kontaktpunkt zu einem Wärmeübergang kommen. Dieser Effekt tritt auch in der Realität zwischen Rad und Schiene auf und wird Rail-Chill-Effekt genannt. Um diesen untersuchen zu können, aber auch um den Wärmeeinfluss auf die Prüfung gering zu halten, kann die Schienenrolle auch gekühlt werden. Ob dazu ein Zuluft-Strom von konventionell vorkonditionierter Luft reicht oder ob die Kühlung durch Stickstoff erfolgen sollte, muss noch näher betrachtet werden.

Wird die radiale Aufstandskraft durch den Hydraulikzylinder eingebracht, so ist auch die Lagerung des Wellenstranges des Komponentenprüfstandes darauf abzustimmen. Ebenso die Flanschverbindungen des Prüflings selbst, da eine erhöhte radiale Belastung aufgebracht wird, die die Größenordnung der Anpresskraft der Klotzbremse bei weitem übersteigt.

## 4.4 Integration mehrerer Prüfkammern

Laut Norm muss die Bremsscheibe bzw. das Rad vor jeder Bremsung wieder auf eine definierte Ausgangstemperatur abgekühlt sein. Im Grundlagenkapitel wurde bereits der nötige Zeitbedarf dafür aufgezeigt.

Wenn man also die Prüfzyklen näher betrachtet, wird bald ersichtlich, dass die Abkühlzeit der Prüflinge viel Zeit in Anspruch nimmt. Somit liegt es auf der Hand, mehrere Prüfkammern zu verwirklichen um Stillstandszeiten zu minimieren.

Wie im Kapitel Konzeptrecherche bereits angesprochen, existieren bereits Prüfstände mit zwei Prüfkammern, die als Doppelender bezeichnet werden. So zum Beispiel von SNCF in Frankreich. Bei dieser Konfiguration ist zu beachten, dass das mögliche Brems-

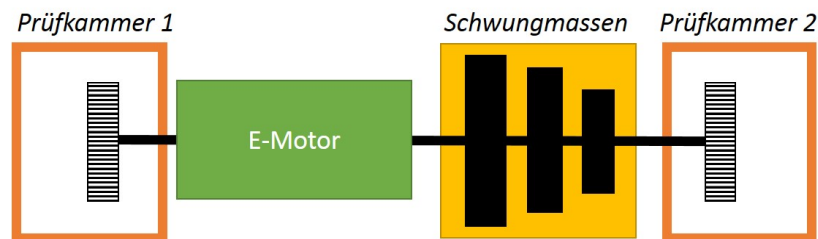


Abbildung 4.15: Doppelender

moment in der Prüfkammer 1 niedriger ist als in Prüfkammer 2. Dies kommt daher, dass die Antriebswelle des E-Motors nur für ein begrenztes Drehmoment ausgelegt ist. Wird nun in Prüfkammer 1 gebremst, überträgt sich das gesamte Bremsmoment über die Welle des Motors weiter bis zur Trägheit der Schwungmassen.

Wird aber in Prüfkammer 2 gebremst, überträgt sich das Bremsmoment über die stärker dimensionierte Schwungmassen-Welle bis zum E-Motor. Es können also nicht in beiden Kammern die gleichen Bremsmomente gefahren werden.

Im Laufe der Recherchen wurde klar, dass es die Variante Doppelender noch nicht in Kombination mit einem Rollenprüfstand gibt. Die Konzeptidee ist in Abbildung 4.16 und Abbildung 4.17 dargestellt. Dabei wird der Schienenrollen-Satz nach der Prüfung des gesamten Drehgestells entfernt und stattdessen werden zwei Prüfkammern eingebaut.

Allerdings hat dieses Konzept den Nachteil, dass es aufwendiger Umbauarbeiten bedarf, um abwechselnd Drehgestell und Komponenten prüfen zu können. Außerdem ist der zur Verfügung stehende Bauraum zwischen den beiden Komponentenprüfständen zu gering für zwei Prüfstationen.

Das Verschieben der Komponentenprüfstände in axiale Richtung wäre eine Möglichkeit, ist aber auf Grund der großen Massen wieder mit einem immensen Aufwand verbunden. Aus diesem Grund entwickelte sich die Idee eines Getriebes, die im folgenden Kapitel näher erläutert wird.



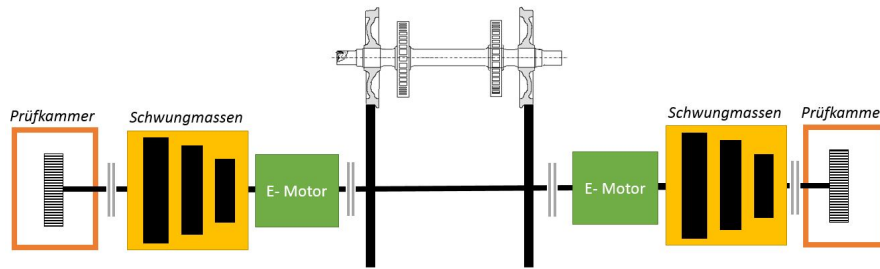


Abbildung 4.16: In dieser Konfiguration können Bremsversuche am Drehgestell und in zwei Prüfkammern absolviert werden.

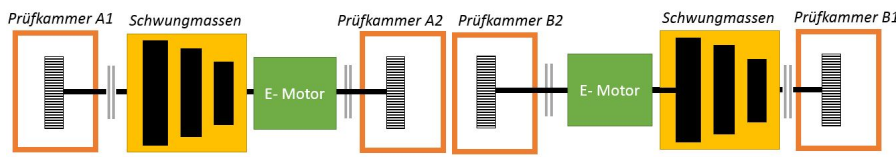


Abbildung 4.17: Nach den Umbauarbeiten können pro Komponentenprüfstand zwei Prüfkammern abwechselnd betrieben werden.

## 4.5 Getriebevarianten

Es wurden mehrere Varianten durchdacht, um möglichst viele Prüfkammern mithilfe eines Getriebes integrieren zu können. Die verschiedenen Ideen sind den folgenden Abbildungen zu entnehmen. Allen Konzepten ist gemein, dass ein Winkelgetriebe verbaut wurde. Dadurch wäre es möglich, ohne Umbauarbeiten abwechselnd jede Prüfkammer und auch das Drehgestell prüfen zu können.

Voraussetzung dafür ist die schnelle Abkoppelbarkeit jedes Prüflings. Wie bereits erklärt, muss der Prüfling während der Abkühlphase eine definierte Drehzahl haben. Dafür wurde an jeder Prüfkammer ein eigener Hilfsantrieb montiert, der sich im Bedarfsfall ankoppelt und den Prüfling ohne Widerstand in Rotation hält.

In Abbildung 4.19 ist eine Variante abgebildet, in der die Schwungmassen, der Antriebsmotor und die Gleisrollen am gleichen Wellenstrang angeordnet sind. Der Motor kann ohne Probleme für die niedrige Drehzahl ausgelegt werden. Für die Schwungscheiben hat diese Variante allerdings den Nachteil, dass eine geringere Drehzahl auch geringere Energie bedeuten.

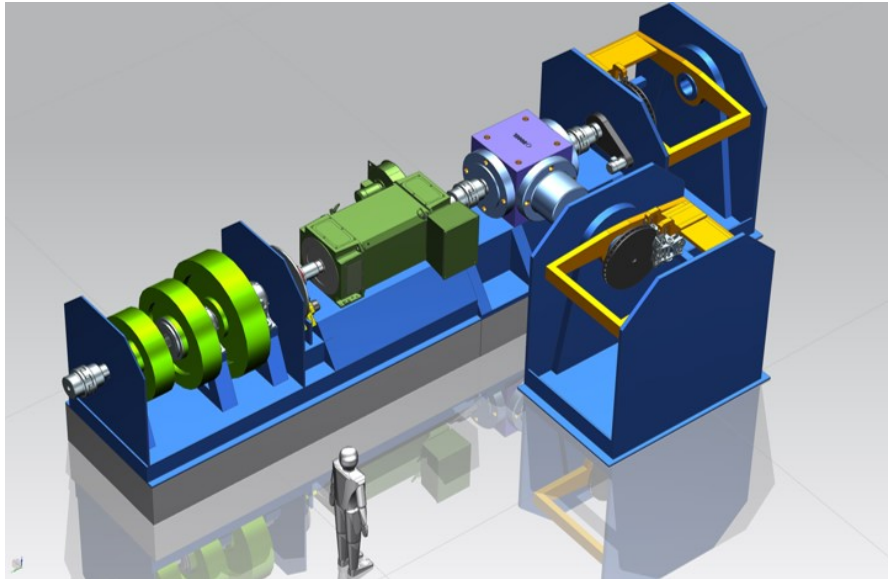


Abbildung 4.18: Prüfstandsvariante mit Winkelgetriebe

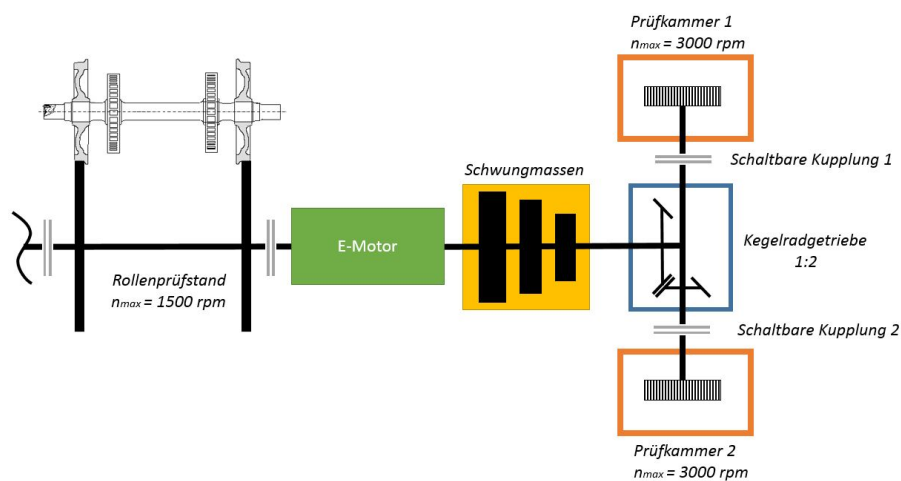


Abbildung 4.19: Schwungscheiben und Motor zusammen mit den Schienenrollen auf einem Strang

Dadurch müssten die Durchmesser der Schwungscheiben erhöht werden. Aus diesem Grund wurde eine Anordnung gewählt, die im folgenden Kapitel behandelt wird und das finale Prüfstandskonzept darstellt.

## 4.6 Finale Konzeptvariante

Schlussendlich führte die Entwicklung zu einer Prüfstandsvariante mit zwei Winkelgetrieben, wobei jeweils eines pro Komponentenprüfstand verbaut ist. Es ergibt sich somit eine sehr kompakte Bauweise.

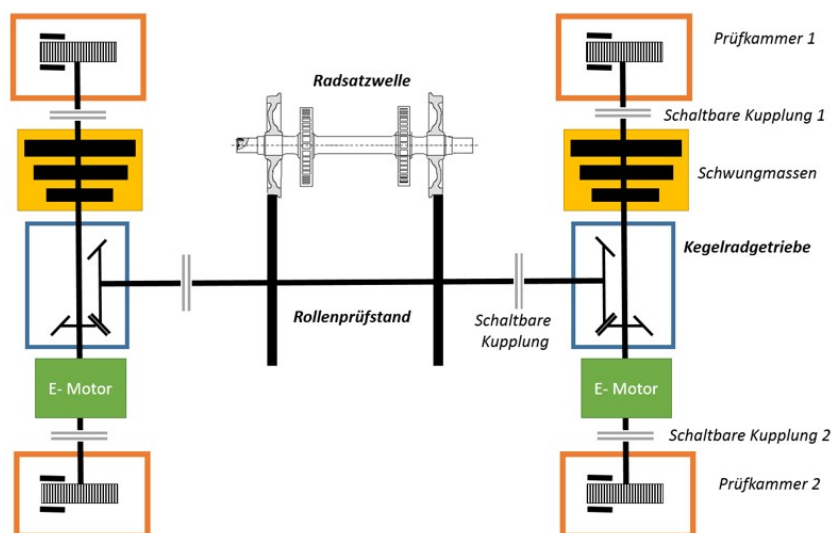


Abbildung 4.20: Schematische Darstellung der finalen Konzeptvariante

Der erste Entwurf für die Antriebseinheit ist in folgender Abbildung 4.21 zu sehen. Gut erkennbar sind die 4 Prüfkammern, die eine sehr effiziente Ausnutzung garantieren.

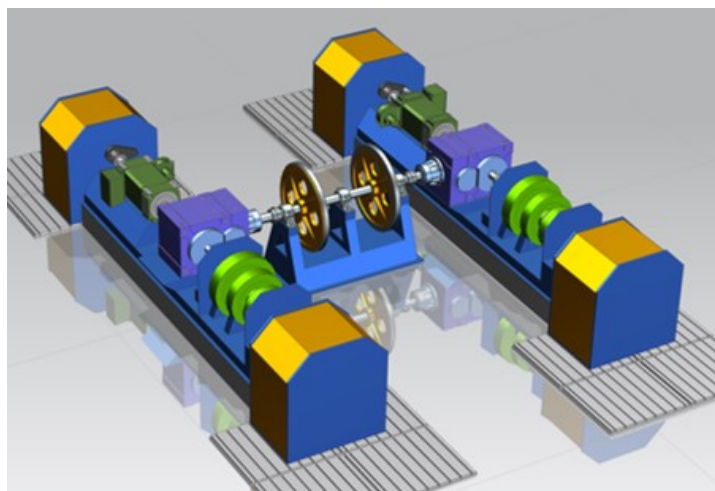


Abbildung 4.21: Antriebseinheit der finalen Konzeptvariante

Die weiteren Details werden in den folgenden Kapiteln besprochen.

# Kapitel 5

## Detailbetrachtung des Komponentenprüfstandes

Im vorherigen Kapitel wurde die Entwicklung vom einfachen Komponentenprüfstand bis zur Kombinationsvariante Komponenten- und Rollenprüfstand erläutert. Nun soll das ausgewählte Konzept im Detail betrachtet und die wichtigsten Parameter definiert werden. Dafür wird zuerst auf den Komponentenprüfstand eingegangen und erst im nächsten Kapitel die Erweiterung zum Rollenprüfstand behandelt.

### 5.1 Aufbau und Funktionsweise

Es werden zwei Komponentenprüfstände mit je zwei Prüfstationen realisiert. Die Einzelprüfstände können dann über Kegelradgetriebe mit dem Schienenrollensatz verbunden und somit zu einem Rollenprüfstand erweitert werden.



Abbildung 5.1: Komponentenprüfstände mit zwei Prüfkammern

Der Komponentenprüfstand besteht aus einem Antriebsstrang, einem Haupt-Antriebsmotor, dem mechanischen Schwungmassensatz und zwei Prüfkammern zur Aufnahme der Prüflinge. Beide Prüfstationen sind mit einer schaltbaren Kupplung ausgestattet.

Als Antrieb dient pro Prüfstand ein AC-Motor mit Drehzahlregelung. Die erforderliche Fahrzeugträgheit wird durch die Schwungmassen mit überlagerter elektrischer Massensimulation nachgebildet.

Für einen besseren Überblick werden die technischen Daten kurz aufgelistet. Details sind den jeweiligen Unterkapiteln zu entnehmen.

Dauerbremsmoment (bis ca. 1000 rpm)	ca. 8000 Nm
Max. Bremsmoment	ca. 40000 Nm
Max. Drehzahl	3000 rpm
Max. Leistung (AC-Motor)	1000 kW
Max. Bremsdruck (pneumatisch)	16 bar
Max. Prüflingsdurchmesser	1500 mm
Äußere Abmessungen (LxBxH, ein Komponentenprüfstand mit zwei Prüfkammern, ohne Schaltschränke und Lüftungsanlage)	14,5 m x 4,9 m x 3,8 m
Gesamtmasse Prüfstand (ohne Zusatzsysteme, ohne Schaltschrank, Prüfling und Luftsystem)	ca. 100 t

Tabelle 5.1: Technische Daten Komponentenprüfstand

## 5.2 Grundrahmen

Beide Komponentenprüfstände besitzen einen eigenen Grundrahmen, der Antriebsmotor, Schwungmassensatz, Kegelradgetriebe und die beiden Prüfkammern trägt. Es handelt sich um eine verwindungssteife Stahlkonstruktion mit Schwingungsisolierung.

Durch die rotatorische Bewegung der Antriebswelle, der Schwungmassen, des Prüflings usw. wird der gesamte Prüfstandsaufbau schwingungstechnisch angeregt. Diese Schwingungen müssen vom Rest des Gebäudes entkoppelt werden. Deshalb ist der Grundrahmen des Komponentenprüfstandes auf Luftfederelementen gelagert. Diese verhindern bzw. reduzieren ein Weiterleiten der Vibrationen und Schwingungen an das Gebäude. Ein zusätzliches Schwingfundament mit großer Masse ist nicht nötig.

## 5.3 Hauptantriebseinheit

Die meisten, bereits in Betrieb befindlichen, Bremsenprüfstände werden mit Gleichstrommaschinen angetrieben. Allerdings handelt es sich dabei um ältere Prüfstands-Ausführungen. Heute werden Gleichstrommaschinen als Belastungseinrichtungen an Prüfständen praktisch nicht mehr eingesetzt. Im Vergleich zur Asynchronmaschine ist die

Ansaffung einer Gleichstrommaschine teurer und auch der Wartungsbedarf ist höher. Die Entwicklung der Frequenzumformertechnik ermöglicht der Asynchronmaschine nun auch eine gleichwertige Regelungsqualität.

Ein Frequenzumrichter regelt dabei die Drehzahl. Dieser besteht aus einem Gleichrichter (Netzpulser), der die Wechselspannung (Netzspannung) in einen Gleichstromkreis transformiert. Anschließend folgt der Wechselrichter (Motorpulser), der den Gleichstrom wieder in eine dreiphasige, sinusförmige Wechselspannung mit vorgegebener Frequenz umwandelt. Diese Frequenz definiert die Drehzahl. Umgekehrt kann aber auch Energie von der Bremse über die Asynchronmaschine generatorisch an das Versorgungsnetz zurück gespeist werden. [32]

Als Hauptantrieb wird pro Komponentenprüfstand ein wassergekühlter Drehstromasynchronmotor mit den folgenden technischen Daten verwendet.

Leistung (P)	840 kW
Max. Leistung (Überlast)	1000 kW
Nenn Drehmoment ( $M_{Nenn}$ )	8000 Nm
Max. Drehmoment ( $M_{Max}$ )	9600 Nm
Nenn Drehzahl ( $n_{Nenn}$ )	1000 rpm
Max. Drehzahl ( $n_{max}$ )	3000 rpm
Massenträgheit Läufer	22,5 kgm <sup>2</sup>
Einspeisung	690 V

Tabelle 5.2: Technische Daten der Asynchronmaschine

Die maximale Leistung bezeichnet den Überlastbetrieb. Die Antriebseinheit kann dabei kurzzeitig bis zu 120% belastet werden. Im kalten Zustand für ca. 60 Sekunden und im Betriebszustand (warm) für ca. 8 Sekunden, alle 30 Minuten.

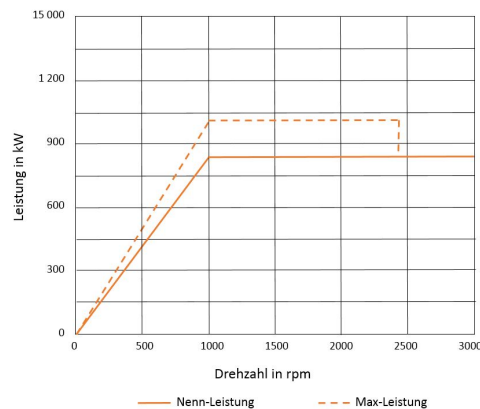


Abbildung 5.2: Leistung-Drehzahlkennlinie für den AC-Motor

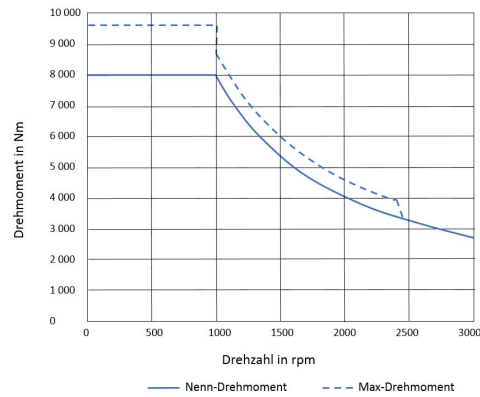


Abbildung 5.3: Drehmoment-Drehzahlkennlinie für den AC-Motor

## 5.4 Nebenantriebe für die Abkühlphase

Um während der Abkühlphase den Prüfling (Bremscheibe oder Radscheibe) mit der nach Norm vorgeschriebenen Drehzahl rotieren zu lassen, ist ein Zusatzantrieb nötig. Der Prüfling wird vom Hauptantriebsstrang abgekoppelt und ein kleiner Elektromotor beschleunigt diesen wieder auf die gewünschte Drehzahl. Die maximale Drehzahl während der Abkühlphase beträgt laut UIC-Kodex 541-3 und UIC-Kodex 541-4 maximal 120 km/h. Dies entspricht bei einem Raddurchmesser von 860 mm einer Drehzahl von 740 rpm. Es wird somit ein Motor mit einer Nenndrehzahl von 1 000 rpm gewählt.

## 5.5 Antrieb für statische Bremsenprüfung

Laut Norm ist auch eine Prüfung der Feststellbremse vorgesehen. Dies wird als statische Bremsenprüfung bezeichnet und benötigt einen Zusatzantrieb, der auch als Losbrechvorrichtung bezeichnet wird. Dabei handelt es sich um einen Drehstromservomotor mit hochübersetztem Getriebe, der im Bedarfsfall über einen Zahnradmechanismus eingekuppelt werden kann.

Max. Bremsmoment	ca. 25000 Nm
Max. Drehzahl	0... 4,75 rpm
Haltezeit	72 h

Tabelle 5.3: Technische Daten des Zusatzantriebes für die Prüfung der Feststellbremse

## 5.6 Schwungmassensatz

Die kinetische Energie der Fahrzeugmasse wird am Prüfstand mithilfe von Schwungscheiben nachgebildet. Dafür wird diese translatorische Energie in eine rotatorische Energie der Schwungscheiben umgerechnet.

### Ermittlung der Ersatzmassenträgheit der Schwungscheiben:

Die Umrechnung erfolgt mit den dazugehörigen Energiegleichungen.

$$E_{kin-trans} = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

$$E_{kin-rot} = \frac{J_{ers} \cdot \omega^2}{2}$$

Diese beiden Gleichungen werden gleich gesetzt und ergeben somit die geforderte Ersatz-Massenträgheit  $J_{ers}$  der Schwungmassen.

$$E_{kin-trans} = E_{kin-rot}$$

$$J_{ers} = \frac{m \cdot v^2}{\omega^2}$$

Bei der Lösung dieser Gleichung ist die Geschwindigkeit des Zuges in m/s und die Masse in kg einzusetzen. Die Winkelgeschwindigkeit wird dabei in rad/s angegeben.

Oftmals wird die Winkelgeschwindigkeit aber nicht in Radiant pro Sekunde (rad/s) angegeben, sondern als Drehzahl in Umdrehungen pro Minute  $\text{min}^{-1}$  bzw. „revolutions per minute“ rpm. Eine volle Umdrehung entspricht einem Winkel von  $2\pi$  und ergibt somit den Zusammenhang durch:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Wird nun von Umdrehungen pro Minute auf Radiant pro Sekunde umgerechnet, wird folgendermaßen vorgegangen:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$$

Ist der Raddurchmesser des Fahrzeugs bekannt, kann die translatorische Geschwindigkeit auch gleich in eine Winkelgeschwindigkeit umgeformt und die Gleichung somit vereinfacht werden. Diese reduziert sich somit nur noch auf die Parameter Fahrzeugmasse  $m$  und Radius des Rades  $r_{rad}$ .

$$J_{ers} = m \cdot r_{rad}^2$$

Die in Summe benötigte Trägheit wird auf drei Schwungmassen aufgeteilt. Die Berechnung der einzelnen Schwungscheiben erfolgt vereinfacht als rotierender Voll-Zylinder, der um seine Rotationsachse rotiert.

$$J = 1/2 \cdot m \cdot r^2$$

Das genaue Trägheitsmoment wird nach der vollständigen Konstruktion von einem CAD-Programm berechnet.



### Geometrie der Schwungscheiben:

Der Aufbau einer Schwungscheibe ist in der folgenden Abbildung 5.4 ersichtlich. Die Geometrie wurde dabei so gewählt, dass eine möglichst große Masse der Schwungscheibe am Umfang verteilt ist. Schließlich geht der Abstand  $r$  der Masse zum Drehpunkt mit dem Quadrat in das Massenträgheitsmoment ein.

Der Durchmesser eines Schwungrades ist begrenzt durch die daraus resultierenden Fliehkräfte. Die maximale Umfangsgeschwindigkeit einer Schwungscheibe aus Stahl liegt bei  $v_{max} = 620 \text{ m/s}$  [21]. Mit der maximalen Drehzahl von  $n = 3000 \text{ rpm}$  ergibt sich ein maximaler Radius.

$$v = \omega \cdot r = \frac{2\pi n}{60} \cdot r$$
$$r = \frac{60 \cdot v}{2\pi n} = \frac{60 \cdot 620 \text{ m/s}}{2 \cdot \pi \cdot 3000 \text{ rpm}} = 1,974 \text{ m}$$

Die größte Schwungmasse ist mit einem Durchmesser von  $d = 1,4 \text{ m}$  und einer Massenträgheit von  $888 \text{ kgm}^2$  dimensioniert. Somit ist in Hinblick auf die zulässige Materialbelastung ein Betrieb der Schwungscheiben mit der Maximaldrehzahl von  $n = 3000 \text{ rpm}$  mit einer ausreichenden Sicherheit gewährleistet.

Für den Betrieb des Prüfstandes ist allerdings nicht nur die Angabe der Massenträgheitsmomente der Schwungscheiben von Bedeutung. Auch der Anteil der anderen rotierenden Komponenten ist zu berücksichtigen. So zum Beispiel von Motor, Welle, Kupplungen und Getriebe. Diese Massenträgheiten werden unter dem Begriff Grundsprungmasse zusammengefasst.

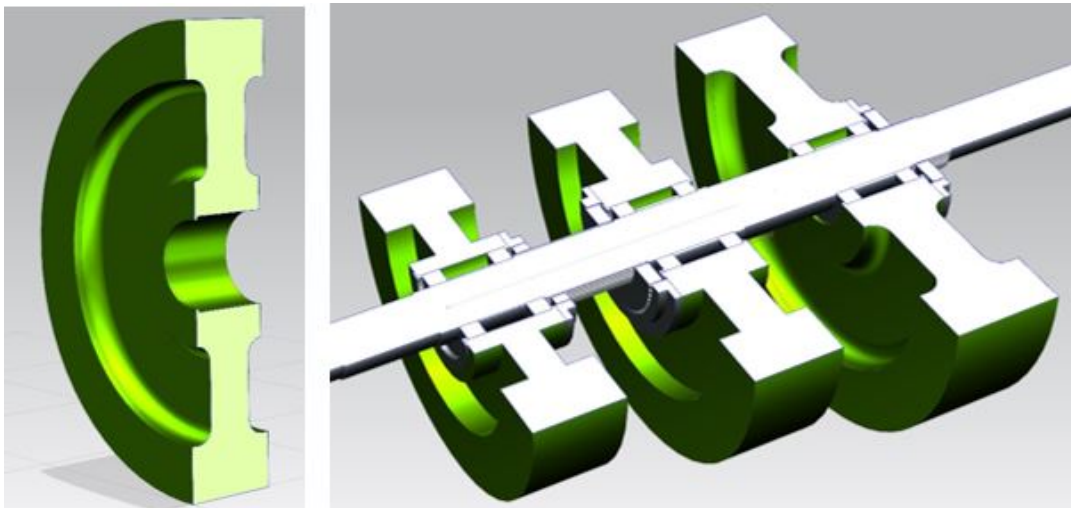


Abbildung 5.4: Schnittdarstellung der drei Schwungmassen mit abgebildeter Lagerung

Die möglichen Kombinationen der Schwungscheiben sind in Abbildung 5.5 und in der Tabelle 5.4 dargestellt.

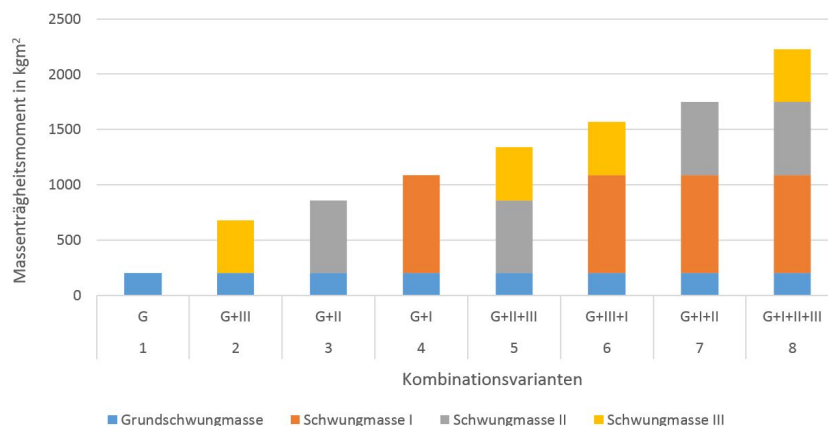


Abbildung 5.5: Mögliche Kombinationsvarianten der drei mechanischen Schwungmassen

Schwungmassenkonfiguration	Schwungmasse
Grundschwungmasse G (inkl. aller rotierenden Teile, ohne Prüfling)	200 kgm <sup>2</sup>
Schaltbare Schwungmasse I	888 kgm <sup>2</sup>
Schaltbare Schwungmasse II	660 kgm <sup>2</sup>
Schaltbare Schwungmasse III	480 kgm <sup>2</sup>
Maximale Schwungmasse	2228 kgm <sup>2</sup>
Mögliche Kombinationen:	
G	200 kgm <sup>2</sup>
G+III	680 kgm <sup>2</sup>
G+II	860 kgm <sup>2</sup>
G+I	1088 kgm <sup>2</sup>
G+II+III	1340 kgm <sup>2</sup>
G+III+I	1568 kgm <sup>2</sup>
G+II+I	1750 kgm <sup>2</sup>
G+I+II+III	2228 kgm <sup>2</sup>

Tabelle 5.4: Technische Daten des Schwungmassensatzes

### **Schaltung der Schwungmassen:**

Bezüglich der Schaltung gibt es mehrere Varianten:

1. Bei der konstruktiv einfachsten Ausführung sind die Schwungscheiben auf der Welle gelagert und werden über Schraubenverbindungen mit der Welle verbunden. Diese Schrauben müssen aber bei jeder Adaptierung der abzubremsenden Masse gelöst bzw. angezogen werden. Aus Erfahrungswerten der Firma ZF ist bekannt, dass dieser Vorgang oft 20 Minuten dauern kann.
2. Bei kleineren Automobilprüfständen sind die Schwungscheiben auf der Welle gelagert und manuell axial verschiebbar. In einer Position können sie frei drehen, in der anderen Position werden sie über eine Verzahnung formschlüssig mit der Welle verbunden.
3. Bei Schwungmassen dieser Größe, wie sie am angegebenen Prüfstand verwendet werden, kann die Lagerung und das Verschieben per Hand schon eine große Herausforderung darstellen. Aus diesem Grund wurde ein Losrad-Konzept mit Kupplung entwickelt. Die Schwungscheibe ist auf Wälzlager auf der Welle gelagert und im ausgekoppelten Zustand frei drehbar. Mit Hilfe einer verzahnten Schiebemuffe kann die formschlüssige Verbindung zwischen Welle und Schwungscheibe hergestellt werden. Zusätzlich wurde die manuelle Schaltung durch eine automatische Schaltung ersetzt.
4. Das Losrad-Konzept mit Schiebemuffe wurde durch eine Änderung der Lagerung noch weiter entwickelt. In der finalen Konzeptvariante wird jede Schwungscheibe eigens gelagert. Dadurch wird die Antriebswelle nicht auf Biegung belastet und kann somit dünner ausgeführt werden. Dies hat wiederum zur Folge, dass durch den geringeren Wellendurchmesser auch kleinere Lager verbaut werden können, was den Betrieb bei höheren Drehzahlen erleichtert. Dabei handelt es sich um eine komplexere und somit teurere Konstruktion, die aber auch in Hinblick auf die Verwendung von zwei Prüfkammern durchaus Sinn macht. Schließlich sind in den beiden Prüfkammern meist zwei verschieden große Massen abzubremsen und somit ein schnelles Umschalten der mechanischen Massen essenziell.

### **Ventilationsverluste der Schwungscheiben:**

Um eine erste Leistungsabschätzung durchführen zu können, wurden auch die Ventilationsverluste der Schwungscheiben berücksichtigt. Bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten sind die Ventilationsverluste von untergeordneter Bedeutung. Ab 80 m/s - 100 m/s können die Reibungsverluste aber Größenwerte annehmen, die zu berücksichtigen sind. Bei einer Drehzahl des Antriebsstranges von 3000 rpm und einem Durchmesser der größten Schwungmasse von 1,4 m ergibt sich eine Umfangsgeschwindigkeit von 219,9 m/s. Dies bedeutet, dass die Ventilationsverluste der Schwungscheiben durchaus in die Berechnung miteinbezogen werden sollten.

Die Berechnung erfolgte nach einer Überschlags-Formel und liefert die Verlustleistung in Watt. [22]

$$P_V = 0,37 \cdot D^5 \cdot (n/100)^3 \cdot (1 + 5 \cdot B/D)$$

Dabei ist  $D$  der Durchmesser der Scheibe,  $B$  die Breite und  $n$  die Drehzahl. Die Ergebnisse für die drei Schwungscheiben sind im folgenden Diagramm dargestellt. Die Schwungscheibe 1 (SM1) hat dabei einen Durchmesser von 1,4 m, Schwungscheibe 2 (SM2) von 1,3 m und Schwungscheibe 3 (SM3) von 1,2 m. Hier ist klar ersichtlich, dass die Größe der Schwungmasse einen maßgeblichen Anteil an der aufzubringenden Motorleistung hat.

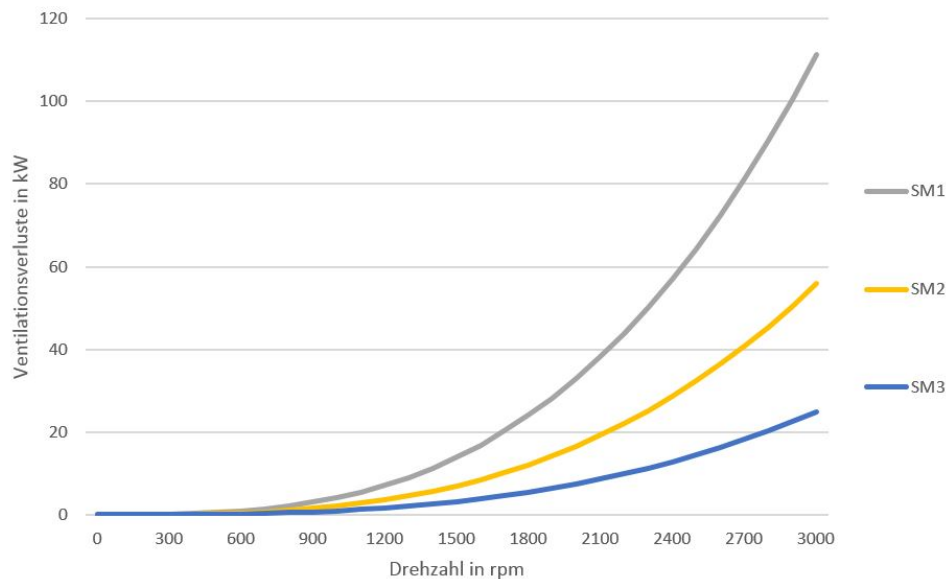


Abbildung 5.6: Ventilationsverluste der Schwungmassen, abhängig von der Drehzahl

In diesem Zusammenhang wurden auch die Ventilationsverluste einer Standard-Bremsscheibe eines Schienenfahrzeuges betrachtet. In der Abbildung 5.7 sind die Ventilationsverluste von drei Bremsscheiben über der Drehzahl bzw. der Geschwindigkeit aufgetragen. Die Darstellung stammt von Faiveley und zeigt, dass der Einfluss der Ventilationsverluste durch die Bremsscheibe im Vergleich zur Gesamtleistung des Prüfstandes vernachlässigt werden kann.

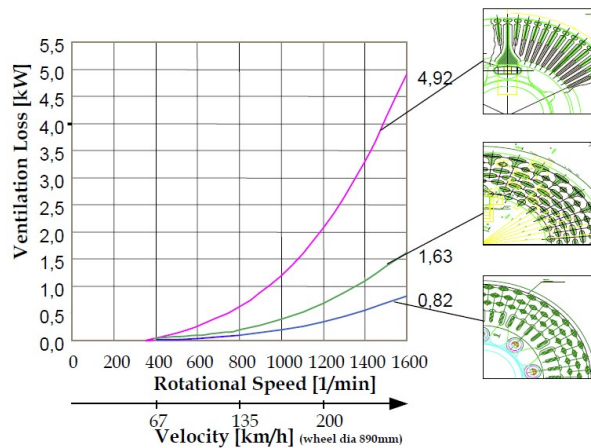


Abbildung 5.7: Ventilationsverluste der Bremsscheiben, abhängig von der Drehzahl [30]

## 5.7 Prüfkammer

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels in Abbildung 5.1 zu sehen, verfügt der Komponentenprüfstand über zwei Prüfkammern mit unterschiedlicher Größe.

- **Prüfkammer 1: (Kleine Prüfkammer)**

Größe der Prüfkammer:  $L \times B \times H = 2,4 \text{ m} \times 3,4 \text{ m} \times 2,7 \text{ m}$

Dabei handelt es sich um die kleinere Prüfstation, die vor allem für die klassischen Versuche während der Entwicklung von Reibbelägen verwendet wird.

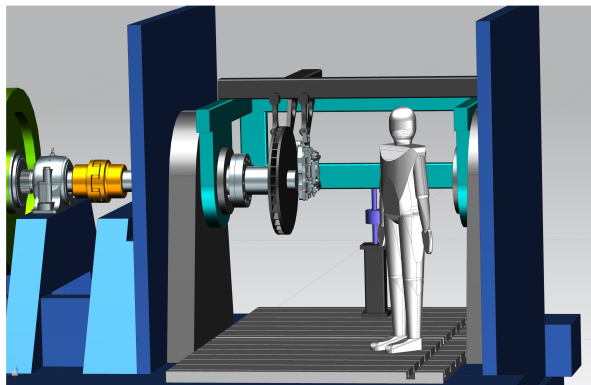


Abbildung 5.8: Kleine Prüfkammer mit montierter Scheibenbremse

- **Prüfkammer 2: (Große Prüfkammer)**

Größe der Prüfkammer:  $L \times B \times H = 3,4 \text{ m} \times 4 \text{ m} \times 2,7 \text{ m}$

Es hat sich bei der Konzeptrecherche herausgestellt, dass der zur Verfügung stehende Prüfraum bei den meisten Prüfständen sehr klein ausgeführt ist. Darüber

hinaus sind die Aufspannmöglichkeiten meist begrenzt. Im hier vorgestellten Prüfstand soll eine der Prüfkammern größer ausgeführt werden und die Möglichkeit bieten, Prüflinge und original Anbauteile flexibel aufspannen zu können. Dadurch soll es möglich sein, ähnlich dem im Automobil-Prüfbereich bekannten Viertel-Fahrzeug, auch Bremssysteme mit Konsolen zu prüfen. Die Prüfkammer ist sowohl in radialer, als auch in axialer Richtung größer ausgeführt und bietet somit Platz, um selbst komplette Radsätze mit Radsatzlager aufnehmen zu können. Ein Beispiel dafür ist in der Abbildung 5.9 zu sehen. Dadurch kann z.B. das Schwingungsverhalten von Konsolen und Bremsaufhängungen getestet werden.

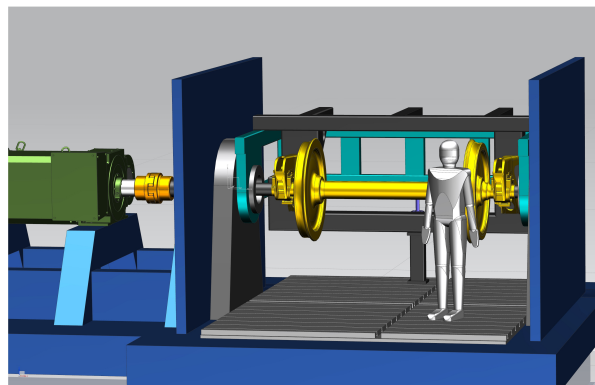


Abbildung 5.9: Große Prüfkammer mit kompletter Radsatzwelle

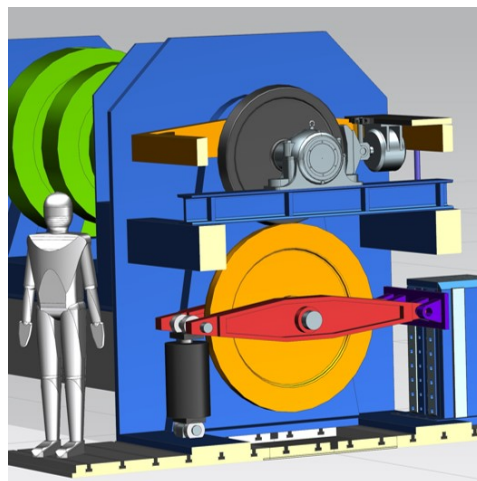


Abbildung 5.10: Große Prüfkammer mit passiver Rolle

Bereits in vorhergehenden Kapiteln wurde erläutert, dass das Zusammenwirken aus der Anpresskraft der Klotzbremse und der Aufstandskraft im Kontaktpunkt

zwischen Rad und Schiene von besonderem Interesse ist. Aus diesem Grund ist es in der großen Prüfstandskammer auch möglich eine passive Rolle zu installieren. Diese wird über einen Hebel von einem Hydraulikzylinder an die Lauffläche gepresst. (Siehe Abbildung 5.10) Durch die konstruktive Anordnung von Schwungmassen und Elektromotor kann in der großen Prüfkammer nicht das volle Bremsmoment von 40 kNm gefahren werden. Die Antriebswelle des Elektromotors ist nicht auf dieses Drehmoment ausgelegt und so kann die volle Energie des Schwungmassensatzes nicht übertragen werden.

Beide Prüfkammern verfügen über eine in Längsrichtung verschiebbare Schutzabdeckung aus Stahlblech.

Am Boden der Prüfkammern ist ein Aufspannfeld vorgesehen, das dank T-Nutausführung mit Nennmaß 28 mm sowie einem Nutabstand von 250 mm ausreichend Möglichkeiten für eine variable Anbindung der möglichen Aufbauten mit dem Grundrahmen bietet.

## 5.8 Prüfrahmen

### Aufbau und Funktion:

Der Prüfrahmen dient zur Befestigung des jeweiligen Bremssystems. Es können je nach Anforderung Bremszangen für die Scheibenbremse bzw. die Betätigungseinrichtung für Klotzbremsen installiert werden.

Außerdem verfügt der Prüfstand über eine Universalbremszange zur Betätigung von Scheibenbremsen bzw. Radbrems scheiben. Diese findet Anwendung, wenn nicht ein gesamtes Bremssystem getestet werden soll, sondern nur die Bremsbeläge.

Die Prüfrahmen in beiden Kammern sind pendelnd gelagert und über eine Kraftmessdose abgestützt. So kann das Bremsmoment gemessen und das Reibmoment berechnet werden.

### Eigenfrequenzanalyse:

Wenn bei der Prüfung eines Bremssystems die Drehzahl in den Bereich der Eigenfrequenz des Prüfrahmens kommt, würde dies die Messung des Bremsmomentes verfälschen. Um dies zu verhindern, wurde eine Eigenfrequenzanalyse der beiden Prüfrahmen durchgeführt. Die jeweiligen Ergebnisse sind in den folgenden Abbildungen dargestellt.

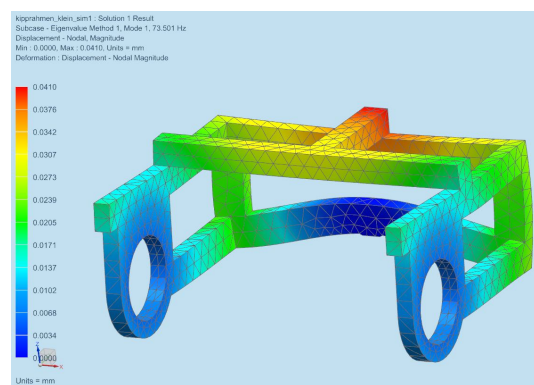


Abbildung 5.11: Erste Eigenfrequenz des kleinen Rahmens bei 55 Hz.

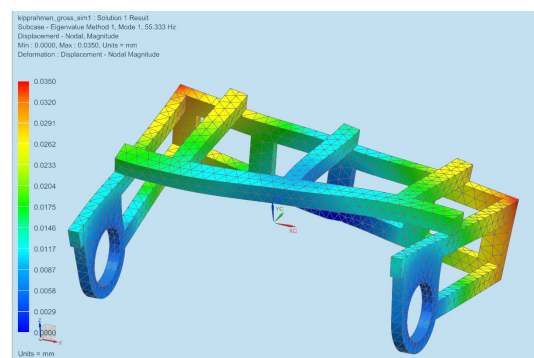


Abbildung 5.12: Erste Eigenfrequenz des großen Rahmens bei 73 Hz.



Durch die verschiedensten Aufbauten verändert sich jedes Mal das Schwingungsverhalten der Prüfrahen, weshalb bei jeder bevorstehenden Prüfung eine Untersuchung der auftretenden Eigenfrequenz nötig sein wird. Danach ist es auch möglich den Rahmen zu verstimmen, indem versteifende Elemente hinzugefügt oder entfernt werden.

Bei der durchgeführten Modalanalyse wurde eine Eigenfrequenz des kleinen Rahmens von 55 Hz (entspricht 3300 rpm) bzw. des großen Rahmens von 73 Hz (entspricht 4380 rpm) festgestellt. Die Eigenfrequenz wird somit bei einer maximalen Drehzahl des Prüfstandes von 3000 rpm (entspricht 50 Hz) nicht erreicht. Allerdings liegen die Frequenzen der auftretenden Schwingungseffekte beim Bremsen bedeutend höher. Diese können immer einen Einfluss auf die Messung bewirken. So liegen die üblichen Frequenzen für „Bremsenquietschen“ bei 0,1 Hz - 15 kHz und „Bremsenrubbeln“ bei 1 Hz - 100 Hz.

### **Bremsenquietschen:**

Hochfrequente Schwingung, bei der die Scheibe zum Beispiel durch den Stick-Slip-Effekt in Eigenschwingung versetzt wird. Dabei wird die gleichmäßige Gleitbewegung der Reibpartner durch kurzzeitiges „Festkleben“ unterbrochen. [40]

### **Bremsenrubbeln:**

Niederfrequente Schwingung, die durch eine periodische Schwankung des Bremsmomentes entsteht. Die Ursache dafür ist entweder eine unterschiedliche, fertigungsbedingte Dicke der Bremscheibe über den Umfang (Kaltrubbeln) oder die Bildung von Hotspots (Hitze-Zonen) während der Bremsung. [44]

## **5.9 Prüfling**

Am Prüfstand können allgemein Klotzbremsen, Scheibenbremsen und Radscheibenbremsen montiert werden. Es gibt allerdings zwei verschiedene Möglichkeiten zur Lagerung des Prüflings.

- **Auskragende Lagerung**

Der Prüfling wird über eine Flanschverbindung an den Wellenstrang angekoppelt. Diese Montage geht sehr schnell und verkürzt somit die Brutto-Prüfzeit. Allerdings führt dieser konstruktive Aufbau bei hohen Geschwindigkeiten bzw. zu hohen Bremsmomenten zu einer unzulässigen Schrägstellung des Prüflings. Außerdem kann es bei der Prüfung von Klotzbremsen zu einer sehr hohen radialen Belastung der Lagerung kommen. Aus diesen Gründen soll in der Prüfkammer die Möglichkeit einer Gegenlagerung vorgesehen werden.

- **Mit Gegenlager**

Durch das zweite Lager kann die Schrägstellung der Bremscheibe wesentlich ver-

mindert und die Lagerbelastung reduziert werden. Allerdings ist der Zeitbedarf für den Ein- und Ausbau des Prüflings bedeutend größer.

## 5.10 Prüfstandswelle

Für die Prüfstandswelle wurde für eine erste Abschätzung eine Überschlagsberechnung des erforderlichen Querschnittes durchgeführt. Die Berechnung für eine Vollwelle folgt folgender Formel:

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot \tau_{t-zul}}}$$

Für das maximale Torsionsmoment  $T_{max}$  wird das maximal mögliche Bremsmoment  $M_B = 40\,000\text{ Nm}$  eingesetzt. Für den sehr konservativen Ansatz wird der Sicherheitsfaktor für Biege- und Torsionsbelastung  $S_{kD} = 15$  angegeben.

$$\tau_{t-zul} = \frac{\tau_{t-Sch}}{S_D}$$

Die Scherspannung des Werkstoffes 34CrMo4 beträgt  $\tau_{t-Sch} = 360\text{ N/mm}^2$ . Die Berechnung ergibt einen erforderlichen Wellendurchmesser  $d_{erf} = 200\text{ mm}$ . [26]

## 5.11 Notbremseinrichtung

Jeder Komponentenprüfstand verfügt über eine Notbremse. Diese besteht aus zwei Bremszangen, die simultan auf eine Bremsscheibe wirken. Es handelt sich bei diesen Bremszangen um den Typ HW 075 FHM von RINGSPANN, einem federbetätigten und hydraulisch vorgespannten Bremsattel. Dieser schließt auch bei Unterbrechung der Stromversorgung automatisch und bringt die Prüfstandswelle zum Stillstand.

## 5.12 Nasstesteinrichtung

Um die Bremsscheiben nach UIC-Norm prüfen zu können, ist eine Nasstesteinrichtung zum Besprühen des Prüflings nötig. Dazu wird diese an das bauseitige Brauchwassernetz angeschlossen.

Laut UIC-Kodex ist keine Wasserpumpe nötig, sondern lediglich ein überhöht positionierter Wasserbehälter und Überlauf. Eine mögliche Anordnung ist im Kapitel über die Prüfstandsanforderungen bereits erklärt und in Abbildung 2.3 dargestellt worden. Außerdem ist ein Regulierventil mit Durchflussmesser vorzusehen. Für die Abfuhr des Wassers ist ein Sammelbehälter und ein Abfluss vorgesehen. Bezüglich Düsenkörper sind unterschiedliche Varianten für Bremsscheiben- und Klotzbremssenprüfung nötig. Die Wassertemperatur hat laut UIC-Norm zwischen  $10^\circ\text{C}$  und  $15^\circ\text{C}$  zu betragen.

## 5.13 Pneumatik

### Druckluftsystem bei Schienenfahrzeugen

Da sowohl am Komponentenprüfstand als auch am Rollenprüfstand die Bremsen pneumatisch betätigt werden, wird nun ein kurzer Überblick über die in der Schienenfahrzeugtechnik verwendeten Pneumatik-Systeme gegeben. Bei einer Druckluftbremse wird die geforderte Bremskraft durch komprimierte Luft aus einem Bremszylinder erzeugt. Dieses System hat historisch gesehen schon eine sehr lange Tradition und ist dementsprechend ausgereift und extrem ausfallsicher. Es wird dabei zwischen „direkten Bremsen“ und „indirekten Bremsen“ unterschieden.

**Direkte Bremse:** Ein Kompressor erzeugt Druckluft von 10 bar und speichert diese im Hauptluftbehälter. Soll gebremst werden, wird dieser Befehl am Führerbremsventil gegeben und der Hauptluftbehälter mit dem Bremszylinder verbunden. Der Zug wird gebremst. Zum Lösen der Bremse werden Leitungen und Bremszylinder auf Umgebungsdruck entlüftet. Der gleiche Effekt tritt allerdings auch auf, wenn ein Waggon und somit die Luftleitung abgetrennt wird. Dann ist auch der Speicher nicht mehr befüllbar und der Zug kann nicht mehr zum Stillstand gebracht werden. Daher wird dieses Bremskonzept nur mehr als Zusatzbremse bei Triebfahrzeugen verwendet.

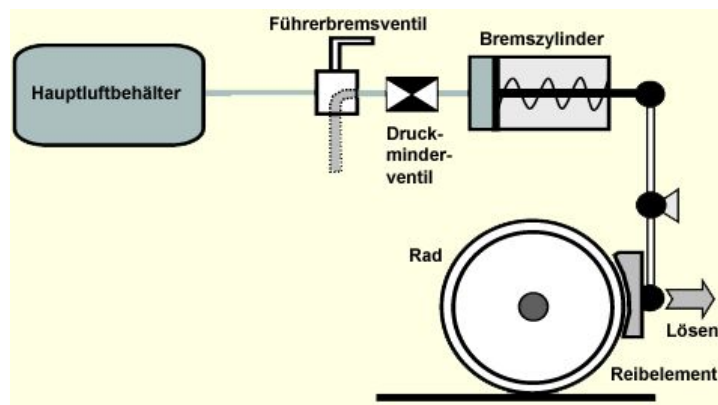


Abbildung 5.13: Direkte Bremse [2]

**Indirekte Bremse:** Bei gelöster Bremse wird im Hauptluftbehälter ein konstanter Druck von 5 bar gehalten. Ein Vorratsluftbehälter (Hilfsluftbehälter) wird über ein Steuerventil über die Hauptluftleitung gefüllt. Soll nun gebremst werden, wird der Luftdruck in der Hauptluftleitung abgesenkt und das Steuerventil lenkt den Luftstrom vom Vorratsbehälter in den Bremszylinder. Soll die Bremse wieder gelöst werden, wird der Druck in der Hauptleitung wieder aufgebaut und der Vorratsluftbehälter wieder gefüllt. Kommt es zu einer Zugtrennung, werden die Bremsen automatisch aktiviert. Dieses System hat sich wegen der hohen Sicherheit weltweit behauptet. [18]

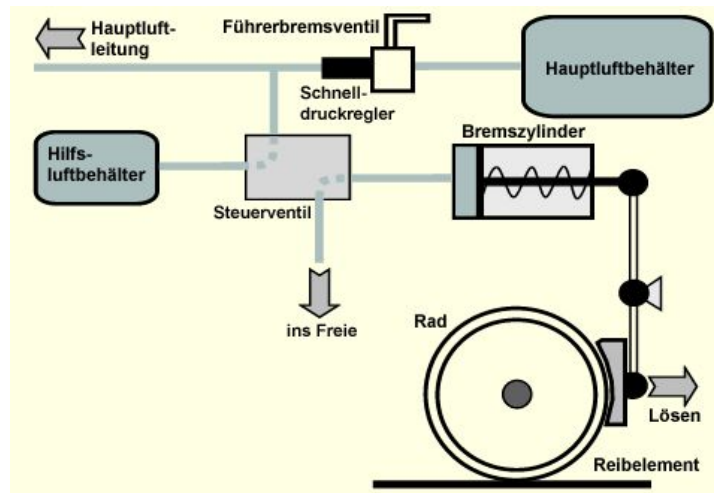


Abbildung 5.14: Indirekte Bremse [2]

Am Prüfstand wird man auf das Steuerventil verzichten und den Pneumatik-Zylinder direkt ansteuern. Dafür ist die Erzeugung von Druckluft nötig.

**Druckluftbeschaffung:** Diese gliedert sich in die Druckluftherzeugung und die Druckluftaufbereitung. Zuerst erzeugt ein Kompressor Druckluft mit 8,5 bar bis 10 bar und speichert diese im Hauptluftbehälter. Es werden in Schienenfahrzeugen entweder Kolbenkompressoren oder Schraubenkompressoren verwendet. Den zweiten Teil bildet die Luftaufbereitung mit dem Ziel, eine geforderte Luftqualität zu erhalten. Diese Elemente sind auch für den Prüfstands Betrieb notwendig. Dazu gehören:

- Ölabscheider: Filtert die Ölpartikel aus der Druckluft, die vom Kompressor kommt.
- Lufttrocknung: Beim Komprimieren der Luft kann es zum Auskondensieren von Wasserdampf kommen. Die erhöhte Luftfeuchtigkeit muss dann mit der Lufttrocknungsanlage reduziert werden. Ein Bestandteil dieser Anlage ist das Entwässerungsventil.
- Kondensatsammelanlage: Aus Umweltschutzgründen wird das Kondensat gesammelt und im Rahmen von Wartungsarbeiten umweltgerecht entsorgt.
- Ölfeinstfilter: Hier werden zwischen Lufttrockner und Hauptluftbehälter auch noch die verbleibenden Mikrotropfen gefiltert.
- Sicherheitsventil: Dienen zum Schutz der Druckluftanlage und entlassen im Notfall die Druckluft an die Umgebung.

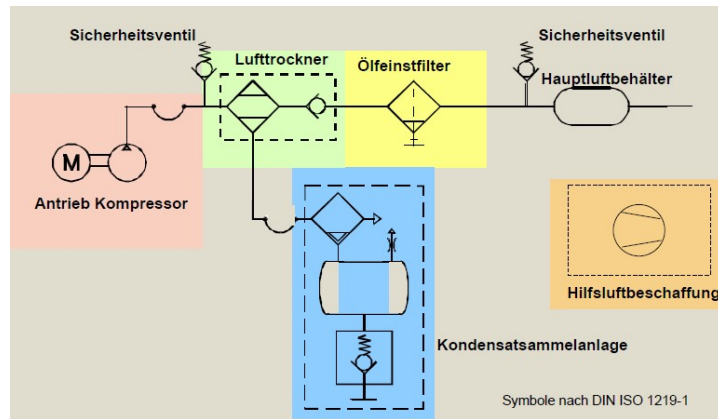


Abbildung 5.15: Druckluftherzeugung [18]

Für die Betätigung der Prüfbremsen ist eine pneumatische Bremsdruckregelung nötig.

## 5.14 Zu- und Abluft

Die Belüftungsanlage soll den Kühleffekt durch den Fahrtwind simulieren und so die in Wärme umgewandelte Bremsenergie abführen. Dazu ist ein Zu- und Abluftgebläse mit Staubfilter erforderlich.

Für die Abfuhr einer Wärmeleistung von bis zu einem Megawatt ist ein Zuluftvolumenstrom von  $15\,000\text{ m}^3/\text{h}$  und ein Abluftvolumenstrom von  $16\,000\text{ m}^3/\text{h}$  nötig. Durch die Differenz ergibt sich ein Unterdruck in der Prüfkammer, der das ungewollte Ausdringen von Bremsstaub aus dem Prüfstand verhindern soll. Mit diesen Zahlen stehen natürlich auch die nötigen Kanalquerschnitte in Verbindung. Somit wird auch die Dimensionierung und Einplanung der eigentlich konventionellen Belüftungsanlage zu einem nicht zu unterschätzenden Kosten- und Raumfaktor.

In der folgenden Abbildung 5.16 ist ein erster Entwurf der Lüftungsanlage abgebildet. Dieser soll den nötigen Raumbedarf der Anlage verdeutlichen.

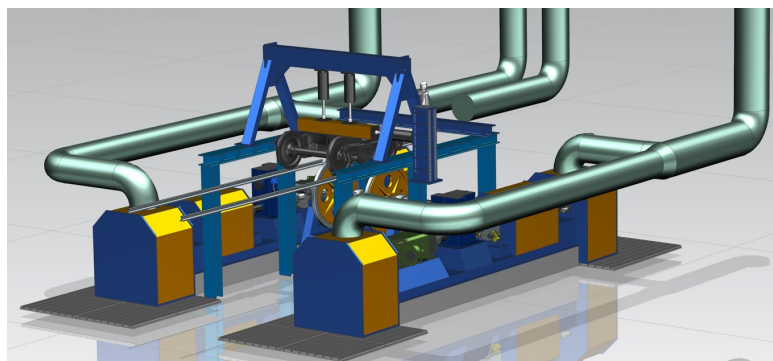


Abbildung 5.16: Lüftungsanlage für den gesamten Prüfstand

## 5.15 Berechnung der Kräfte und Momente

Bei der Berechnung der Kräfte und Momente am Komponentenprüfstand werden die Bezeichnungen verwendet, die bereits in Kapitel 1 definiert wurden.

### Klotzbremse

Am Prüfstand wird im Gegensatz zu den meisten Anwendungen in der Realität nur ein Bremsklotz verwendet. Dadurch lassen sich die eventuell beobachteten Effekte auf den einen Bremsbelag zurückführen.

Im Grundlagen-Kapitel wurde die reale Klotzbremse betrachtet. Dabei wirkt über den Kontaktpunkt zur Schiene die Gegenkraft zur Reibkraft der Klotzbremse.

Am Prüfstand wirkt das Bremsmoment auf den Wellenstrang zum Antriebsmotor und den Schwungscheiben. Dieses Reaktionsmoment wird als  $M_B$  bezeichnet.

Dieses Bremsmoment ergibt sich aus der Anpresskraft des Bremsklotzes  $F_K$  am Rad, dem Reibwert  $\mu_{Klotz-Rad}$  und dem Reibradius  $r_{reib}$ . Im Fall der Klotzbremse gilt, dass der Radius des Rades gleich dem Reibradius der Klotzbremse ist, d.h.:  $r_{rad} = r_{reib}$ .

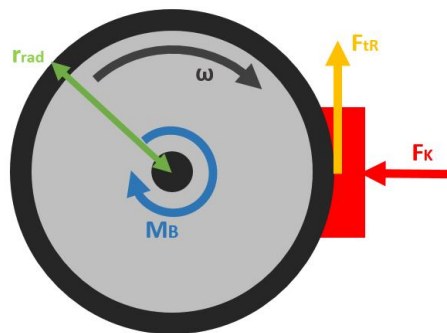


Abbildung 5.17: Freischnitt der Klotzbremse

Der Reibungskoeffizient  $\mu$  ist abhängig von der Beschaffenheit der Oberfläche und somit zeitveränderlich im Verlauf des Bremsvorganges.

$$M_B = F_{tR} \cdot r_{rad}$$

Nach Coulomb gilt:

$$F_{tr} = \mu_{Klotz-Rad} \cdot F_K$$

Das resultierende Bremsmoment ergibt sich zu:

$$M_B = \mu_{Klotz-Rad} \cdot F_K \cdot r_{rad}$$

Es ist außerdem darauf zu achten, dass die Lagerung des Prüfstandes die hohe Radialkraft aufnehmen muss, die  $F_K$  bewirkt.

## Scheibenbremse

Die Definition der Parameter ist der folgenden Abbildung zu entnehmen. Der Reibradius  $r_{reib}$  entspricht in diesem Fall nicht mehr dem  $r_{rad}$ , sondern hängt vom Durchmesser der Bremsscheibe  $d_{BS}$  ab.

Nach Coulomb ergibt sich dabei das resultierende Bremsmoment zu:

$$F_{tr} = \mu_{BS} \cdot F_K$$

$$M_B = 2 \cdot \mu_{BS} \cdot F_K / 2 \cdot r_{reib}$$

$$M_B = \mu_{BS} \cdot F_K \cdot r_{reib}$$

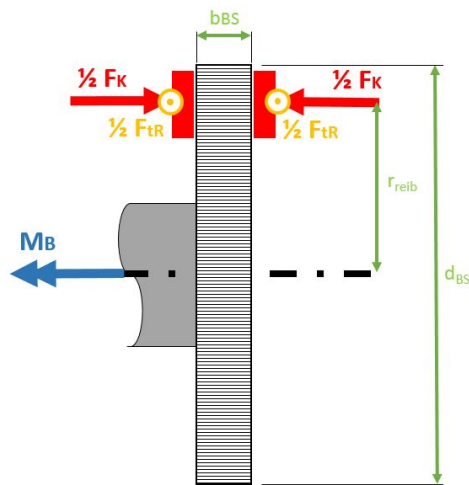


Abbildung 5.18: Freischnitt der Scheibenbremse

# Kapitel 6

## Detailbetrachtung des Rollenprüfstandes

Nachdem der Komponentenprüfstand im Detail betrachtet wurde, kann nun auf den Rollenprüfstand eingegangen werden. Dazu zählen als Hauptbestandteile der Schienenrollensatz, der Portalrahmen und die Hydraulik.

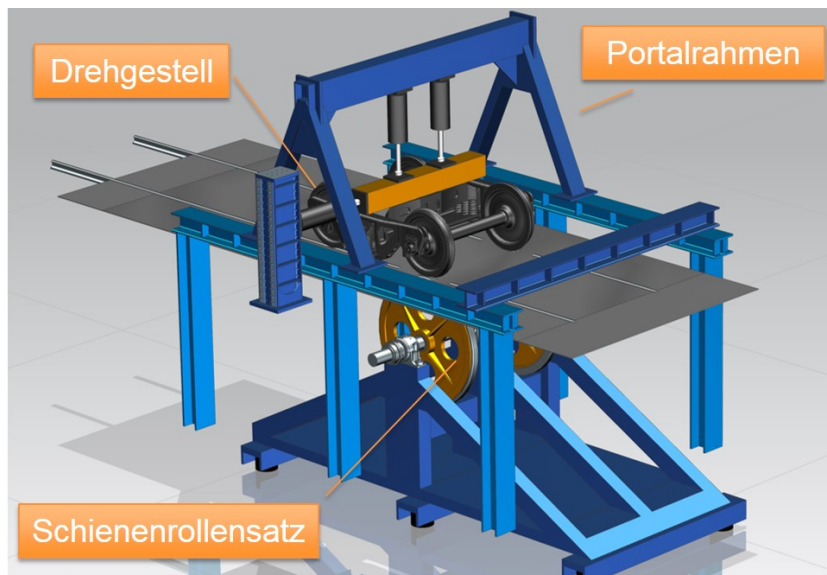


Abbildung 6.1: Rollenprüfstand

### **Aufbau und Funktionsweise**

In Abbildung 6.2 ist der Prüfaufbau übersichtlich dargestellt. Auch die wichtigsten Prüfstandseigenschaften sind darin bereits erkennbar.

Die Welle des Rollenprüfstandes wird über die beiden E-Maschinen der Komponentenprüfstände angetrieben. Auch die beiden Schwungmassensätze können so genutzt werden, wodurch sich die doppelte Leistungsfähigkeit des Prüfaufbaus ergibt. Diese wird durch Verluste im Getriebe und in den Wellenlagerungen, sowie durch Ventilationsverluste der rotierenden Massen reduziert.



Die maximale Prüfstandsrehzahl zu Beginn der Bremsung beträgt 3000 rpm. Wenn nun ein Getriebe mit einer Gesamtübersetzung  $i_{ges} = 2$  eingebaut wird, ergibt sich auf der Welle der Schienenrollen eine Drehzahl von 1500 rpm.

Die Schienenrollen haben einen Durchmesser von  $d_{schiene} = 2$  m. Für die Radscheiben des Schienenfahrzeuges wird von einem mittleren Durchmesser von  $r_{rad} = 1$  m ausgegangen. Dies ergibt an der Radsatzwelle wieder die gleichen Drehzahl- und Momentenverhältnisse, wie am Komponentenprüfstand.

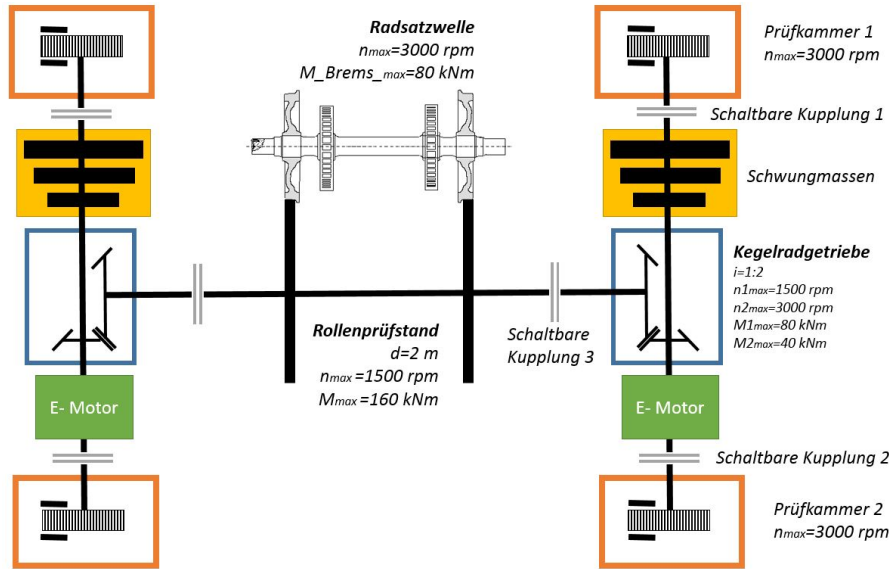


Abbildung 6.2: Die Abbildung zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstandes mit zwei Komponentenprüfständen, die über zwei Kegelradgetriebe mit den Schienenrollen verbunden sind.

Raddurchmesser	430 mm - 1 250 mm
Leistung (Antriebsmotor)	ca. 2 MW
Max. Drehzahl am Schienenrad	1500 rpm
Max. Drehmoment am Schienenrad	80000 Nm
Drehrichtung	2
Max. Bremsdruck (pneumatisch)	10 bar
Äußere Abmessungen der Prüfkammer (LxBxH)	13 m x 6 m x 7 m

Tabelle 6.1: Technische Daten des Prüfstandes

**Stufenweiser Ausbau:** Das beschriebene Konzept bietet die Möglichkeit des Aufbaus in Ausbaustufen. So könnte mit einem Komponentenprüfstand begonnen werden. Danach folgt die Erweiterung auf den Rollenprüfstand. Nach einer Testphase können die gewonnenen Erfahrungswerte in den zweiten Komponentenprüfstand einfließen.

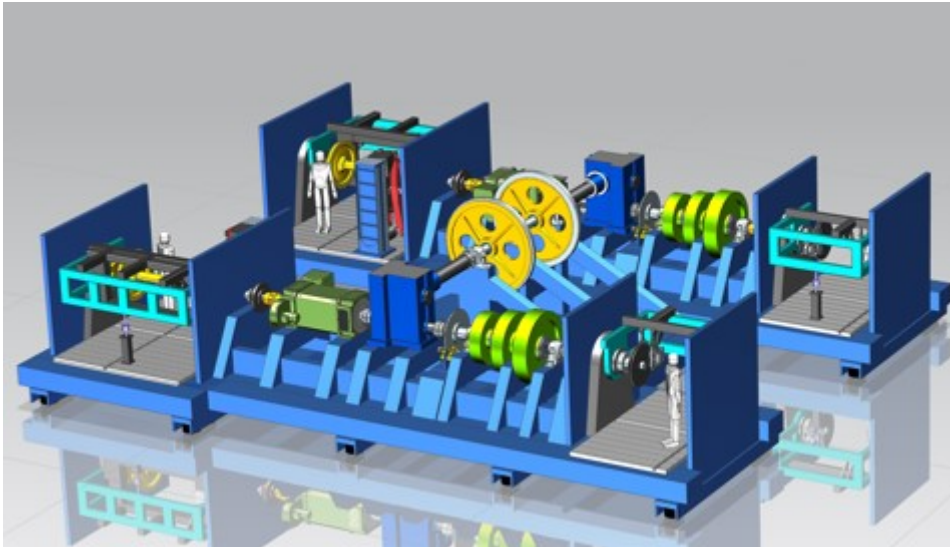


Abbildung 6.3: Unterbau des Rollenprüfstandes

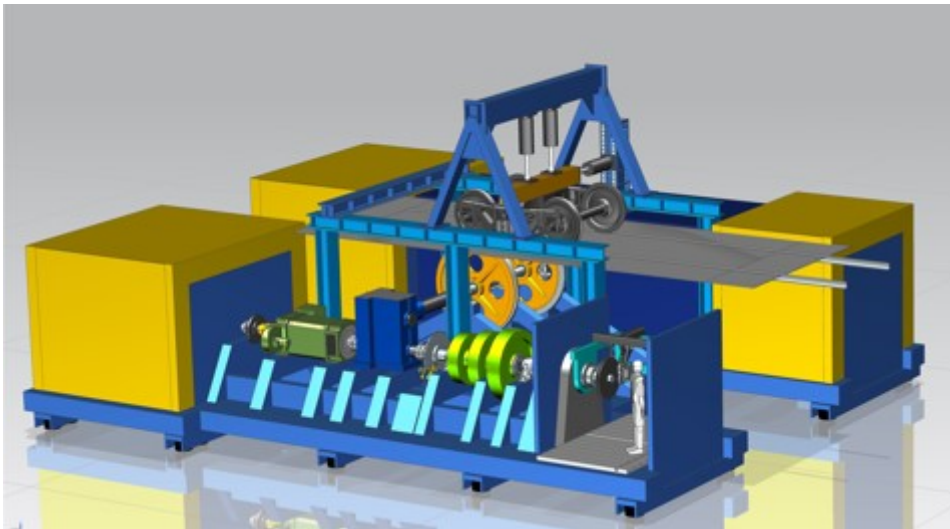


Abbildung 6.4: Rollenprüfstand

## 6.1 Getriebe

Nach der Festlegung auf das Prüfstandskonzept unter Verwendung eines Getriebes stellt sich die Frage nach der Art und Bauform. Um einen platzsparenden und kompakten Gesamtaufbau zu erreichen, war die Ausführungsvariante als Kegelradgetriebe naheliegend.

Da jedes Zahnrad, das im Getriebe im Eingriff ist, einen Widerstand und somit einen Leistungsverlust bedeutet, soll der rollenseitige Teil des Prüfstandes auskuppelbar sein. Bei einem reinen Winkelgetriebe ist die Einstellung der Flanken eine sehr heikle Angelegenheit und muss mit größter Sorgfalt und Präzision erfolgen, um das gewünschte Flankenspiel zu erreichen. Somit war die Idee, eines der Kegelräder schaltbar auszuführen, nicht zielführend.

Deshalb wurde das Getriebe als Kombination aus Kegelrad- und Stirnradgetriebe ausgeführt, wobei die Stirnradstufe schaltbar ist. Dadurch kann der Komponentenprüfstand ohne Einwirkung des Getriebes betrieben werden.

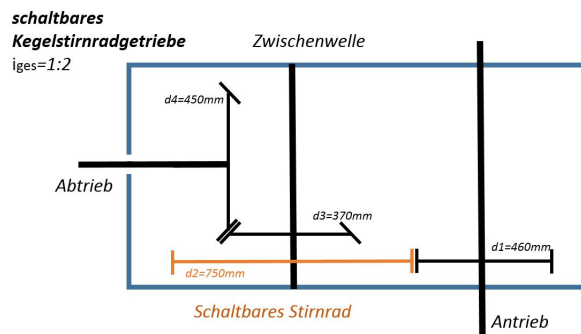


Abbildung 6.5: Zweistufiges Kegelstirnradgetriebe, wobei die Stirnradstufe schaltbar ausgeführt wird.

Nach detaillierter Betrachtung der Gesamtkonstruktion wurde klar, dass es bei Anordnung der Antriebswelle und Gleisrollenwelle in einer horizontalen Ebene zu Platzproblemen bezüglich der Raumhöhe kommen könnte. Um dies zu vermeiden, wurde die Getriebestufe auch genutzt, um in vertikale Richtung mehr Platz für den Komponentenprüfstand zu schaffen. Ansonsten würde der obere Aufbau des Rollenprüfstand diesen sehr limitieren (Siehe Abbildung 6.4).

Für den gesamten Prüfstand werden zwei Kegelradgetriebe mit einer Übersetzung  $i_{ges}=2$  und eingebauter Ölumlaufschmierung konzipiert.

Übersetzung	1:2
Max. Leistung	ca. 1 MW
Max. Eingangsdrehzahl	3000 rpm
Max. Eingangsdrehmoment	40000 Nm
Wirkungsgrad	94% - 98%

Tabelle 6.2: Technische Daten des Getriebes

Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Getriebes bei einer maximalen Bremsleistung von 1 MW ist in der Abbildung 6.6 zu sehen. Die maximale Belastung des Getriebes tritt während der Bremsphase und nicht während der Beschleunigungsphase auf.

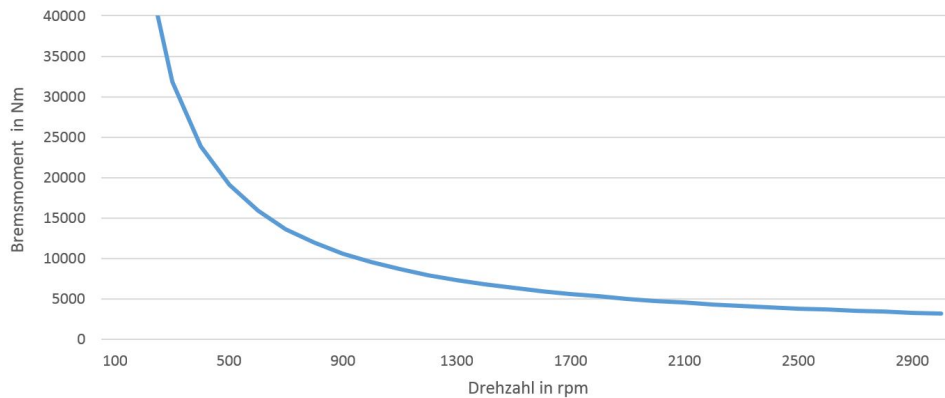


Abbildung 6.6: Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie bei einer maximalen Bremsleistung von 1 MW

Bei der Bremsung und auch beim Beschleunigen der Schienenrollen bildet die Welle des Rollenprüfstandes den Abtrieb und die Welle des Elektromotors und der Schwungmasse den Antrieb. Das Übersetzungsverhältnis  $i$  ist definiert als:

$$i = \frac{d_{\text{Abtrieb}}}{d_{\text{Antrieb}}} = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = \frac{M_{\text{Abtrieb}}}{M_{\text{Antrieb}}}$$

Das Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Rolle  $i_{MR}$  ergibt sich somit zu:

$$i_{MR} = \frac{d_{\text{Rolle}}}{d_{\text{Motor}}} = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Rolle}}} = \frac{M_{\text{Rolle}}}{M_{\text{Motor}}}$$

Dies bedeutet mit eingesetztem maximalen Bremsmoment bzw. der maximalen Drehzahl.

$$i_{MR} = \frac{3000 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}} = \frac{80 \text{ kNm}}{40 \text{ kNm}}$$

Das gesamte Übersetzungsverhältnis wird dabei aufgeteilt auf die Stirnradstufe mit  $i_S$  und die Kegelradstufe  $i_K$ .

$$i_S = \frac{d_2}{d_1} = \frac{750 \text{ mm}}{460 \text{ mm}} = 1,63$$

$$i_K = \frac{d_3}{d_1} = \frac{450 \text{ mm}}{370 \text{ mm}} = 1,22$$

Multipliziert ergeben diese beiden Einzelstufen das geforderte Gesamtübersetzungsverhältnis  $i_{MR}$ .

$$i_{MR} = i_S \cdot i_K = 2$$

Da das Übersetzungsverhältnis betragsmäßig größer 1 ist, spricht man von einer Unter-  
setzung bzw. einer Übersetzung ins Langsame. Die Antriebsdrehzahl ist dabei größer als  
die Abtriebsdrehzahl.

### Getriebe-Betriebsarten

Am Prüfstand werden vier Betriebsarten unterschieden, die zu unterschiedlichen Belas-  
tungsrichtungen des Getriebes führen.

1. **Beschleunigung:** Die Beschleunigung des Prüfstandes passiert entweder über den  
Prüfstandsmotor oder den Fahrmotor im Drehgestell des Schienenfahrzeuges.
  - a) Der Fahrmotor des Schienenfahrzeuges beschleunigt die Schwungmassen, die  
Schienenrollen und auch die Massenträgheit des Prüfstandmotors auf die ge-  
forderte Drehzahl.  
Zu Beginn der Bremsung kommt es zu einem Wechsel der Zahnradflanken  
im Getriebe. Dieser Lastfall führt zu einem erhöhten Getriebeverschleiß. Ein  
solcher Zahnflankenwechsel tritt aber nur in dieser Betriebsart auf.
  - b) Der Prüfstandsmotor beschleunigt die Schwungmassen, die Schienenrollen  
und die Radsatzwelle. Es tritt kein Flankenwechsel zu Beginn des Brems-  
vorganges auf.
2. **Bremsung:** Die Bremsung stellt die maximale Belastung des Getriebes dar. Die  
Bremsmomente, die vom Getriebe übertragen werden müssen, übersteigen die An-  
triebsmomente beim Beschleunigen maßgeblich.
  - a) Die Massenträgheiten der Schwungscheiben und Gleisrollen werden verzögert,  
indem der Fahrmotor des Schienenfahrzeuges generatorisch bremst.
  - b) Die Massenträgheiten der Schwungscheiben und der Gleisrollen werden durch  
die mechanische Bremse im Drehgestell verzögert. Für die Dimensionierung  
des Getriebes ist es aber gleichgültig, ob das Bremsmoment mechanisch oder  
generatorisch entsteht.  
Bei den angestrebten Blending-Versuchen wird dann auch eine geschwindig-  
keitsabhängige Kombination dieser beiden Bremsarten zu einem aufsummier-  
ten Bremsmoment führen. Dieses Bremsmoment wird auch bei einer Aufsum-  
mation den bereits angenommenen Maximalwert von 40 kNm am Komponenten-  
Antriebsstrang nicht überschreiten.

## 6.2 Schienenrollensatz

Die Schienenrollen werden auch als Gleisrollen bezeichnet und müssen für verschiedene Spurweiten verstellbar sein. In der folgenden Abbildung 6.7 sind die weltweit verwendeten Spurweiten abgebildet.

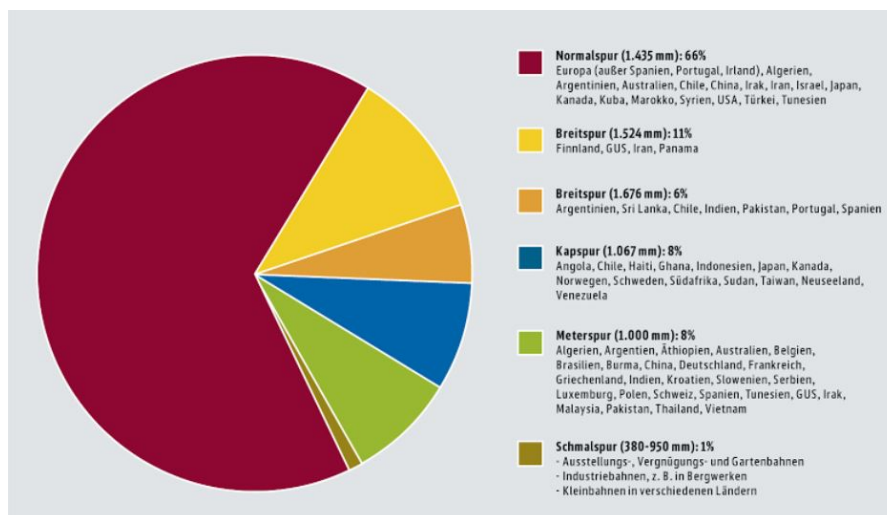


Abbildung 6.7: Spurweiten [25]

Aufgrund der vielen möglichen Spurweiten musste eine Möglichkeit gefunden werden, die häufigsten davon abdecken zu können. Es wurden dafür mehrere Schienenrollensatz-Konzepte entwickelt.

1. Für eine möglichst flexible Einstellbarkeit werden die Schienenrollen mit Spannelementen auf der Welle fixiert. Dazwischen wird mittig ein zusätzliches Lager eingeführt. Allerdings hatte dieser Aufbau den Nachteil, dass für einen Spurbreitenwechsel die Spannelemente gelöst und verschoben werden mussten. Dies bedeutet einen hohen Arbeitsaufwand. Aus der Idee, diesen Prozess zu beschleunigen, entstand das nächste Konzept.
2. Das System wurde dann erweitert auf drei Schienenrollen. Eine dieser Schienenrollen hat zwei Laufflächen, wodurch zwei Spurweiten abgedeckt werden. Somit ergeben sich mit drei Rollen auch drei fixe Spurweiten.
3. Da der 3-Schienenrollensatz eine sehr große Masse und auch ein sehr großes Massenträgheitsmoment besitzt, wurde das Konzept der zwei Gleisscheiben weiter geführt. Zwischen die beiden Schienenscheiben wird anstatt einer Vollwelle ein Rohr mit Durchmesser  $D_a = 500$  mm und Innendurchmesser  $D_i = 400$  mm montiert. Dadurch wird die Masse der Welle reduziert und hält den Belastungen durch die Vertikalkräfte mit höherer Sicherheit stand. Außerdem kann so auf ein mittiges Lager verzichtet werden. Auch ein Umbau auf andere Spurweiten ist durch die

Anschaffung eines Rohres mit der dementsprechenden Länge möglich. Es können damit die gleichen Gleisscheiben verwendet werden.

Die angegebenen Konzepte sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

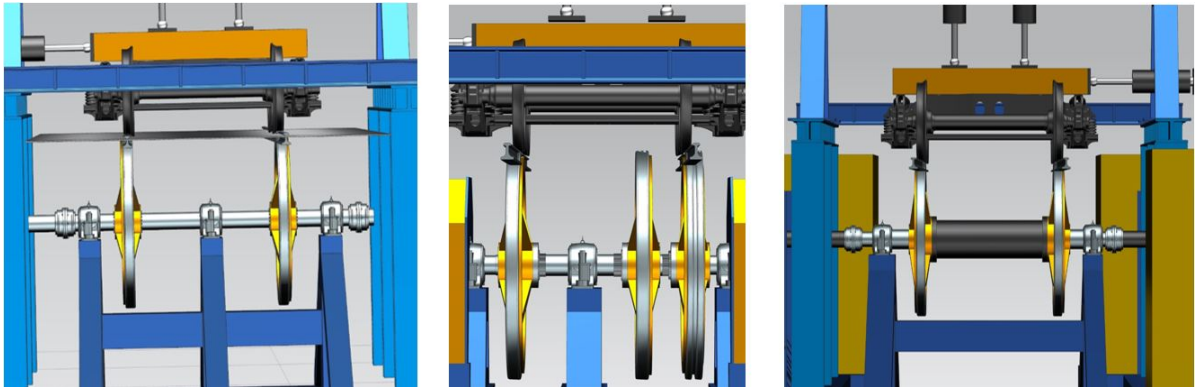


Abbildung 6.8: Verschiedene Varianten des Schienenrollensatzes

### **Lagerung der Schienenrollen**

Der Rollenprüfstand besteht jedoch nicht nur aus den Schienenrollen, sondern auch aus der Welle und der entsprechenden Lagerung. Es handelt sich dabei um Pendelrollenlager mit Ölumlaufschmierung. Diese werden ebenfalls vom Hydraulikaggregat der Komponentenprüfstände versorgt.

### **Reprofilierungseinheit**

Der Prüfstand verfügt außerdem über eine Reprofilierungseinheit, die es ermöglicht die Oberfläche der Schienenrolle auch im eingebauten Zustand zu bearbeiten. Diese funktionieren ähnlich wie die Radsatzdrehmaschine, wie sie auch bei der Reprofilierung der Räder der Schienenfahrzeuge verwendet werden.

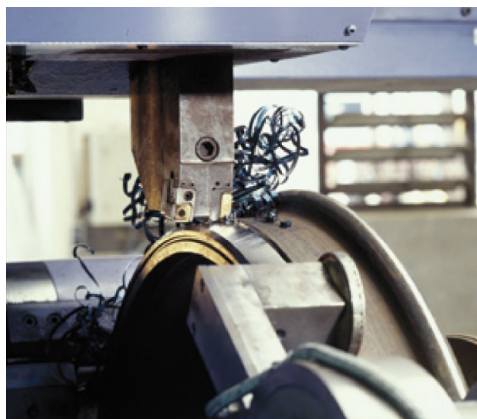


Abbildung 6.9: Reprofilierung eines Rades [34]

## 6.3 Kupplungen

- Stahllamellenkupplung:** Für die feste Verbindung von Schienenrollensatz und Kegelstirnradgetriebe werden torsionssteife, nicht schaltbare Stahllamellenkupplungen verwendet. Die beiden Flansche werden über eine Passfederverbindung auf den Enden der beiden Wellen montiert und bestehen aus zwei Lamellenpaketen. Diese sind über eine Hülse miteinander verbunden und bilden somit eine doppelkardanische Anordnung. Somit kann ein leichter Axial- und Winkelversatz zwischen den Wellen ausgeglichen werden.

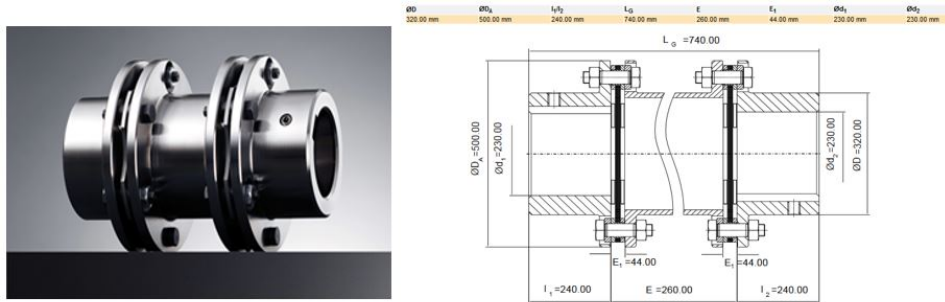


Abbildung 6.10: Doppel-Stahllamellenkupplung von KTR- RIGIFLEX®-N

- Bogenzahnkupplung:** Der Prüfling, also Bremsscheibe oder Radscheibe, ist über eine fixe Flanschverbindung mit der Antriebswelle verbunden. Er muss aber im Stillstand abkoppelbar sein, um sich in der Abkühlphase unabhängig vom restlichen Prüfstand drehen zu können. Deshalb erfolgt die Anbindung der Antriebswelle jeder Prüfkammer über eine pneumatisch schaltbare Bogenzahnkupplung. Diese ist für die Übertragung großer Drehmomente und hoher Drehzahlen geeignet.

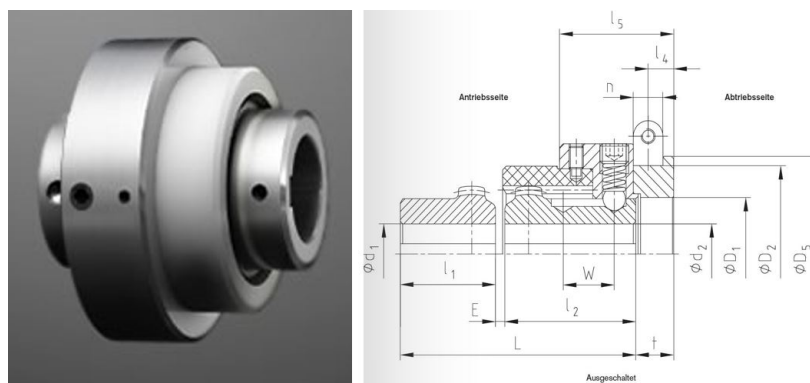


Abbildung 6.11: Schaltbare Bogenzahnkupplung BoWex® SD



## 6.4 Oberbau

### 6.4.1 Portalrahmen

Der Portalrahmen besteht aus einer geschweißten Rahmenkonstruktion. Er kann in Fahrtrichtung verschoben und fixiert werden, um verschiedene Achsabstände und auch mehrachsige Fahrgestelle prüfen zu können.

### 6.4.2 Fahrzeugfesselung

Zum Oberbau gehört auch die so genannte Fahrzeugfesselung. Diese verhindert, dass sich das Drehgestell während des Tests in Bewegung setzt und von den Rollen fährt. Diese wird auch als Zentriervorrichtung verwendet, um die Radscheibe am Scheitelpunkt der Schienenrolle zu zentrieren. Dieser Aufbau kann auch verwendet werden, um mit Hilfe einer Kraftmessdose über die Längskraft auf die Längsbeschleunigung zu schließen.

### 6.4.3 Hydraulikzylinder

Die Krafteinleitung erfolgt über zwei vertikale und einen horizontalen Hydraulikzylinder. Damit werden die Wagenkastenmassen simuliert.

- Vertikal: 2 x 350 kN
- Horizontal: 1 x 170 kN

Für den Betrieb der Hydraulikzylinder ist u.a. folgende Peripherie notwendig.

- Hydraulikaggregat zur Ölversorgung der Hydraulikzylinder. Es ist ein eigenes Hydraulikaggregat vorgesehen, um die Ölumlauf-Lagerschmierung zu gewährleisten.
- Öl-Tank, Schläuche und Kupplungen

Die angegebenen Werte für die geforderten Maximalkräfte der Hydraulikzylinder ergeben sich aus den nun folgenden Berechnungen.

## 6.5 Dimensionierung der Rollensatzwelle

Bei der Berechnung der Kräfte und Momente am Rollenprüfstand werden die Bezeichnungen verwendet, die bereits in Kapitel 1 definiert und verwendet wurden. Das maximale Bremsmoment pro Radsatzwelle wird laut Spezifikation mit 80 kNm angegeben.

### 6.5.1 Kräfte und Momente

#### Kräfte am Drehgestellrahmen:

In der folgenden Abbildung 6.12 ist der Freischnitt des Drehgestellrahmens am Prüfstand dargestellt. Die vertikalen Hydraulikzylinder bringen die Kräfte  $F_{z1}$  und  $F_{z2}$  ein. Der horizontale Hydraulikzylinder leitet die Kraft  $F_h$  ein. Es wird in den folgenden Schritten von der maximalen Belastung ausgegangen. Dies bedeutet mit maximal möglicher horizontaler und vertikaler Belastung des Rahmens. Aus diesem Grund wird die horizontale Aufstandskraft im Punkt B und B' vernachlässigt.

Das Koordinatensystem ist identisch mit der in der Schienenfahrzeugnorm EN13103 definierten Konvention. Die x-Koordinate stellt dabei die Fahrtrichtung, die y-Koordinate die axiale Richtung der Radsatzwelle dar.

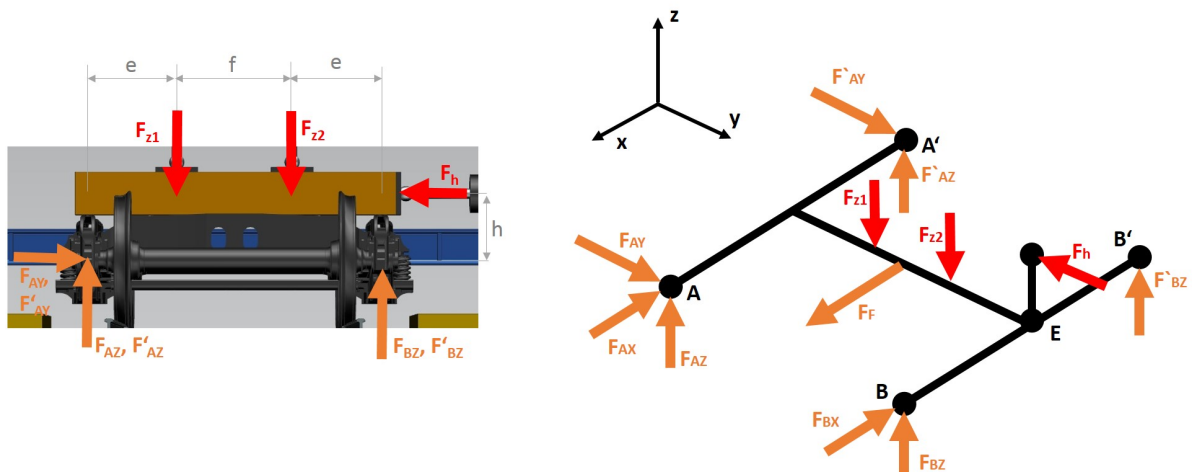


Abbildung 6.12: Freischnitt des Drehgestellrahmens

Die eingebrachten Kräfte resultieren in Lagerkräfte der Radsatzwellen in den Punkten A, A', B und B'. Durch den Bremsvorgang kommt es auch zu einer Kraftwirkung in x-Richtung. Das Fahrzeug würde von den Rollen fahren, wenn dies nicht von einer Fesseleinrichtung mit der Kraft  $F_F$  verhindert werden würde.

$$\Sigma F_x = 0 = F_F - F_{AX} - F_{BX}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &= F_{AY} + F'_{AY} - F_h \rightarrow F_{AY} = F'_{AY} = F_h/2 \\ \Sigma F_z = 0 &= F'_{AZ} + F_{AZ} + F'_{BZ} + F_{BZ} - F_{z1} - F_{z2}\end{aligned}$$

Dies Gleichung wird umgestellt auf  $F_{AZ}$ :

$$\rightarrow F_{AZ} = \frac{F_{z1} + F_{z2} - 2 \cdot F_{BZ}}{2}$$

Die Summe der Momente um die x-Achse in Punkt A lautet:

$$\Sigma M_{AX} = 0 = 2 \cdot F_{BZ} \cdot (2e + f) - F_{z1} \cdot e - F_{z2} \cdot (e + f) + F_h \cdot h$$

Mit der eingesetzten Kraft  $F_{AZ}$  ergibt sich für die Kraft  $F_{BZ}$

$$\rightarrow F_{BZ} = \frac{F_{z1} \cdot e + F_{z2} \cdot (e + f) - F_h \cdot h}{2 \cdot (2e + f)}$$

Summe der Momente um die z-Achse im Punkt E liefert nun die Kraft  $F_F$ .

$$\Sigma M_{EZ} = 0 = -F_{AX} \cdot (2e + f) + F_F \cdot (e + f/2) \rightarrow F_F = 2 \cdot F_{AX}$$

### Kräfte an der Radsatzwelle:

Die ermittelten Kräfte werden nun an die Radsatzwelle weiter gegeben. Der Einfluss der Feder- und Dämpferelemente wird in diesem Fall absichtlich vernachlässigt, da nur der statische Fall betrachtet wird.

$$\Sigma F_x = F_{AX} + F_{BX} - F_{S1} - F_{S2} \rightarrow F_{AX} = F_{S1} + F_{S2} - F_{BX}$$

Die Kraft  $F_{BX}$  wird aus der Summe der Momente um die z-Achse im Punkt A ermittelt.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{AZ} &= F_{S1} \cdot a + F_{S2} \cdot (a + b) - F_{BX} \cdot (2a + b) \\ \rightarrow F_{BX} &= \frac{F_{S1} \cdot a + F_{S2} \cdot (a + b)}{2a + b}\end{aligned}$$

Aus dem wirkenden Bremsmoment an der Radsatzwelle werden die tangential an der Aufstandsfläche wirkenden Kräfte  $F_{S1}$  und  $F_{S2}$  ermittelt.

$$\Sigma M_y = 0 = -M_{BR} + F_{S1} \cdot r_{rad} + F_{S2} \cdot r_{rad}$$

Es wird angenommen, dass die Kräfte  $F_{S1}$  und  $F_{S2}$  jeweils gleich groß sind. Somit ergibt sich für diese Kräfte:

$$\rightarrow F_{S1} = \frac{M_{BR}}{2 \cdot r_{rad}}$$

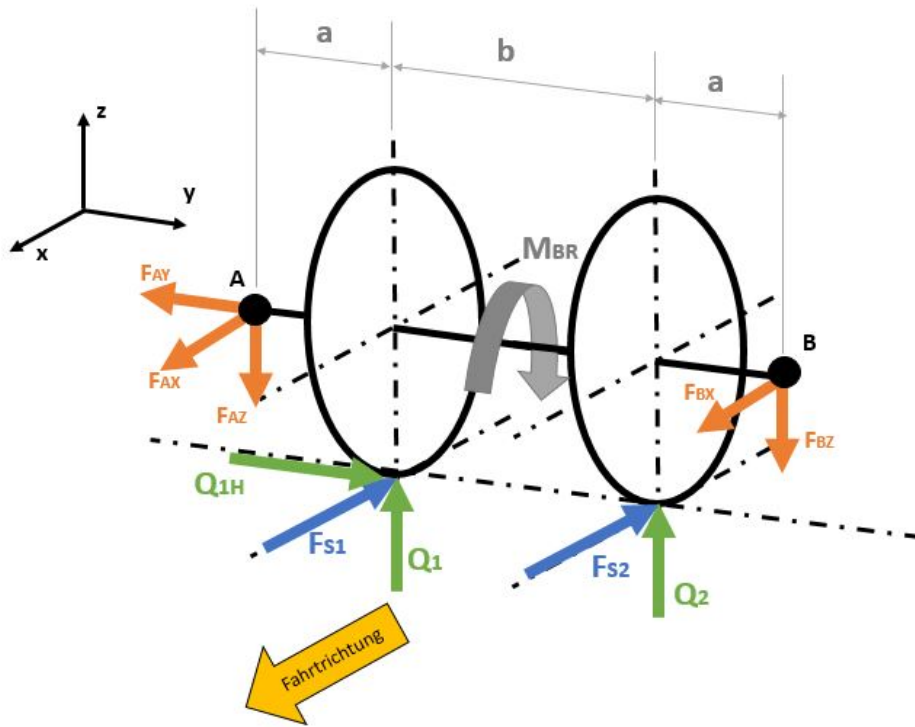


Abbildung 6.13: Freischnitt der Radsatzwelle

Die maximalen Tangentialkräfte ergeben sich aus den maximalen radialen Aufstandskräften  $Q_1$  und  $Q_2$  und dem Reibwert zwischen Rad und Rolle  $\mu_{RS}$ .

$$F_{S1} = \mu_{RS} \cdot Q_1$$

$$F_{S2} = \mu_{RS} \cdot Q_2$$

$$\Sigma M_y = -M_{BR} + \mu_{RS} \cdot Q_1 \cdot r_{rad} + \mu_{RS} \cdot Q_2 \cdot r_{rad}$$

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich auch das maximal übertragbare Bremsmoment.

$$\rightarrow M_{BR} = (Q_1 + Q_2) \cdot \mu_{RS} \cdot r_{rad}$$

Darauf soll aber im nächsten Kapitel erst näher eingegangen werden.

Um diese Kräfte in den Aufstandspunkten  $Q_1$  und  $Q_2$  ermitteln zu können, wird die Summe aller Kräfte in z-Richtung und die Momente um die x-Achse in  $Q_1$  ermittelt.

$$\Sigma F_z = 0 = Q_1 + Q_2 - F_{AZ} - F_{BZ} \rightarrow Q_1 = F_{AZ} + F_{BZ} - Q_2$$

$$\Sigma M_{Q1x} = 0 = Q_2 \cdot b - F_{BZ} \cdot (a + b) + F_{AZ} \cdot a$$

$$\rightarrow Q_2 = \frac{F_{BZ} \cdot (a + b) - F_{AZ} \cdot a}{b}$$

Außerdem wird durch die Kräfte in y-Richtung festgestellt, dass  $Q_{1h}$  gleich  $F_{AY}$ .

$$\Sigma F_y = 0 = Q_{1h} - F_{AY}$$

### Kräfte am Schienenrollensatz:

Die folgende Abbildung 6.14 zeigt den Schienenrollensatz mit den angreifenden Kräften der Radsatzwelle und den Reaktionskräften in den Lagern des Rollensatzes.

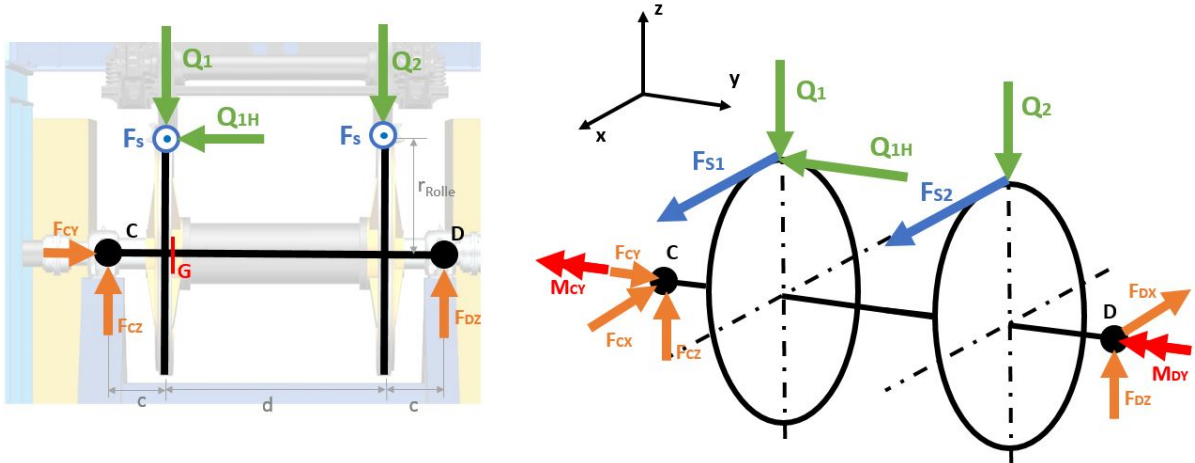


Abbildung 6.14: Freischnitt des Schienenrollensatzes

$$\begin{aligned}\Sigma F_z = 0 &= F_{CZ} + F_{DZ} - Q_1 - Q_2 \rightarrow F_{CZ} = Q_1 + Q_2 - F_{DZ} \\ \Sigma M_{Cx} = 0 &= F_{DZ} \cdot (2c + d) - Q_1 \cdot c - Q_2 \cdot (c + d) + Q_{1H} \cdot r_{Rolle} \\ &\rightarrow F_{DZ} = \frac{Q_1 \cdot c + Q_2 \cdot (c + d) - Q_{1H} \cdot r_{Rolle}}{2c + d}\end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{S1} + F_{S2} - F_{CX} - F_{DX} \rightarrow F_{CX} = F_{S1} + F_{S2} - F_{DX}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{Cz} = 0 &= F_{DX} \cdot (2c + d) - F_{S1} \cdot c - F_{S2} \cdot (c + d) \\ &\rightarrow F_{DX} = \frac{F_{S1} \cdot c + F_{S2} \cdot (c + d)}{2c + d}\end{aligned}$$

Das Torsionsmoment im Punkt D wird über die Summe der Momente um die y-Achse ermittelt.

$$\Sigma M_y = 0 = F_{S1} \cdot r_{Rolle} + F_{S2} \cdot r_{Rolle} - M_{yD} - M_{yC}$$

Mit der Nebenbedingung  $M_{yC} = M_{yD}$  ergibt sich:

$$M_{yD} = \frac{r_{Rolle}}{2} \cdot (F_{S1} + F_{S2})$$

Mit Hilfe der berechneten Kräfte und Momente können nun die Schnittgrößen berechnet werden.

## 6.5.2 Schnittgrößenverläufe

Bereich I:

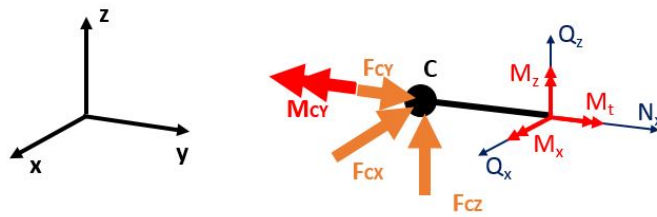


Abbildung 6.15: Schnittgrößen des ersten Bereiches

$$N_I = -F_{CY}$$

$$Q_{xI} = F_{CX}$$

$$Q_{zI} = -F_{CZ}$$

$$M_{xI} = F_{CZ} \cdot y$$

$$M_{zI} = F_{CX} \cdot y$$

$$M_{tI} = M_{CY}$$

Bereich II:

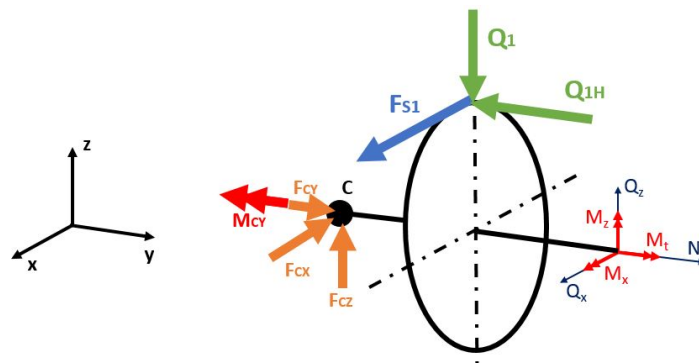


Abbildung 6.16: Schnittgrößen des zweiten Bereiches

$$N_{II} = -F_{CY} + Q_{1H}$$

$$Q_{xII} = F_{CX} - F_{S1}$$

$$Q_{zII} = -F_{CZ} + Q_1$$

$$M_{xII} = F_{CZ} \cdot y - Q_1 \cdot (y - c) - Q_{1H} \cdot r_{Rolle}$$

$$M_{zII} = F_{CX} \cdot y - F_{S1} \cdot (y - c)$$

$$M_{tII} = M_{CY} - F_{S1} \cdot r_{Rolle}$$

**Bereich III:**

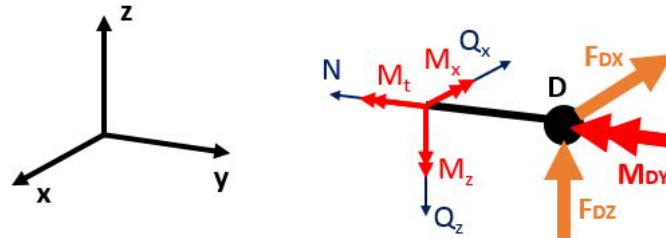


Abbildung 6.17: Schnittgrößen des dritten Bereiches

$$N_{III} = 0$$

$$Q_{xIII} = -F_{DX}$$

$$Q_{zIII} = F_{DZ}$$

$$M_{xIII} = F_{DZ} \cdot (2c + d - y)$$

$$M_{zIII} = F_{DX} \cdot (2c + d - y)$$

$$M_{tIII} = -M_{CY}$$

Die resultierende Querkraft und das resultierende Biegemoment gewinnt man durch die graphische Zusammensetzung der Komponenten.

$$Q_R = \sqrt{Q_x^2 + Q_z^2}$$

$$M_R = \sqrt{M_x^2 + M_z^2}$$

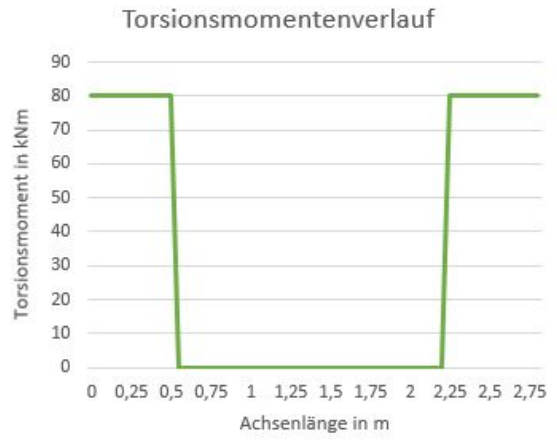
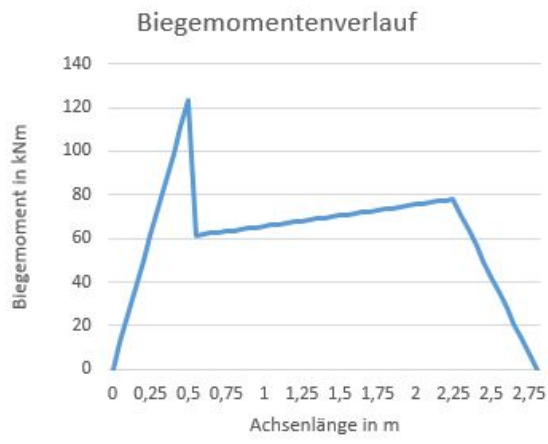
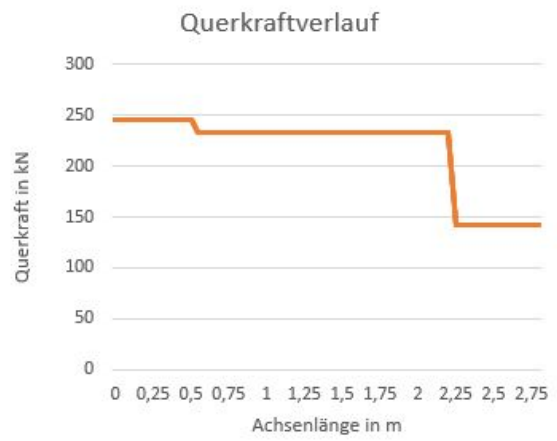
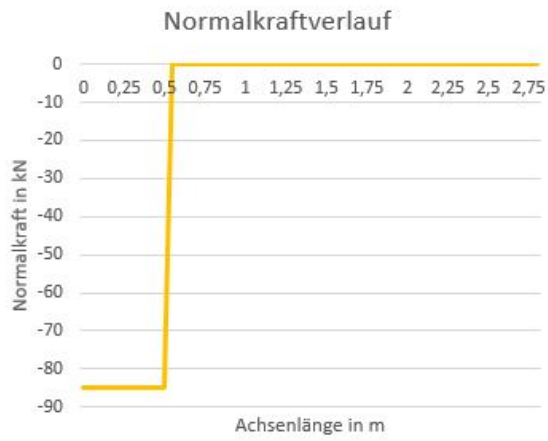


Abbildung 6.18: Normalkraft-, Querkraft-, Biegemomenten- und Torsionsmomentenverlauf



### 6.5.3 Übertragbares Bremsmoment

Im Kapitel 1 wurde bereits darauf eingegangen, dass nur ein begrenztes Bremsmoment über die Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene übertragen werden kann. Dasselbe gilt auch für den Kontakt zwischen den Radscheiben und den Gleisscheiben.

Durch eine Benässungsanlage am Rollenprüfstand können auch Umwelteinflüsse nachgebildet werden, die einen signifikanten Einfluss auf den Reibwert haben.

Das maximal mögliche Bremsmoment am Prüfstand ist aber nicht nur vom Reibwert abhängig, sondern auch von der Anpresskraft und dem Radius des Rades.

$$F_{S1} = \mu_{RS} \cdot Q_1$$

$$F_{S2} = \mu_{RS} \cdot Q_2$$

$$\Sigma M_y = -M_{BR} + \mu_{RS} \cdot Q_1 \cdot r_{rad} + \mu_{RS} \cdot Q_2 \cdot r_{rad}$$

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich auch das maximal übertragbare Bremsmoment.

$$\rightarrow M_{BR} = (Q_1 + Q_2) \cdot \mu_{RS} \cdot r_{rad}$$

Die Anpresskräfte  $Q_1$  und  $Q_2$  sind abhängig von der Kraft des Horizontalzylinders.

- Geringe Horizontalzylinder-Kraft:  
Bei einer geringen Kraft des Horizontalzylinders ergibt sich aus der maximalen Vertikalzylinder-Kraft von  $F_{z1} = F_{z2} = 350$  kN jeweils  $Q_1 = Q_2 = 175$  kN. Daraus ergibt sich bei einem Raddurchmesser von  $r_{rad} = 1,5$  m ein maximal übertragbares Bremsmoment von ca. 80 kNm bzw. 40 kNm pro Rad-Rolle-Kontakt.
- Maximale Horizontalzylinder-Kraft:  
Bei der maximalen Horizontalkraft von  $F_h = 170$  kN erhöht sich die resultierende Kraft auf  $Q_1 = 220$  kN. Dadurch steigt auch das übertragbare Bremsmoment. Allerdings sinkt die Anpresskraft im zweiten Aufstandspunkt auf  $Q_2 = 129$  kN. Dadurch sinkt auch das übertragbare Bremsmoment.

Für die Belastung der Rollensatzwelle ist der Rad-Radius ausschlaggebend, da dieser das Übersetzungsverhältnis definiert.

Laut Spezifikation ist ein maximales Bremsmoment an der Radsatzwelle von 80 kNm vorgegeben. Dieses teilt sich auf die beiden Kontaktpunkte auf und wird auf den Rollensatz übertragen. Somit resultiert aus einem Moment am Rad, über das Durchmesser Verhältnis, ein Moment auf der Rolle  $M_{Rolle}$ .

Bei der Bremsung bildet die Radsatzwelle den Abtrieb und die Rolle den Antrieb. Das Übersetzungsverhältnis  $i$  ist definiert als:

$$i = \frac{d_{Abtrieb}}{d_{Antrieb}} = \frac{n_{Antrieb}}{n_{Abtrieb}} = \frac{M_{Abtrieb}}{M_{Antrieb}}$$

Das Übersetzungsverhältnis zwischen Rad und Rolle  $i_{RR}$  ergibt sich somit zu:

$$i_{RR} = \frac{d_{RSW}}{d_{Rolle}} = \frac{n_{Rolle}}{n_{RSW}} = \frac{M_{RSW}}{M_{Rolle}}$$

Im Gegensatz zum Getriebe ist aber das Übersetzungsverhältnis von Rad und Rolle abhängig von den unterschiedlichen Raddurchmessern. So kann ein Rad einen Durchmesser von 0,7 m bis 1,5 m einer Lok haben.

Raddurchmesser  $d_{rad} = 0,7 m$ :

$$i_{RR} = \frac{0,7 m}{2 m} = \frac{1050 rpm}{3000 rpm} = \frac{40 kNm}{114 kNm} = 0,35$$

Raddurchmesser  $d_{rad} = 1 m$ :

$$i_{RR} = \frac{1 m}{2 m} = \frac{1500 rpm}{3000 rpm} = \frac{40 kNm}{80 kNm} = 0,5$$

Raddurchmesser  $d_{rad} = 1,5 m$ :

$$i_{RR} = \frac{1,5 m}{2 m} = \frac{2250 rpm}{3000 rpm} = \frac{40 kNm}{53,3 kNm} = 0,75$$

Die Auslegung des Prüfstandes, vor allem des Getriebes, erfolgt für einen durchschnittlichen Raddurchmesser von  $d_{rad} = 1 m$  und somit für ein Rollen-Moment von 80 kNm. Für kleinere Durchmesser muss das Bremsmoment an der Radsatzwelle reduziert werden.

### **Besonderheit Klotzbremse:**

Bei der Prüfung von Klotzbremsen ergibt sich aus dem geometrischen Aufbau folgender Zusammenhang: Das Moment der Gleisrolle ändert sich bei einer Änderung des Rad-Radius nicht. Dies gilt, wenn der Radius der Gleisrolle und die Anpresskraft der Klotzbremse gleich bleiben.

$$M_{B-Rolle} = M_{B-RSW} \frac{d_{rolle}}{d_{rad}}$$

Schreibt man das Bremsmoment an der Radsatzwelle um auf Bremskraft mal Radius, kürzt sich der Radius des Rades heraus und übrig bleiben nur noch Bremskraft und Rollendurchmesser.

$$M_{B-Rolle} = F_{B-RSW} \cdot d_{rolle} \frac{r_{rad}}{r_{rad}} \cdot 1/2$$

$$M_{B-Rolle} = F_{B-RSW} \cdot d_{rolle}/2$$

## 6.5.4 Überslagsberechnung des gefährdeten Querschnittes

Nun soll näherungsweise der erforderliche Durchmesser des gefährdeten Querschnittes ermittelt werden. Neben der Torsionsbelastung durch die Bremsung treten, verursacht durch die Anpresskraft der Hydraulikzylinder, auch erhebliche Biegebeanspruchungen auf. Zusätzlich wirken auch die Gewichtskräfte der Schienenrollen auf die horizontale Welle. Deren Eigengewicht wird in diesem Fall vernachlässigt und erst später bei der Untersuchung der kritischen Drehzahl berücksichtigt.

Durch die Drehbewegung der Welle tritt eine wechselnde Biegebeanspruchung  $\sigma_b$  auf. Mit dem größten Biegemoment  $M_{b-max}$  und dem Biege widerstandsmoment  $W_b$  ergibt sich:

$$\sigma_b = \frac{M_{b-max}}{W_b}$$

Die maximale Drehbeanspruchung  $\tau_t$  mit dem Drehmoment  $M_{max}$  tritt bei der Bremsung auf. Zusammen mit dem Torsionswiderstandsmoment  $W_p$  lautet die Gleichung dafür:

$$\tau_t = \frac{M_{max}}{W_p}$$

Die Widerstandsmomente für einen Kreis mit Durchmesser  $D$  lauten:

$$W_b = \frac{D^3 \cdot \pi}{32}$$

$$W_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16}$$

Biege- und Drehbeanspruchung treten an der Außenfaser der Welle gleichzeitig auf, weshalb eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  berechnet wird, welche dann mit der zulässigen Biegebeanspruchung verglichen wird.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{b-zul}$$

In dieser Formel ist  $\alpha_0$  das Anstrengungsverhältnis nach Bach. Dieses ist definiert als:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{b-grenz}}{1,73 \cdot \tau_{t-grenz}}$$

Die Grenzspannungen sind je nach Belastungsfall einzusetzen.

Ausgehend von der Gleichung für die Vergleichsspannung kann auch ein Vergleichsmoment  $M_v$  gebildet werden.

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + (3/4) \cdot (\alpha_0 \cdot M_{max})^2}$$

Damit kann der erforderliche Wellendurchmesser für eine zulässige Biegebeanspruchung berechnet werden.

$$d_{erf} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b-zul}}}$$

Die darin vorkommende zulässige Biegebeanspruchung  $\sigma_{b-zul}$  wird aus der materialspezifischen Biegewechselfestigkeit  $\sigma_{bW}$  und mehreren Faktoren gebildet. Dazu zählt der Größenbeiwert  $b$ , der Oberflächenbeiwert  $\kappa$ , die Kerbwirkungszahl  $\beta_{kb}$  und der zu wählende Sicherheitsfaktor  $S_D$ .

$$\sigma_{b-zul} = \frac{b \cdot \kappa \cdot \sigma_{bW}}{\beta_{kb} \cdot S_D}$$

Der Größenbeiwert  $b$  ist abhängig vom Wellendurchmesser und wird aus Abbildung 6.19 ermittelt.

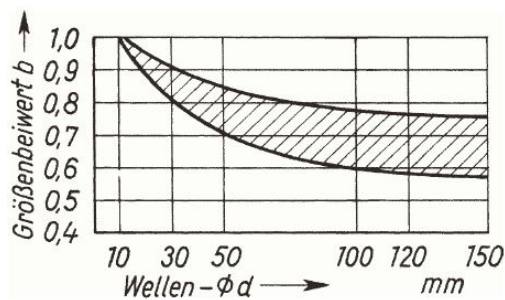


Abbildung 6.19: Größenbeiwert  $b$  in Abhängigkeit vom Durchmesser  $d$  [26]

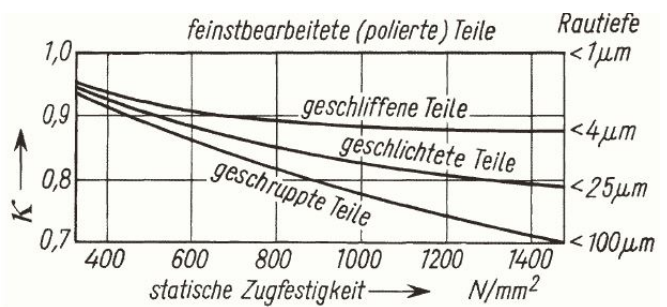


Abbildung 6.20: Oberflächenfaktor  $\kappa$  [26]

Für  $\sigma_{bW}$  ist die Biegewechselfestigkeit einzusetzen, wobei der Größenbeiwert den größeren Durchmesser von ca. 250 mm berücksichtigt. Die Sicherheit wird mit  $S_D = 2$  angenommen.

Da es sich noch um eine grobe Abschätzung handelt, wird eine Welle mit günstiger Formgebung ( $\beta_{kb} \leq 1,5$ ), hoher Oberflächengüte ( $\kappa = 1$ ) und einem Größenbeiwert von  $b = 0,7$  angenommen. So erhält man für die zulässige Biegebeanspruchung für z.B. 34CrMo4, mit  $\sigma_{bW} = 500 \text{ N/mm}^2$  den Wert  $\sigma_{bzul} = 116 \text{ N/mm}^2$ . Eingesetzt in die Gleichung für den erforderlichen Durchmesser ergibt dies:

$$d_{erf} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b-zul}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 123\,038\,048 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 116 \text{ N/mm}^2}} = 227 \text{ mm}$$

Um das Gewicht der Welle zu reduzieren, könnte die Welle zwischen den Rollen als Hohlrohr mit größerem Durchmesser ausgeführt werden. Dies würde nach der gleichen Auslegung einen Außendurchmesser von  $d_a = 325 \text{ mm}$  und einem Innendurchmesser von  $d_i = 290 \text{ mm}$  ergeben. [26]

## 6.5.5 Kritische Drehzahl

Jede Welle besitzt je nach Biegesteifigkeit und Massenverteilung eine Eigenfrequenz. Die anregende Frequenz wird gewöhnlich durch die Drehzahl der Welle gegeben, weshalb man bei Resonanz mit der Eigenfrequenz von der kritischen Drehzahl spricht. Für einen sicheren Betrieb des Rollenprüfstandes ist die Kenntnis der kritischen Drehfrequenz unerlässlich, da es ansonsten in diesem Geschwindigkeitsbereich zu einer kritischen Steigerung der Ausschläge und zum Bruch kommen kann.

Biegeschwingungen werden durch Fliehkräfte der drehenden Welle und der dazugehörigen Massen verursacht. Unter dieser Fliehkraft biegt sich die Welle um einen gewissen Betrag durch. Aus der folgenden Definitionsformel ist ersichtlich, dass die Steifigkeit der Welle und die Masse die wichtigsten Einflussgrößen sind.

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Dieser Wert lässt sich umformen auf die biegekritische Drehfrequenz  $f_k$  bzw.  $n_k$ :

$$f_k = \frac{\omega_k}{2\pi}$$
$$n_k = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Die Eigenfrequenz  $\omega_k$  wird über die Näherungsformel von Dunkerley bestimmt. Dabei besteht der Rollensatz aus einer glatten, massebehafteten Welle und zwei Scheiben. Nun wird jeweils für die Welle, die Scheibe 1 und die Scheibe 2 die Eigenfrequenz berechnet und die gesamte Eigenfrequenz  $\omega_e$  mit folgender Formel ermittelt:

$$\frac{1}{\omega_e^2} \approx \frac{1}{\omega_{e0}^2} + \frac{1}{\omega_{e1}^2} + \frac{1}{\omega_{e2}^2}$$

- Glatte, massebehaftete Welle

Die Grund-Kreisfrequenz einer glatten, massebehafteten Welle ohne Scheibe wird berechnet durch:

$$\omega_{e0} = \sqrt{\frac{\pi^4 \cdot E \cdot I}{l^4 \cdot \rho \cdot A}}$$

- Scheibe 1 und Scheibe 2

Die Biegesteifigkeit  $c$  berechnet sich aus der äußeren Gewichtskraft  $F_g$  der Scheiben und der elastischen Durchbiegung  $f_g$ .

$$c = \frac{F_g}{f_g}$$

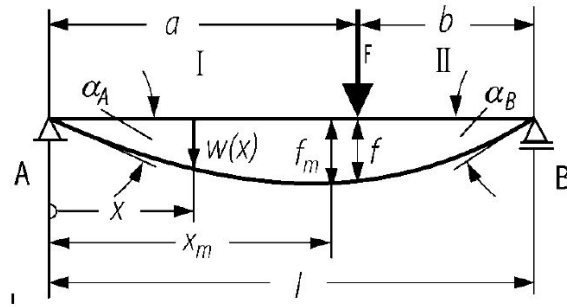


Abbildung 6.21: Biegelinie mit Durchbiegung  $f$  [19]

Diese Durchbiegung kann entweder hergeleitet oder aus den zahlreichen Tabellenwerken entnommen werden.

Die Gleichung für die Durchbiegung  $f$  lautet:

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I_y \cdot l}$$

$$\omega_{e2} = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{F_g}{f_g \cdot m_{\text{Scheibe}}}} = \sqrt{\frac{g}{f_g}}$$

Durch den symmetrischen Aufbau ergibt sich für die beiden Rollen die gleiche Durchbiegung bei der gleichen Scheibenmasse und somit die gleiche Eigenfrequenz bei masseloser Welle. D.h.:  $\omega_{e1} = \omega_{e2}$

Nun kann mit der Gleichung nach Dunkerley die erste Eigenfrequenz berechnet werden. Bei der Analyse der Ergebnisse wurde ersichtlich, dass der Abstand zwischen der rechten und linken Lagerung zu den Rollen zu groß gewählt wurde. Durch das Heranführen beider Lager wurde die kritische Drehzahl von  $n_k = 2200$  rpm auf  $n_k = 3162$  rpm erhöht. Die Gleichung nach Dunkerley wurde empirisch ermittelt und der berechnete Wert liegt ca. 5% - 10% unterhalb der tatsächlichen Eigenfrequenz.

Die genaue Berechnung muss nach der vollständigen Konstruktion computergestützt erfolgen.

## 6.6 Bestimmung der reduzierten Massenträgheiten

Das an der Radsatzwelle wirkende Bremsmoment bewirkt eine Verzögerung der rotierenden Massen des gesamten Prüfstandes. Da die Schwungmassen, der Schienenrollensatz und die Radsatzwelle mit unterschiedlichen Drehzahlen rotieren, müssen die Massenträgheiten mit Hilfe der Energiebilanz (kinetische Energie) auf eine Bezugswelle reduziert werden. Als Bezugswelle wird die abgebremste Radsatzwelle verwendet. Die Massen-

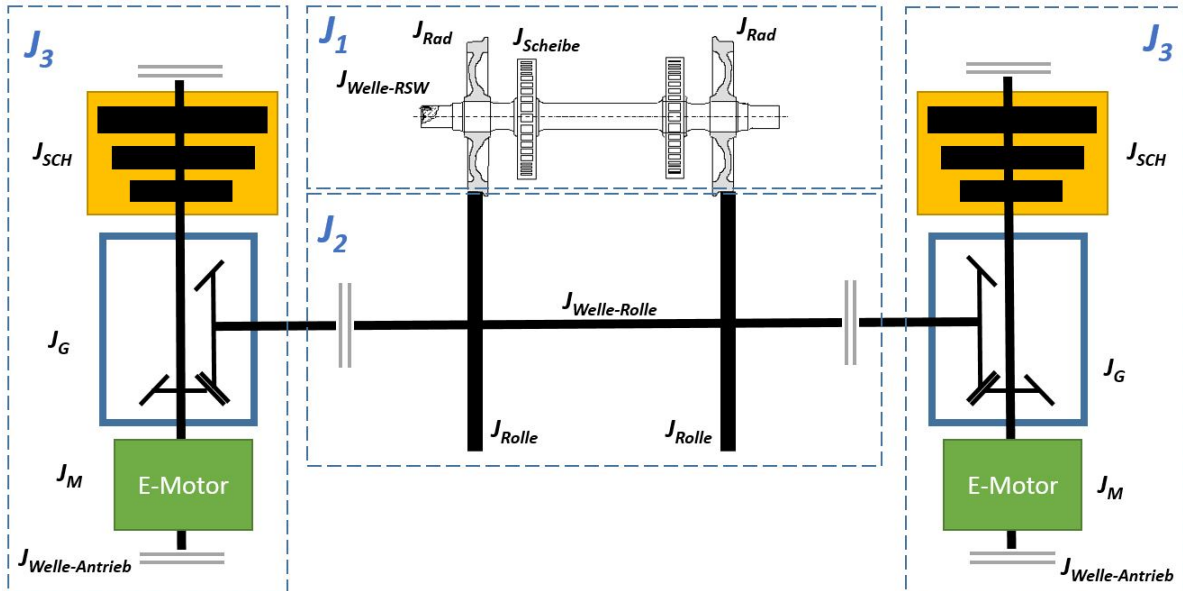


Abbildung 6.22: Trägheiten der einzelnen Komponenten

trägheiten des Komponentenprüfstandes werden zu  $J_3$  zusammengefasst. Dazu zählen die Massenträgheitsmomente des Schwungmassensatzes  $J_{SCH}$ , des Motors  $J_M$  und der Antriebswelle  $J_{Welle-Antrieb}$  werden addiert. Die Massenträgheit des Getriebes  $J_G$  ist auf den Antriebsstrang bezogen und wird ebenfalls addiert.

$$J_3 = J_{SCH} + J_M + J_G + J_{Welle-Antrieb}$$

Dieser Wert wird über das Drehzahlverhältnis auf die Radsatzwelle (System 1) bezogen. Der erste Index bezieht sich auf die Welle, auf der die rotierende Masse sitzt. Der zweite Index bezeichnet die Welle, auf die die betrachtete Masse reduziert wird.

$$J_{31} = J_3 \cdot \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2$$

Die Massenträgheitsmomente des Rollensatzes werden zu  $J_2$  zusammengefasst. Dazu zählen die Massenträgheitsmomente der Rollenwelle  $J_{Welle-Rolle}$  und der beiden Rollenscheiben  $J_{Rolle}$ .

$$J_2 = 2 \cdot J_{Rolle} \cdot J_{Welle-Rolle}$$

Die Massenträgheit des Rollensatzes  $J_2$  wird ebenfalls auf die Radsatzwelle reduziert.

$$J_{21} = J_2 \cdot \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$$

Die Massenträgheit  $J_2$  der Radsatzwelle setzt sich zusammen aus den Massenträgheiten der beiden Räder  $J_{Rad}$ , der Welle  $J_{Welle-Rolle}$  und der Bremsscheiben  $J_{Scheibe}$ . Die Anzahl der Bremsscheiben ist mit  $n_{Scheibe}$  angegeben.

$$J_1 = J_{Welle-RSW} + 2 \cdot J_{Rad} + n_{Scheibe} \cdot J_{Scheibe}$$

Das Ersatzmodell mit den reduzierten Massenträgheitsmomenten ist im folgenden Ersatzmodell in Abbildung 6.23 abgebildet.

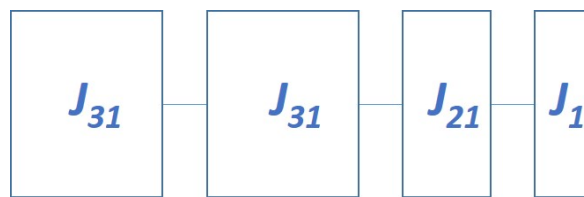


Abbildung 6.23: Ersatzmodell des Bremsenprüfstandes

Die gesamte Massenträgheit  $J_{ges}$  wird mit Hilfe des Ersatzmodelles aus den Massenträgheiten  $J_{31}$ ,  $J_{21}$  und  $J_1$  gebildet.

$$J_{ges} = 2 \cdot J_{31} + J_{21} + J_1$$

Daraus folgt für das auf die Radsatzwelle bezogene Ersatzträgheitsmoment.

$$J_{ges} = 2 \cdot J_3 \cdot \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + J_2 \cdot \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_1$$

Die Werte für die Trägheiten der Schwungmassen sind je nach Konfiguration verschieden und können dem Unterkapitel Schwungmassensatz entnommen werden.

Für das Getriebe und den E-Motor werden diese von den Herstellern angegeben.



# Kapitel 7

## Elektrische Schwungmassensimulation und Bremsblending

Um auf dem Prüfstand reale Belastungen aufbringen zu können, muss die Fahrzeugmasse mit Schwungmassen nachgebildet werden. Zusätzlich kann von einer elektrischen Antriebsmaschine ein Drehmoment aufgebracht werden, das den mechanischen Schwungmassen überlagert wird. Dies ermöglicht eine exakte Nachbildung der Fahrzeugmasse und kann variabel, auch während der Bremsung, eingestellt werden. Dadurch ist es möglich, am Prüfstand die simultane Verwendung mehrerer Bremssysteme zu simulieren. Auf die Zusammenhänge von elektrischer Schwungmassensimulation und Bremsblending wird im folgenden Kapitel eingegangen.

### 7.1 Kombination mechanische und elektrische Schwungmassensimulation

Es gibt zahlreiche Möglichkeiten, mechanische Schwungmassen und elektrische Massensimulation zu kombinieren. Einige davon sollen anhand der folgenden Grafiken erklärt werden. Die Parameter, die diese Konfigurationen beeinflussen, sind vielfältig. Als Beispiel wird in den folgenden Abbildungen eine Radscheibe mit 1 m Durchmesser zugrunde gelegt.

#### **Mögliches Bremsmoment:**

Zunächst wird das prinzipiell mögliche Bremsmoment über dem abzubremsenden Trägheitsmoment aufgetragen, das sich durch die Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene ergibt. Hierfür sind der Reibungskoeffizient  $\mu$  und die Masse  $m$  ausschlaggebend. In Abbildung 7.1 wurden mehrere Varianten von  $\mu = 0,1$  bis  $\mu = 0,3$  dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass das Bremsmoment limitiert ist. Je größer die Fahrzeugmasse ist, umso größer ist auch die Radaufstandskraft. Dadurch kann auch ein größeres Bremsmoment

übertragen werden.

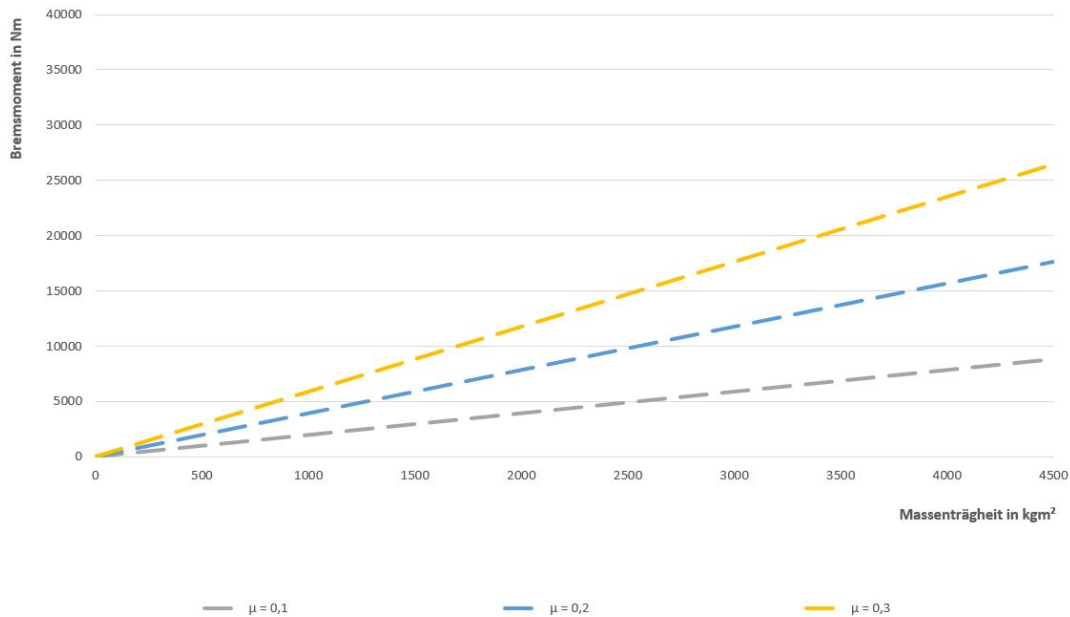


Abbildung 7.1: Bremsmoment über der Massenträgheit mit den eingezeichneten Reibwerten  $\mu$  zwischen Rad und Schiene, die das Bremsmoment limitieren.

Das in Abbildung 7.1 auf der Abszisse aufgetragene Trägheitsmoment kann am Prüfstand aufgeteilt werden in einen mechanischen Anteil  $J_{mech}$  und einen elektrischen Anteil  $J_{el}$ . Gemeinsam ergeben sie die gesamte Massenträgheit  $J_{ges}$ . In Abbildung 7.2 ist diese Aufteilung dargestellt. Zusätzlich kann der mögliche Betriebsbereich des Prüfstandes und die dazu nötige Konfiguration der Schwungmassen abgelesen werden.

### Mögliche Betriebsbereiche mit elektrischer Massensimulation:

Das äquivalente Massenträgheitsmoment wird durch die Masse des Fahrzeuges und dessen Rad-Radius bestimmt. Die Bewegungsgleichung, bestehend aus der gesamten Trägheit, der Verzögerung und dem Bremsmoment, lautet:

$$J_{ges} \cdot \ddot{\phi} = M_{Br}$$

$$\ddot{\phi} = M_{Br} / J_{ges}$$

$$J_{ges} = J_{mech} + J_{el}$$

Umgeformt ergibt sich die Bewegungsgleichung für den Schwungmassenprüfstand mit elektrischer Schwungmassensimulation.

$$J_{mech} \cdot \ddot{\phi} = M_{Br} - M_{el}$$

$$J_{mech} \cdot M_{Br} / J_{ges} = M_{Br} - M_{el}$$

Daraus ergibt sich das mögliche Bremsmoment, abhängig vom elektrischen Motormoment und den Massenträgheiten.

$$M_{Br} = M_{el} \cdot \frac{J_{ges}}{J_{ges} - J_{mech}}$$

Das zur Verfügung stehende elektrische Motormoment ist dabei von der aktuellen Drehzahl der Asynchronmaschine abhängig. Für die Abbildung wurde von einem Nennmoment von 8 000 Nm ausgegangen.

Der hergeleitete mathematische Zusammenhang ist in Abbildung 7.2 ersichtlich. Dabei sind die Betriebsbereiche, die in dieser Konfiguration nicht möglich sind, grau hinterlegt. Daraus ist erkennbar, dass der AC-Motor nicht nur als Schwungmasse, also treibend, verwendet werden kann. In der Grafik kann der Prüfstand auch links der vertikalen Linie, die das mechanische Trägheitsmoment darstellt, betrieben werden. Dies bedeutet, dass der AC-Motor als Generator und somit ebenfalls „bremsend“ wirkt.

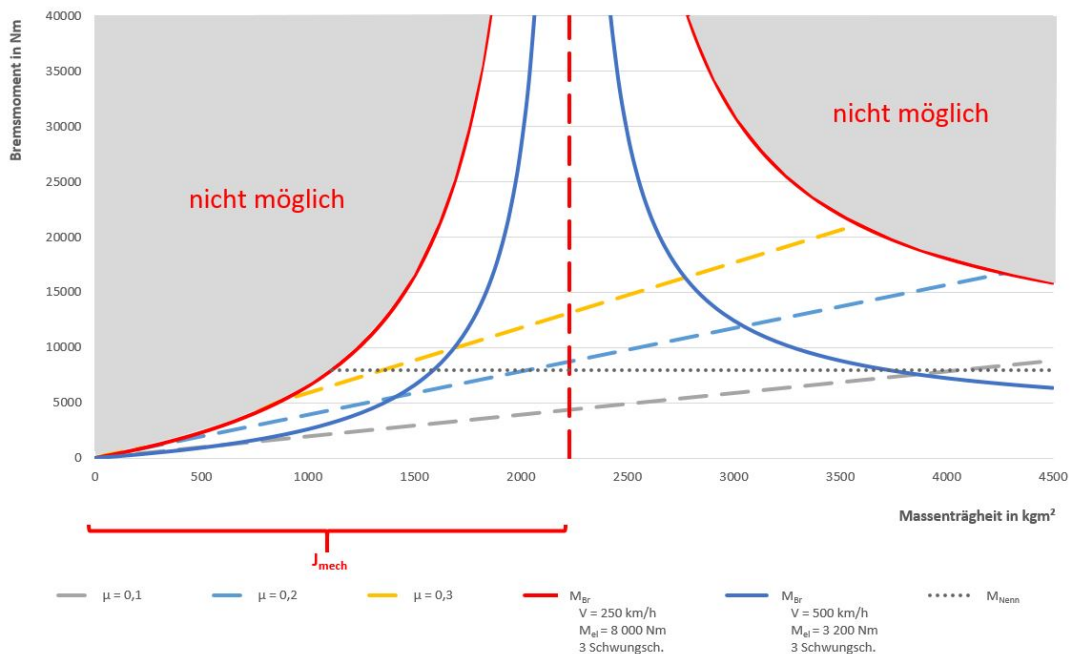


Abbildung 7.2: Bremsmoment über dem Massenträgheitsmoment

In Abbildung 7.3 wurde das Massenträgheitsmoment reduziert, indem nur eine Schwungscheibe verwendet wurde. Dies bedeutet eine Verschiebung des Betriebsbereiches. Zusätzlich wurde von einem geringeren Motormoment ausgegangen, das sich zum Beispiel durch eine höhere Drehzahl beim Start der Bremsung ergibt. Dadurch wird der Bereich unter den beiden Parabeln und somit der Betriebsbereich kleiner.

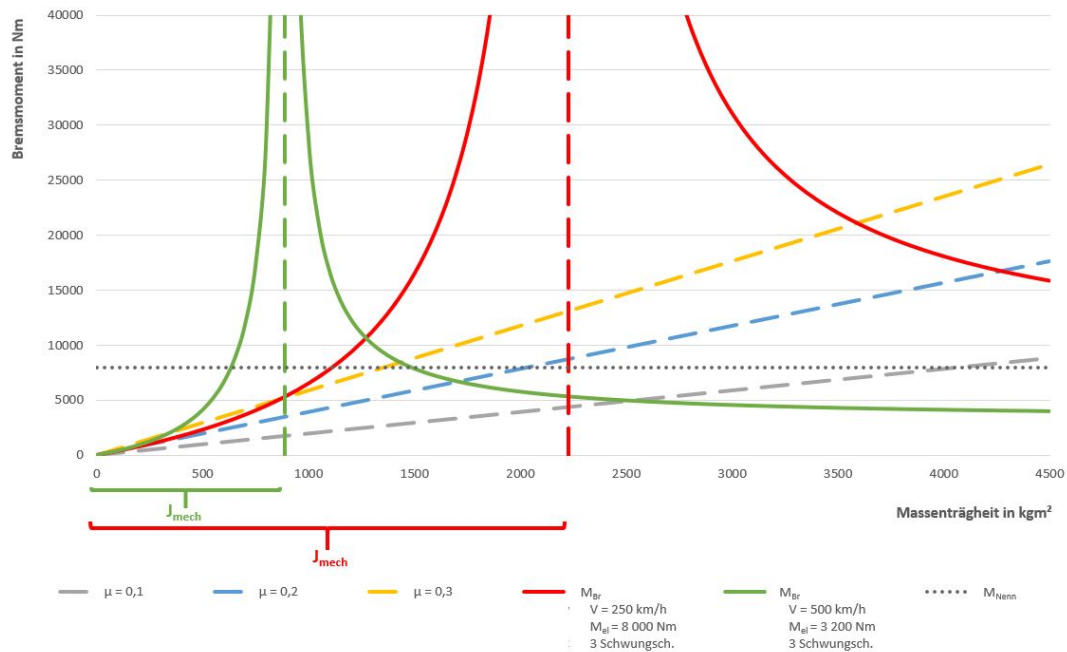


Abbildung 7.3: Bremsmoment über dem Massenträgheitsmoment für den kompletten Schwungmassensatz (rot) und nur einer Schwungmasse (grün)

Auf der Abszisse könnte anstatt des Massenträgheitsmomentes auch die abzubremsende Masse in kg aufgetragen werden.

### Grenzen der elektrischen Schwungmassensimulation

Die elektrische Schwungmassensimulation ist durch die maximale Leistung des Motors begrenzt. Wird zum Beispiel  $\mu = 0,2$  angenommen und die Erdbeschleunigung mit  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  gesetzt, so ergibt sich daraus eine maximal mögliche Verzögerung von:

$$a = \mu \cdot g = 0,2 \cdot 9,81 = 1,962 \text{ m/s}^2$$

Daraus lässt sich das maximale Massenträgheitsmoment berechnen. Dafür wird ein Radius von  $r = 0,5 \text{ m}$  und ein Nennmoment von  $8000 \text{ Nm}$  eingesetzt.

$$J = \frac{M \cdot r}{a} = \frac{8000 \cdot 0,5}{1,962} = 2038,7 \text{ kgm}^2$$

Das Ergebnis ist für verschiedene Geschwindigkeiten im folgenden Diagramm dargestellt. Deutlich ist darin die Ähnlichkeit zur Momenten-Drehzahl-Kennlinie der AC-Maschine erkennbar.

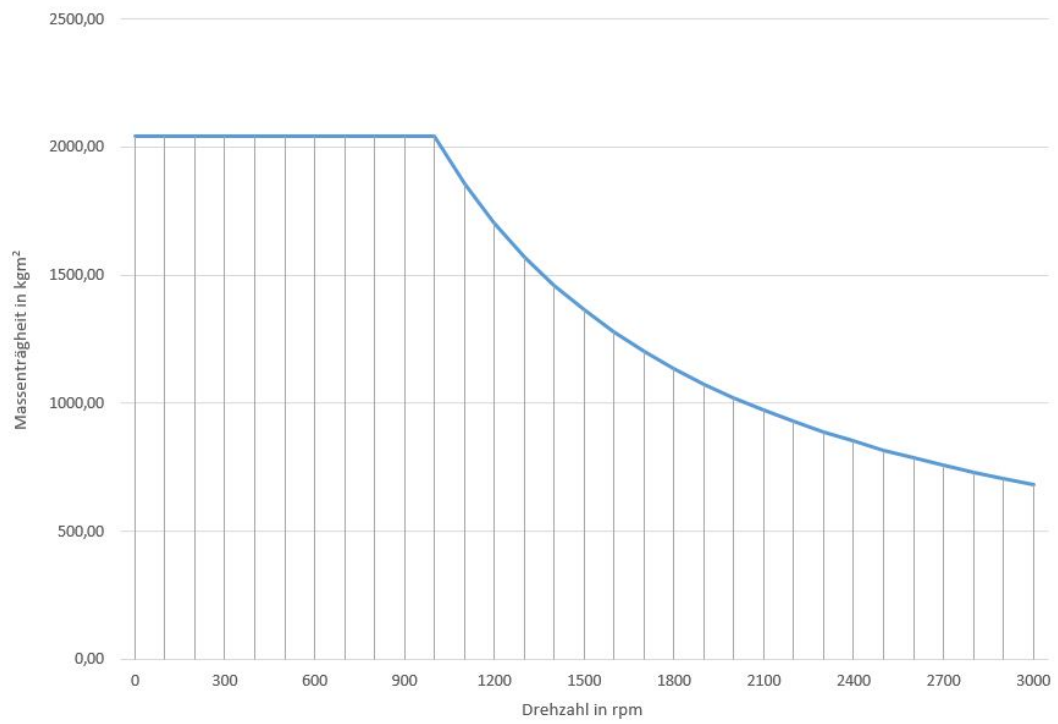


Abbildung 7.4: Beispiel für die Schwungmassensimulation eines 1 000 kW Motors

## 7.2 Verfahren zur elektrischen Schwungmassensimulation

Im vorherigen Kapitel wurde erklärt, wie die abzubremsende Masse in Form von mechanischen Schwungscheiben simuliert wird. Dafür wäre aber eine viel größere Anzahl an Schwungscheiben nötig, die konstruktiv und preislich große Aufwendungen bedeuten. Außerdem ist das geforderte Trägheitsmoment am Prüfstand nur in diskreten Stufen, und meist auch nur im Stillstand verstellbar.

Nun ist es üblich, einen Teil der Massenträgheitsmomente durch ein Belastungsmoment der elektrischen Antriebseinheit zu simulieren. Bei der Simulation ist darauf zu achten, dass auch die Eigenträgeiten des Prüfstandes und der rotierenden Bremskomponenten zu berücksichtigen sind. Diese wurden zu einer Massenträgheit  $J_{mech}$  zusammengefasst.

Es gibt zahlreiche Patente und Publikationen zum Thema Schwungmassensimulation, die für Getriebe, Beschleunigungs- und Bremsenprüfstände entwickelt wurden. Jede Regelungsvariante hier zu analysieren würde den Rahmen sprengen, weshalb nur die Grundfunktionen und Möglichkeiten erklärt werden. Dabei wird nach den Patenten EP 0696729A2 [39] und DE4025356C2 [7] vorgegangen.

Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten, um den Drehmomentsollwert zu bilden.

### 1. Direkte Bildung des Drehmomentsollwertes:

Aus der Bewegungsgleichung für rotierende Körper wurde bereits folgender Zusammenhang ermittelt:

$$M_{Br} = M_{el} \cdot \frac{J_{ges}}{J_{ges} - J_{mech}}$$

Darin enthalten ist das ermittelte Bremsmoment, das elektrische Motormoment, das Massenträgheitsmoment der abzubremsenden Gesamtmasse und der Anteil der Massenträgheiten, der von den mechanischen Schwungmassen abgedeckt wird. Die vom Fahrzeug vorgegebene Masse wird wieder auf eine äquivalente rotatorische Massenträgheit umgerechnet. Diese wird wieder als  $J_{ges}$  bezeichnet, da sie in mechanische und elektrische Massenträgheit aufgespalten wird.

Die eigenen Massenträgheiten des Prüfstandes, also der Kupplungen, des AC-Motors usw. sind bereits im mechanischen Anteil  $J_{mech}$  enthalten. Somit muss nur noch die Differenzmasse  $J_{el}$  simuliert werden. Dabei gilt der folgende Zusammenhang:

$$J_{ges} = J_{mech} + J_{el}$$

Umformen der Gleichung von  $M_{Br}$  nach  $M_{el}$  ergibt :

$$M_{el} = M_{Br} \cdot \frac{J_{ges} - J_{mech}}{J_{ges}}$$

Die direkte Bestimmung des elektrischen Trägheitsmomentes wird anhand der Abbildung 7.5 gezeigt. Der E-Motor ist über eine Welle mit den Schwungmassen und

mit dem Prüfling in der Prüfkammer verbunden. Vor oder in der Prüfkammer wird entweder über einen Drehmoment-Messflansch oder über einen pendelnd gelagerten Rahmen das Bremsmoment gemessen. Ausgehend von der abzubremenden Masse wird das zu simulierende Trägheitsmoment ermittelt und daraus das geforderte Drehmoment berechnet. Dieser Wert wird anschließend an die Regelung des E-Motors weitergegeben.

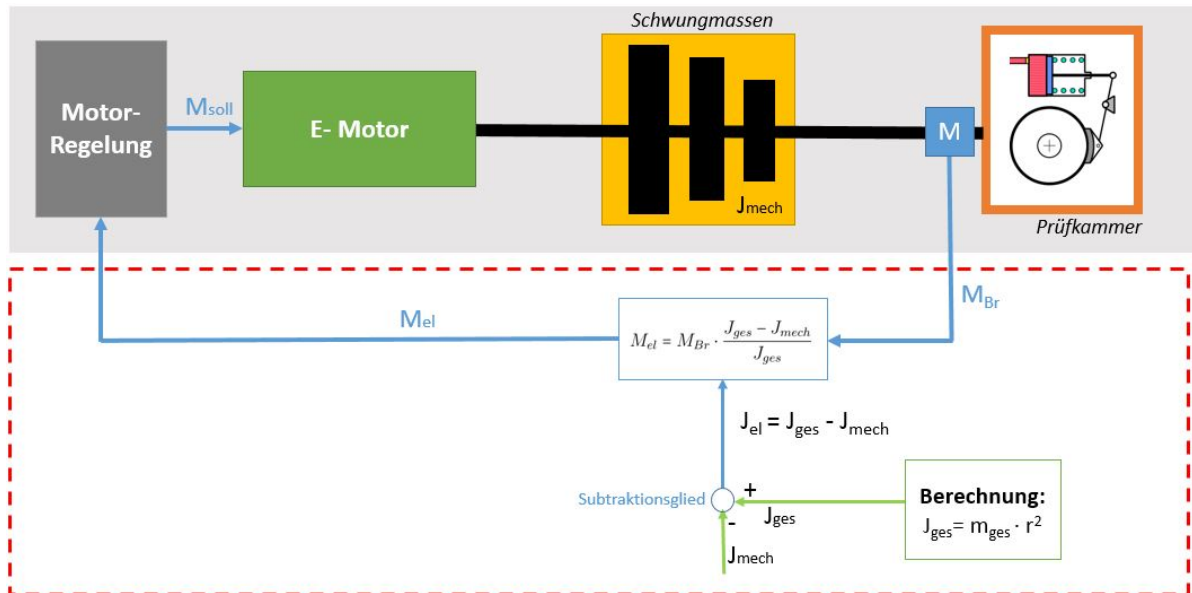


Abbildung 7.5: Schwungmassensimulation mit direkter Bestimmung des zu simulierenden elektrischen Motormoments

## 2. Indirekte Bildung des Drehmomentsollwertes:

Die zweite Möglichkeit besteht in der Messung der Drehzahl und der daraus resultierenden Beschleunigung bzw. Verzögerung. Der Ablauf ist in der Abbildung 7.6 zu sehen.

Das geforderte Belastungsmoment wird durch einen Regelkreis in Abhängigkeit der aktuellen Geschwindigkeit und des aktuellen Drehmomentes geregelt.

Am Beginn der Betrachtung steht wieder die vom Fahrzeug vorgegebene Gesamtmasse, die auf eine äquivalente rotatorische Massenträgheit umgerechnet wird. Im Antriebsstrang sind neben Antriebsmotor und Schwungscheiben auch ein Drehmomentaufnehmer und ein Drehzahlmesser eingebaut.

Zur mathematischen Ermittlung des Motormoments  $M_{el}$  wird die folgende, bereits bekannte Formel verwendet.

$$M_{el} = J_{el} \cdot \dot{\omega}$$

$$M_{el} = (J_{ges} - J_{mech}) \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

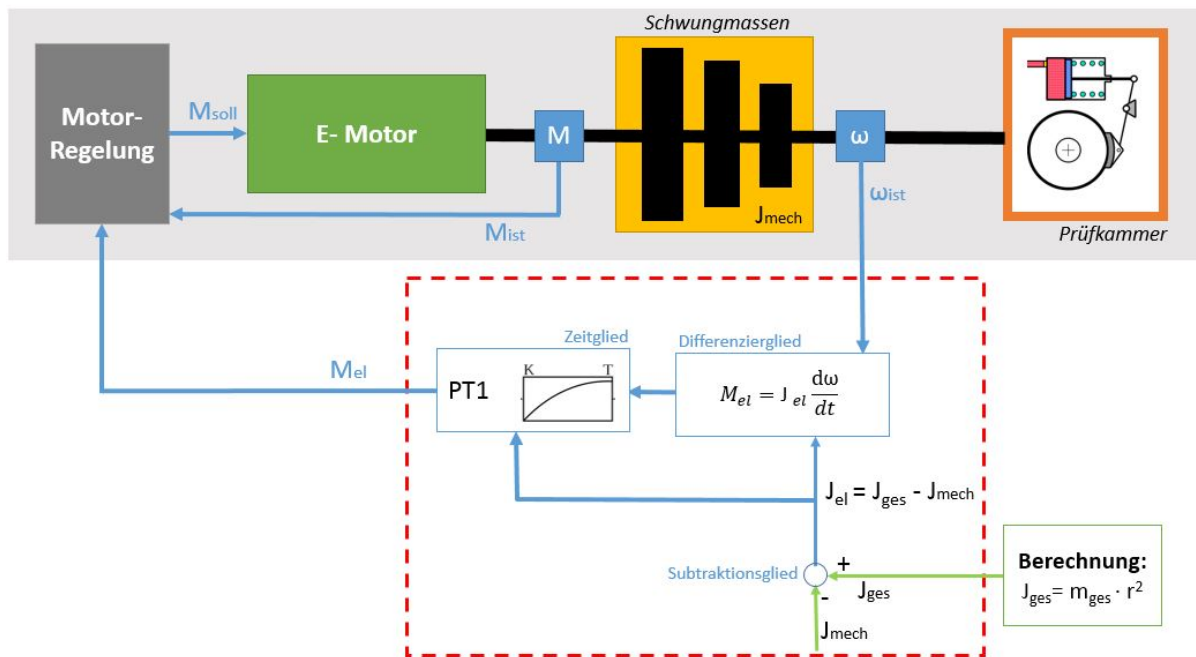


Abbildung 7.6: Schwungmassensimulation mit indirekter Bestimmung des zu simulierenden elektrischen Motormomentes anhand des Patentes EP 0696729 A2 [7]

Der Drehmoment-Regler des Motors könnte nun diesen Sollwert mit dem gemessenen Ist-Wert vergleichen und bei Bedarf ausregeln.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass diese variable Sollwertbildung zu Instabilitäten der Regelung führen kann. Dieser Effekt tritt vor allem dann auf, wenn große Unterschiede zwischen der zu simulierenden Massenträgheit und der mechanischen Massenträgheit des Prüfstandes bestehen.

Aus diesem Grund wurde ein Verzögerungsglied 1. Ordnung eingefügt. Dieses erhält aus dem Subtraktionsglied die Differenz  $J_{el}$  des Massenträgheitsmomentes des Fahrzeuges  $J_{ges}$  und des Prüfstandes  $J_{mech}$ .

Es handelt sich dabei um ein herkömmliches PT1-Glied, mit einer Zeitkonstante  $T$ , die proportional ist zu der Differenz  $J_{el}$ .

$$T = c \cdot J_{el}$$

Der Proportionalitätsfaktor  $c$  wird empirisch ermittelt. Dadurch kann auch ein großer Bereich von Masseunterschieden zwischen des Massenträgheiten des Prüfstandes und des realen Fahrzeuges ausgeglichen werden.



## 7.3 Bremsblending am Komponentenprüfstand

In Abbildung 7.7 ist die geforderte Bremskraft aufgetragen, welche sich aus den elektropneumatischen und den elektrodynamischen Bremssystemen zusammensetzt.

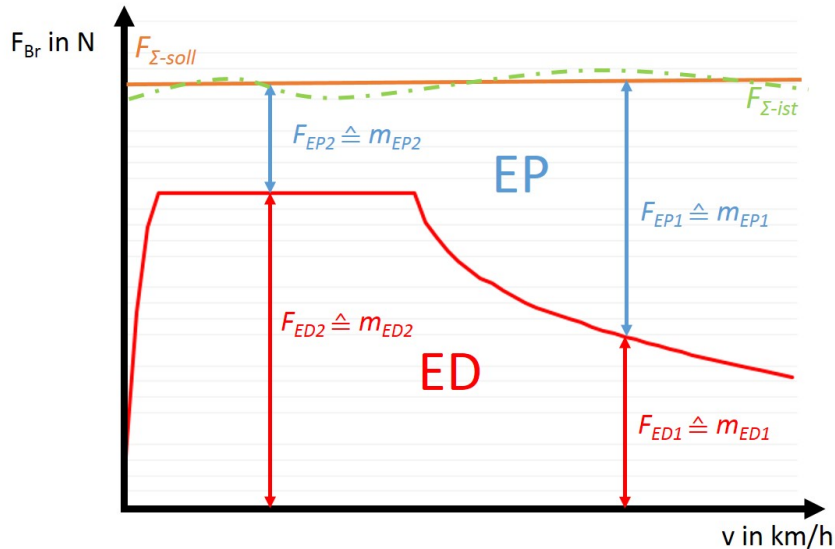


Abbildung 7.7: Blending

Ebenfalls in Abbildung 7.7 aufgetragen ist der Soll-Wert der gesamten Bremskraft  $F_{soll}$ , deren Ist-Wert  $F_{ist}$  in der Realität aber Schwankungen unterworfen ist. Dieser Wert kann nun prozentuell auf die beiden Bremssysteme aufgeteilt werden. Da die Beschleunigung bzw. die Verzögerung ident sein müssen, kann dieser prozentuelle Wert einfach übernommen werden.

Über die translatorische Bewegungsgleichung stehen Bremskraft, Masse und Verzögerung in Zusammenhang.

$$m_{ges} \cdot \dot{v} = F_{Br}$$

Dieser Zusammenhang lässt sich natürlich über den Radius in eine äquivalente Darstellung für den Prüfstand überführen. Dies ergibt die rotatorische Bewegungsgleichung.

$$J_{ges} \cdot \ddot{\phi} = M_{Br}$$

Nun soll das Regelschema, im Zusammenhang mit der Prüfstandsregelung erläutert werden. Bei Bremsbelagprüfungen nach Norm wird die Anpresskraft und die abzubremsende Masse angegeben. Soll Blending-Verhalten getestet werden, verändert man bei einer bestimmten Drehzahl die abzubremsende Masse der mechanischen Bremse.

Dabei wird eine Masse-Geschwindigkeits-Kennlinie verwendet, wie sie beispielhaft in Abbildung 7.8 zu sehen ist.

Die roten und blauen Linien beschreiben die Klemmkraften in kN und die dazugehörigen

abzubremsenden Massen in t für zwei verschiedene Beladungszustände. Die Geschwindigkeit, bei der theoretisch zwischen den Stufen umgeschaltet wird, liegt bei 50 km/h. Dieser vorgegebene Wert kann aber je nach Art des Prüfstandes schwanken.

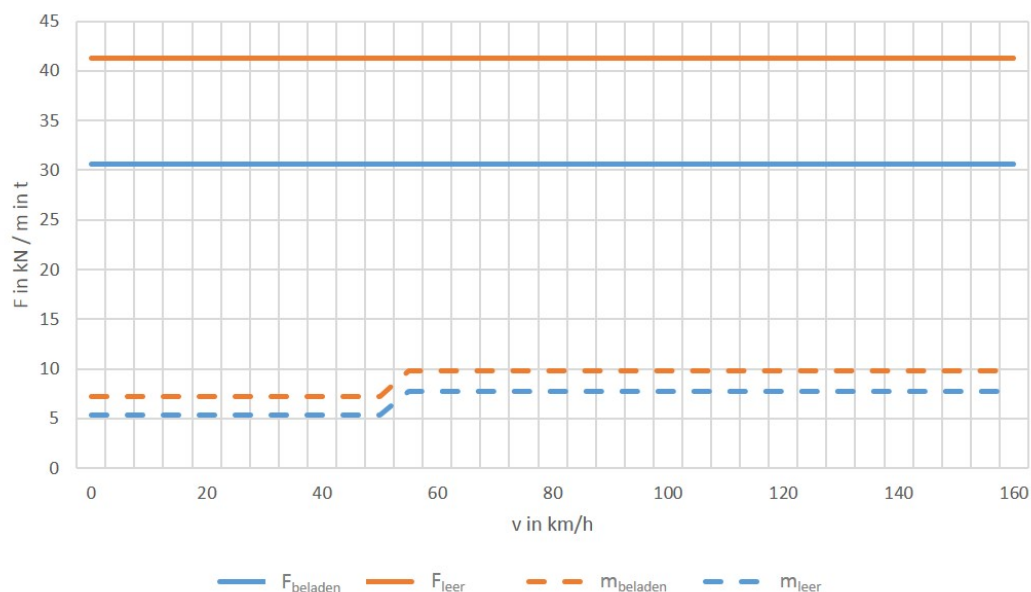


Abbildung 7.8: Blending durch Vorgabe der abzubremsenden Masse

$v$ in km/h	$F$ in kN	$m$ in t
160	41,26	9,8
52	41,26	9,8
48	41,26	7,25
0	41,26	7,25

$v$ in km/h	$F$ in kN	$m$ in t
160	30,6	7,7
52	30,6	7,7
48	30,6	5,3
0	30,6	5,3

Tabelle 7.1: Maximal- und Leer- Gewicht

In Abbildung 7.9 wird das Regelschema der Schwungmassensimulation um den Blending-Regler erweitert.

Dabei kann die original Bremskraft-Geschwindigkeit-Kennlinie des Fahrzeugs verwendet werden. Je nach aktueller Geschwindigkeit wird die abzubremsende Masse prozentual auf mechanische und elektrische Bremse verteilt.

Betrachtet wird dabei wieder die abzubremende Masse der EP-Bremse, mit einer bestimmten Anpresskraft der Bremse. Die Drehzahl wird gemessen und wieder an den Regler für die Massensimulation übermittelt.

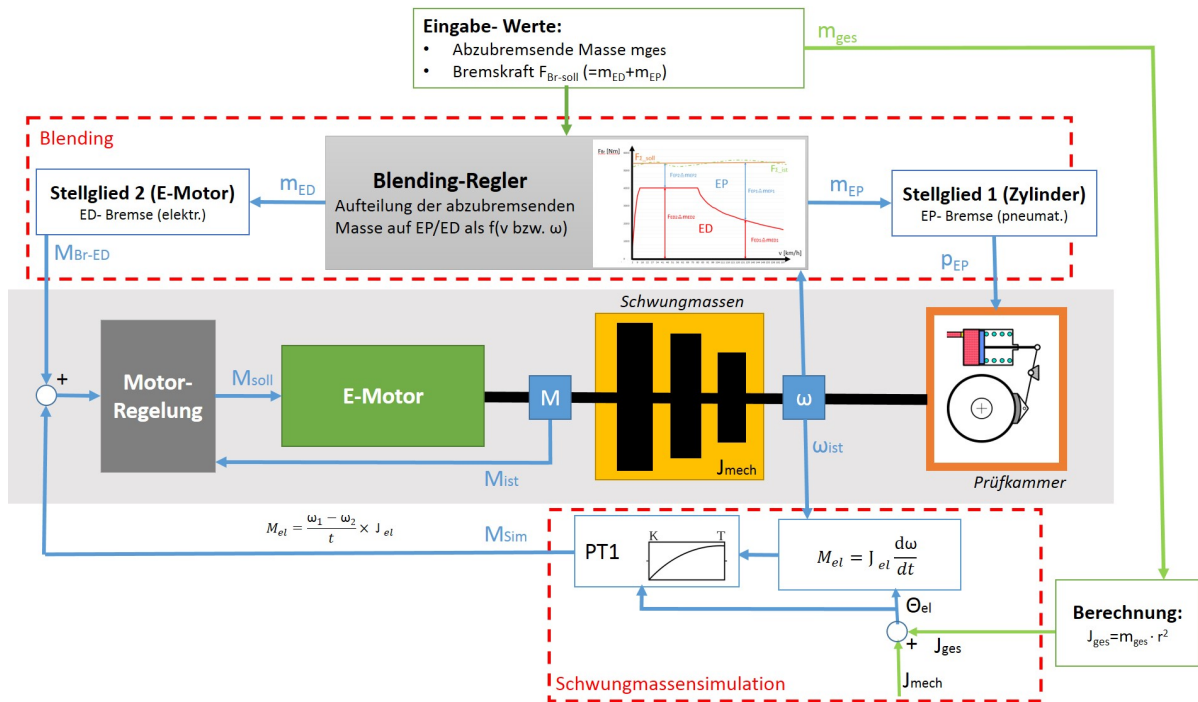


Abbildung 7.9: Regelschema mit Blending

Am Rollenprüfstand sind die Laufrollen mit dem Antrieb über eine Welle verbunden. Die Drehzahl- und Drehmomentmessung erfolgt an dieser Antriebswelle. Die Räder des Fahrzeugs sind kraftschlüssig mit den Laufrollen verbunden. Somit hat der Reibwert im Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene maßgeblichen Einfluss auf die Prüfung. In dieser Ausführung ist die ED-Bremse im Fahrwerk integriert, wodurch auch der original Blending-Regler verwendet werden kann.

# Kapitel 8

## Zusammenfassung

Im Zuge dieser Masterarbeit wurden mehrere Prüfstandskonzepte für Schienenfahrzeugbremsen ausgearbeitet. Die Nachfrage nach einem neuartigen Prüfstandskonzept entstand unter anderem durch die Entwicklung eines neuen, zukunftsweisenden Leichtbau-Drehgestellrahmens der Siemens AG Österreich. Dabei gelang durch den Einsatz von hochfestem Stahl, sowie einem neuen Design eine Gewichtsreduktion von nahezu 50%. Allerdings ergab sich dadurch ein geändertes Schwingverhalten des Rahmens, in Wechselwirkung mit dem Bremssystem. Es konnte daher nur noch bedingt auf vorhandene Erfahrungswerte zurückgegriffen werden.

Aus dieser Motivation heraus entstand die Nachfrage nach einem Prüfstandskonzept, das die Untersuchung von Gesamtsystemen erlaubt. Um eine kostendeckende Auslastung der teuren Prüfstandskomponenten zu gewährleisten, dazu zählen vor allem die elektrischen Antriebe und die Schwungmassensätze, wurde nach einer Möglichkeit zur Prüfung des gesamten Drehgestells und der Einzelkomponenten gesucht.

Es wurde eine Reihe von Prüfstandskonzepten ausgearbeitet, analysiert und daraus ein Konzept ausgewählt. Diese finale Lösung, die alle zuvor spezifizierten Anforderungen erfüllen konnte, war eine Kombination aus zwei Komponentenprüfständen, die über zwei Winkelgetriebe mit einem Rollenprüfstand verbunden sind.

Dadurch ist es möglich am Komponentenprüfstand Zulassungsversuche nach den gängigen UIC-Normen für Klotz- und Scheibenbremsen zu absolvieren. Durch einfaches Abkoppeln der Prüfkammern, in denen die Einzelprüfungen durchgeführt werden, kann ohne Umbauarbeiten die Bremsenprüfung des Drehgestells am Rollenprüfstand absolviert werden.

Die Vordimensionierung der Antriebsleistung, der Schwungmassen und des Antriebstranges bilden den Abschluss der Konzeptentwicklung. Hierbei ist beispielsweise auch auf mögliche kritische Drehzahlen geachtet worden.

In einer ersten Phase wird ein Einzelkomponentenprüfstand gebaut. Das Konzept des „Doppelenders“ wurde beibehalten, da dadurch zwei Prüfkammern zur Verfügung stehen. Eine dieser beiden Kammern wurde mit einem größeren und vielseitig verwendbaren Spannfeld ausgestattet. Durch den größeren Prüfraum können, zusätzlich zum Bremssystem, auch die dazugehörigen Konsolen und Teile des Drehgestells schwingungstechnisch untersucht werden.

Darüber hinaus erlaubt das großzügige Platzangebot im Prüfraum den Einbau einer passiven Rolle, die den Einfluss der Schiene auf klotzgebremste Räder nachbildet. Bereits während der Konzeptentwicklung wurden mögliche alternative Anwendungen untersucht, die eine bessere Auslastung der teuren Prüfstandskomponenten bringen.

Beispielsweise die Prüfung von Gleitlagern für Schienenfahrzeuge. Die zunehmenden Geschwindigkeiten im Schienenverkehr und den daraus resultierenden größeren Umfangsgeschwindigkeiten bringen die verwendeten Wälzlager an ihre Grenzen. Eine mögliche Lösung dafür stellen Gleitlager dar, die allerdings als Radsatzlager im Schienenfahrzeugsektor noch wenig Verwendung finden. Das hier vorgestellte Prüfstandkonzept bietet durch den vielseitigen Aufbau die Möglichkeit, auch diese Achslager zu prüfen.

# Literaturverzeichnis

- [1] Anonym. HSR pit dynamometer at China National Rail Lab in Chengdu. <http://www.ifs.rwth-aachen.de/studium/verbindungen.html>; [Stand 15.06.2016].
- [2] Bahn-Lexikon. Pneumatische Bremse. <http://www.eib-t.de/lexikon/pbremse.htm>; [Stand 04.02.2017].
- [3] Berger, P. Moderne Schienenfahrzeuge - Schienenfahrzeugtagung 2011. <http://www.schienefahrzeugtagung.at/download/PDF2011/28-Schlosser.pdf>; [Stand 10.02.2017].
- [4] Berger, P. Moderne Schienenfahrzeuge - Schienenfahrzeugtagung 2013. <http://www.schienefahrzeugtagung.at/download/PDF2013/24-Minde-Berger.pdf>; [Stand 10.02.2017].
- [5] Breuer, B. *Bremsenhandbuch*. VIEWEG, 2012.
- [6] CAESAR-Datensysteme. Telemetrie-Messtechnik: Theorie und Praxis. <http://www.all-electronics.de/wp-content/uploads/migrated/document/146510/345bd02737d.pdf>; [Stand 10.02.2017].
- [7] Cegelec-AEG-Anlagen. *Prüfstand mit Schwingmassensimulation*. Deutsches Patent- und Markenamt, 199.
- [8] CRRC. Qingdao Ingdao Sifang Rolling Stock Research Institute. <http://www.srsri.com/Page/585/language/en-US/default.aspx>; [Stand 10.02.2017].
- [9] Degenstein, T. *Messverfahren zur Analyse der Bremsvorgänge bei Scheibenbremsen*. ATZ, 11|2008.
- [10] Degenstein, T. *Kraftmessung in Scheibenbremsen*. Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [11] DIN-EN-13979-1. *Bahnanwendungen- Radsätze und Drehgestelle- Vollräder- Technische Zulassungsverfahren- Teil1: Geschmiedete und gewalzte Räder*. Deutsches Institut für Normung, 2011.
- [12] Dotta, M. A. B. *Wheelset integrated design and effective maintenance Report on Alstom Measuring Method, Calibration Results*. Alstom, 2008.
- [13] Durzyski, A. Prognozowanie stanu zuycia klocka hamulcowego na podstawie parametrów sygnału akustycznego. [http://www.tabor.com.pl/wp-content/uploads/2015/06/psz\\_2\\_13.pdf](http://www.tabor.com.pl/wp-content/uploads/2015/06/psz_2_13.pdf); [Stand 10.02.2017].

- [14] Eisenbahnverband, I. *RÄDER: Bestimmung eines Prüfstandbremsprogramms mit Simulation eines Betriebslastenkollektivs zur Ermittlung des Verschleißverhaltens von Rad und Bremssohle*. UIC B 169/RP 26, 2006.
- [15] Eurailtest. Bancs de freinage à l'Agence d'Essais Ferroviaires. [https://www.youtube.com/watch?v=R\\_gDqqmRZK0](https://www.youtube.com/watch?v=R_gDqqmRZK0); [Stand 10.02.2017].
- [16] Fraunhofer-Institut. Induktionsthermographie. <http://www.izfp.fraunhofer.de/de/FuE/induktionsthermographie.html>; [Stand 10.02.2017].
- [17] Gilliam, D. Status LL-Sohlen: Zulassung und weitere Entwicklung. [http://cargorail.ch/wp-content/uploads/2013/05/149\\_SnMIyD0d.pdf](http://cargorail.ch/wp-content/uploads/2013/05/149_SnMIyD0d.pdf); [Stand 10.02.2017].
- [18] Günther Gfatter, P. B. *Grundlagen der Bremstechnik*. KNORR-BREMSE GmbH, 2007.
- [19] Grote, K.-H. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Vieweg, 2014.
- [20] Guan XU, X. L. Wear Measurement of the Vehicle Brake Shoe and Determination Method of the Optimal Position for Inspection. Tech. rep., Department of Vehicle Application Engineering, Traffic and Transportation College, Jilin University, 2013.
- [21] Hans-Hermann Braess, U. S. *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg, 2013.
- [22] Harald Maass, H. K. *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, 1981.
- [23] HBM. Digitaler Drehmomentaufnehmer mit Drehzahlmesssystem. <http://www.hbm.com/de/3004/t40b-digitaler-drehmomentaufnehmer-mit-drehzahlmesssystem/>; [Stand 10.02.2017].
- [24] Iwnicki, S. D. *The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics*. University of Huddersfield, 1999.
- [25] Janicki, J. *Schienenfahrzeugtechnik*. Bahn Fachverlag GmbH, 2009.
- [26] Künne, B. *Köhler/ Rögnitz, Maschinenteile 2*. Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [27] Lunden, R. *CHARMEC Triennial Report*. Chalmers Railway Mechanics - a NUTEK/VINNOVA Competence Centre, 2006.
- [28] Maluta, S. MERMEC- group: Condition Monitoring of Rolling Stock. [http://www.intermodal-terminals.eu/content/e2/e543/inhalte551/70CRWorkshopMERMECGroupMonitoringSystemsMalutaSacco\\_eng.pdf](http://www.intermodal-terminals.eu/content/e2/e543/inhalte551/70CRWorkshopMERMECGroupMonitoringSystemsMalutaSacco_eng.pdf); [Stand 04.02.2017].

- [29] Matelakengisa, H. New testing rig ensures that gautrain keeps 'people on the move'. <http://media.ngage.co.za/new-testing-rig-ensures-that-gautrain-keeps-people-on-the-move>; [Stand 10.02.2017].
- [30] Merkel, D. T. Mechanische Bremsausrüstung von Schienenfahrzeugen. [http://www.dmg-berlin.info/page/downloads/Vortrag\\_Merkel.pdf](http://www.dmg-berlin.info/page/downloads/Vortrag_Merkel.pdf); [Stand 10.02.2017].
- [31] NTSEL. National Traffic Safety and Environment Laboratory. <https://www.ntsel.go.jp/e/sisetu/sisetu09.html>; [Stand 04.02.2017].
- [32] Paulweber, M. *Mess- und Prüfstandstechnik*. Springer Vieweg, 2014.
- [33] Reckmann. Oberflächenthermoelement. <http://www.reckmann.de/wcms/Clients/109200837011709/Documents/186/Automobil-Prospekt-RGB.pdf>; [Stand 10.02.2017].
- [34] Reinhard, H. *Schienenfahrzeugtechnik*. DB- Fachbuch Bahn Verlag, 2009.
- [35] RENK-AG. *Dynamometer Test Bench KBM-RPS-1*. RENK Testsystems, 2016.
- [36] RTRI. Railway Technical Research Institute. [http://www.rtri.or.jp/eng/rd/testing\\_facilities/](http://www.rtri.or.jp/eng/rd/testing_facilities/); [Stand 10.02.2017].
- [37] Samson. Vergleich der Reibwertcharakteristik. [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1f/Vergleich\\_der\\_Reibwertcharakteristik.svg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1f/Vergleich_der_Reibwertcharakteristik.svg); [Stand 10.02.2017].
- [38] Sarda, A. *Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln in Scheibenbremsen*. Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [39] Schenck-Komeg-GmbH. *Verfahren und Vorrichtung zur Massensimulation auf ortsfesten Prüfständen*. Europäisches Patentamt, 1996.
- [40] Schmitz, R. Warum quietschen Bremsen. <http://www.at-rs.de/beitrag/items/quietschende-bremsen-warum-eigentlich.html>; [Stand 04.02.2017].
- [41] Systems, R. T. *Prüfsysteme für Schienenfahrzeuge - Technische Information*. RENK Test Systems, 2016.
- [42] UIC-Kodex-541-3. *Bremse- Scheibenbremse und ihre Anwendung- Allgemeine Bedingungen für die Zulassung von Bremsbelägen*. UIC, 2010.
- [43] UIC-Kodex-541-4. *Bremse-Bremsen mit Bremsklotzsohlen aus Verbundstoff- Allgemeine Bedingungen für die Zertifizierung von Verbundstoff-Bremsklotzsohlen von Bremsbelägen*. UIC, 2010.
- [44] Wikipedia. Bremsenrubbeln. <https://de.wikipedia.org/wiki/Bremsenrubbeln>; [Stand 04.02.2017].



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Überblick über die Bremssysteme bei Schienenfahrzeugen . . . . .	3
1.2	In der linken Abbildung ist eine Backenbremse eines Güterwaggons abgebildet. In der rechten Abbildung ist eine kompakte Bremsseinheit mit variabler Übersetzung zu sehen, die bereits seit Jahrzehnten vielfach verwendet wird [30]. . . . .	4
1.3	Standard-Aufbau einer Klotzbremse mit den Varianten der Bremsklotzsohle und des Bremsklotzhalters. [18] . . . . .	5
1.4	Links: glatte Lauffläche (K-Sohle), rechts: raue Oberfläche (GG-Sohle) [17]	6
1.5	Kräfte und Momente am Freischnitt des klotzgebremsten Rades . . . . .	7
1.6	Radscheibe mit Riss [30] . . . . .	7
1.7	Hauptkomponenten der Scheibenbremse [5][18] . . . . .	8
1.8	Radscheibenbremse [5][18] . . . . .	9
1.9	ISOBAR brake lining von KNORR-BREMSE [18] . . . . .	9
1.10	Kräfte und Momente der Scheibenbremse . . . . .	10
1.11	Veränderliche Reibwerte verschiedener Bremsarten über der Geschwindigkeit [37] . . . . .	11
1.12	Veränderlicher Reibwert [5] . . . . .	12
1.13	Veränderliche Reibwerte bei unterschiedlichen Schienenverhältnissen, über der Geschwindigkeit [4] . . . . .	13
1.14	Bremsscheibentemperatur bei einer Stoppbremsung, aufgetragen über der abzubremsenden Masse . . . . .	14
1.15	Abkühlkurve der Bremscheibe [30] . . . . .	15
1.16	Bremssblending: Verteilung der Bremsleistung über der Geschwindigkeit beim ICE3 bei einer mittleren Bremsanforderung [3] . . . . .	17
1.17	Bremssblending in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit [5] . . . . .	18
1.18	Bremsenergie für verschiedene Massen pro Radsatz . . . . .	19
1.19	Verlauf der Bremsleistung bei Verzögerungs- und Beharrungsbremsung über der Zeit . . . . .	22
2.1	Auszug aus UIC Kodex 541-3 [42] . . . . .	24
2.2	Toleranzen für den Augenblicksreibwert $\mu_a$ bei trockener Scheibe (Auszug aus dem UIC-Kodex 541 – 3 [42]) . . . . .	25
2.3	Anordnung der Düsen laut UIC 541 – 3 [42] . . . . .	27
2.4	Statischer Reibwert über der Zeit. Die Abbildung wurde aus dem UIC-Kodex entnommen und farblich aufbereitet. [43] . . . . .	30

3.1	Schematische Darstellung des RENK Prüfstandes mit den wichtigsten Komponenten [35] . . . . .	38
3.2	Der Prüfstand von RENK, der in dieser Konfiguration bereits mehrmals ausgeliefert wurde [35] . . . . .	39
3.3	Die Prüfkammer des RENK Prüfstandes und die Detailansicht der Brems-scheibe in der Prüfkammer [35] . . . . .	40
3.4	Der Doppelender Prüfstand Nr.1 von SNCF in Vitry sur Seine in Frank-reich mit montierter Radscheibe und doppelt wirkenden Klotzbremsen. Gut erkennbar ist im rechten Bild auch das Telemetriesystem zur Abnah-me der Messdaten vom rotierenden System. [15] . . . . .	42
3.5	Der Prüfstand von RTRI [36] . . . . .	43
3.6	Prüfstand der Technischen Hochschule Chalmers [27] . . . . .	43
3.7	Bremsenprüfstand von CRRC [8] . . . . .	44
3.8	Der Rollenprüfstand BU300 von Luccini [12] . . . . .	45
3.9	3D-Modell des Rollenprüfstandes [41] . . . . .	45
3.10	Rollenprüfstand von NTSEL in Japan [31] . . . . .	46
3.11	Rollenprüfstand München-Freimann [24] . . . . .	47
3.12	Rollenanlage in Chengdu [1] . . . . .	47
3.13	Kraftmessdose im direkten Kraftfluss zum Bremsklotz [13] . . . . .	49
3.14	Messung der Bremskraft mittels zwei Kraftmessdosen an den Hängela-schen [29] . . . . .	49
3.15	Pendelnd gelagerter Prüfrahmen zur Bestimmung des Bremsmomentes .	50
3.16	Drehmomentaufnehmer <i>T40B</i> von HBM [23] . . . . .	51
3.17	Die Messeinrichtung ermittelt die Topographie der Radscheibe [38] . . . .	51
3.18	3D-Laservibrometer [5] . . . . .	52
3.19	Oberflächen-Thermoelement der Firma Reckmann [33] . . . . .	53
3.20	Aufbau des Thermoelements [9] . . . . .	53
3.21	Aufnahme einer Brems-scheibenoberfläche mit einer Thermokamera [30] .	54
3.22	Verschleißsensor der Jilin University [20] . . . . .	55
3.23	Schaltbild des Verschleißsensors [20] . . . . .	55
3.24	Verschleißmessung von Bremsbacken anhand von Referenzpunkten [28] .	55
3.25	Von Tactilus wurde eine elektronische Druckmessfolie entwickelt [10] . . .	56
3.26	Risserkennung durch induktiv angeregte Thermographie [16] . . . . .	57
3.27	Telemetrie-System des SNCF-Prüfstandes [14] . . . . .	58
3.28	Telemetriesystem P32A [6] . . . . .	58
4.1	Erstes Konzept des Komponentenprüfstandes . . . . .	59
4.2	In der Prüfkammer können am Prüfrahmen entweder doppelt- oder ein-fach wirkende Klotzbremsen montiert werden. . . . .	60
4.3	Die Abbildung zeigt eine Alternative zum pendelnd gelagerten Prüfrahmen.	60
4.4	Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Radsatzwelle angekoppelt. . . . .	61
4.5	Ein spezielles Radsatzlager ermöglicht den direkten Antrieb der Radsatz-welle. . . . .	62

4.6	Der geprüfte Radsatz wird über das Radsatzlager von der Schiene abgehoben, wodurch die Welle rotieren kann. . . . .	62
4.7	Ein absenkbares Teilstück der Schiene ermöglicht ein freies Rotieren der Radsatzwelle. . . . .	62
4.8	Doppelrollen-Variante mit direkt angetriebener Radsatzwelle. . . . .	62
4.9	Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Radsatzwelle angekoppelt. . . . .	63
4.10	Motoren und Schwungmassen des Komponentenprüfstandes werden an die Schienenrollen angekoppelt. . . . .	64
4.11	Die Einleitung der Vertikalkräfte erfolgt über die Aufstandspunkte der Schienenrollen. . . . .	65
4.12	Rollenprüfstand mit 2-Ebenen-Prinzip und Einhausung des Drehgestells. . . . .	66
4.13	Erste Ausbaustufe mit der Möglichkeit zur Erweiterung . . . . .	66
4.14	Rollenprüfstand mit Einzel-Schienenrolle . . . . .	67
4.15	Doppelender . . . . .	68
4.16	In dieser Konfiguration können Bremsversuche am Drehgestell und in zwei Prüfkammern absolviert werden. . . . .	69
4.17	Nach den Umbauarbeiten können pro Komponentenprüfstand zwei Prüfkammern abwechselnd betrieben werden. . . . .	69
4.18	Prüfstandsvariante mit Winkelgetriebe . . . . .	70
4.19	Schwungscheiben und Motor zusammen mit den Schienenrollen auf einem Strang . . . . .	70
4.20	Schematische Darstellung der finalen Konzeptvariante . . . . .	71
4.21	Antriebseinheit der finalen Konzeptvariante . . . . .	71
5.1	Komponentenprüfstände mit zwei Prüfkammern . . . . .	72
5.2	Leistung-Drehzahlkennlinie für den AC-Motor . . . . .	74
5.3	Drehmoment-Drehzahlkennlinie für den AC-Motor . . . . .	75
5.4	Schnittdarstellung der drei Schwungmassen mit abgebildeter Lagerung . . . . .	77
5.5	Mögliche Kombinationsvarianten der drei mechanischen Schwungmassen . . . . .	78
5.6	Ventilationsverluste der Schwungmassen, abhängig von der Drehzahl . . . . .	80
5.7	Ventilationsverluste der Bremsscheiben, abhängig von der Drehzahl [30] . . . . .	81
5.8	Kleine Prüfkammer mit montierter Scheibenbremse . . . . .	81
5.9	Große Prüfkammer mit kompletter Radsatzwelle . . . . .	82
5.10	Große Prüfkammer mit passiver Rolle . . . . .	82
5.11	Erste Eigenfrequenz des kleinen Rahmens bei 55 Hz. . . . .	84
5.12	Erste Eigenfrequenz des großen Rahmens bei 73 Hz. . . . .	84
5.13	Direkte Bremse [2] . . . . .	87
5.14	Indirekte Bremse [2] . . . . .	88
5.15	Druckluftherzeugung [18] . . . . .	89
5.16	Lüftungsanlage für den gesamten Prüfstand . . . . .	89
5.17	Freischnitt der Klotzbremse . . . . .	90
5.18	Freischnitt der Scheibenbremse . . . . .	91

6.1	Rollenprüfstand . . . . .	92
6.2	Die Abbildung zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstandes mit zwei Komponentenprüfständen, die über zwei Kegelradgetriebe mit den Schienenrollen verbunden sind. . . . .	93
6.3	Unterbau des Rollenprüfstandes . . . . .	94
6.4	Rollenprüfstand . . . . .	94
6.5	Zweistufiges Kegelstirnradgetriebe, wobei die Stirnradstufe schaltbar ausgeführt wird. . . . .	95
6.6	Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie bei einer maximalen Bremsleistung von 1 MW . . . . .	96
6.7	Spurweiten [25] . . . . .	98
6.8	Verschiedene Varianten des Schienenrollensatzes . . . . .	99
6.9	Reprofilierung eines Rades [34] . . . . .	99
6.10	Doppel-Stahllamellenkupplung von KTR- RIGIFLEX®-N . . . . .	100
6.11	Schaltbare Bogenzahnkupplung BoWex® SD . . . . .	100
6.12	Freischnitt des Drehgestellrahmens . . . . .	102
6.13	Freischnitt der Radsatzwelle . . . . .	104
6.14	Freischnitt des Schienenrollensatzes . . . . .	105
6.15	Schnittgrößen des ersten Bereiches . . . . .	106
6.16	Schnittgrößen des zweiten Bereiches . . . . .	106
6.17	Schnittgrößen des dritten Bereiches . . . . .	107
6.18	Normalkraft-, Querkraft,- Biegemomenten- und Torsionsmomentenverlauf	108
6.19	Größenbeiwert $b$ in Abhängigkeit vom Durchmesser $d$ [26] . . . . .	112
6.20	Oberflächenfaktor $\kappa$ [26] . . . . .	112
6.21	Biegelinie mit Durchbiegung $f$ [19] . . . . .	114
6.22	Trägheiten der einzelnen Komponenten . . . . .	115
6.23	Ersatzmodell des Bremsenprüfstandes . . . . .	116
7.1	Bremsmoment über der Massenträgheit mit den eingezeichneten Reibwerten $\mu$ zwischen Rad und Schiene, die das Bremsmoment limitieren. . . . .	118
7.2	Bremsmoment über dem Massenträgheitsmoment . . . . .	119
7.3	Bremsmoment über dem Massenträgheitsmoment für den kompletten Schwungmassensatz (rot) und nur einer Schwungmasse (grün) . . . . .	120
7.4	Beispiel für die Schwungmassensimulation eines 1 000 kW Motors . . . . .	121
7.5	Schwungmassensimulation mit direkter Bestimmung des zu simulierenden elektrischen Motormoments . . . . .	123
7.6	Schwungmassensimulation mit indirekter Bestimmung des zu simulierenden elektrischen Motormomentes anhand des Patentes EP 0696729 A2 [7] . . . . .	124
7.7	Blending . . . . .	125
7.8	Blending durch Vorgabe der abzubremsenden Masse . . . . .	126
7.9	Regelschema mit Blending . . . . .	127

# Tabellenverzeichnis

2.1	Minima und Maxima der Anforderungen laut UIC-Kodex 541 – 3 [42] . .	25
2.2	Minima und Maxima der Anforderungen laut UIC-Kodex 541 – 4 [43] . .	28
2.3	Leistungsdaten laut Spezifikation . . . . .	33
2.4	Parameter für die Prüfung je Bremssystem bzw. für die achsweise Prüfung	33
2.5	Laut Spezifikation geforderten Auswertungen . . . . .	36
3.1	Technische Daten des RENK Prüfstandes . . . . .	41
3.2	Technische Daten des Prüfstandes Nr.1 bzw. Nr.2 von SNCF [15] . . . . .	42
3.3	Technische Daten des Prüfstandes Nr.3 von SNCF [15] . . . . .	42
3.4	Technische Daten des Prüfstandes CRRC [8] . . . . .	44
3.5	Technische Daten des Prüfstandes BU300 [12] . . . . .	45
5.1	Technische Daten Komponentenprüfstand . . . . .	73
5.2	Technische Daten der Asynchronmaschine . . . . .	74
5.3	Technische Daten des Zusatzantriebes für die Prüfung der Feststellbremse	75
5.4	Technische Daten des Schwungmassensatzes . . . . .	78
6.1	Technische Daten des Prüfstandes . . . . .	93
6.2	Technische Daten des Getriebes . . . . .	96
7.1	Maximal- und Leer- Gewicht . . . . .	126

# Anhang A

## Anhang

A.1 Prüfprogramm aus dem UIC-Kodex 541-3

A.2 Anforderungen an den Momentanreibwertverlauf  
aus dem UIC-Kodex 541-3

### B.1 - Prüfprogramm Nr. 1 ( $v_{\max} = 300 \text{ km/h}$ )

**UIC-Zulassung für organische und Sinter-Bremsbeläge in Hochgeschwindigkeitszügen ( $v_{\max} = 300 \text{ km/h}$ ) für eine maximale Energie von 13,8 [MJ] mit einstufiger Anpresskraft**

Belaghälfte	Organisch: 200 cm <sup>2</sup> (A.1 - Seite 11) - Sinter: Hüllfläche 200 cm <sup>2</sup> (A.3 - Seite 13)		
Bremsscheibe	Ø 640 x 80 mm, mit reduzierter Lüfterleistung, aus Grauguss oder Kugelgraphitguss od. Stahl		
Masse pro Bremsscheibe	4 t	Raddurchmesser	890 mm
Anordnung der Beläge	H.3 - Seite 70		

Brem- sungs Nr.	Ge- schwin- dig- keit v (km/h)	Anpress- kraft F <sub>B</sub> (kN)	Ausgangs- temperatur θ <sub>0</sub> (°C)	Bemerkungen	
R1 bis Rx	120	22,5	20-100	x Bremsungen zum Einschleifen bis mindestens 85 % Tragbild, einlaufende Belagspitzen müssen tragen. W.	
1 - 12	50	15	50-60	Stoppbremsungen trocken, nach Kühlpause.	
2 - 13	80	15	"		
3 - 14	120	15	"		
4 - 15	160	15	"		
5 - 16	200	15	"		
6 - 17	120	10	50-60	Stoppbremsungen trocken, nach Kühlpause.	
7 - 18	160	10	"		
8 - 19	200	10	"		
9 - 20	120	22,5	50-60	Stoppbremsungen trocken, nach Kühlpause.	
10 - 21	160	22,5	"		
11 - 22	200	22,5	"		
23	120	22,5	50-60	Normalisierungsbremung.	
24 33 42	50	15	20-30	Stoppbremsungen nass, nach Kühlpause.	
25 34 43	80	15	"		
26 35 44	120	15	"		
27 36 45	160	15	"		
28 37 46	200	15	"		
29 38 47	120	10	"		
30 39 48	120	22,5	"		
31 40 49	160	22,5	"		
32 41 50	200	22,5	"		
51 bis 60	120	22,5	50-60		10 Bremsungen zum Trocknen der Bremsbeläge. W.
61	80	-	20-30		Dauerbremsung von 20 kW während 20 min. Stoppbremsung trocken, unmittelbar nach der Dauerbremsung, ohne Kühlpause. W.
62	80	15	-		
63 66 69	250	15	50-60	Zwischen Ende Bremsung Nr. 70 und Anfang Bremsung Nr. 71, 2 min Halt, dann Beschleunigung mit a = 0,3 m/s <sup>2</sup> (E = 9,7 MJ). W.	
64 67 70	250	10	"		
65 68 71	250	22,5	"		
72 75 78	270	15	50-60	Zwischen Ende Bremsung NR. 79 und Anfang Bremsung Nr. 80, 2 min Halt, dann Beschleunigung mit a = 0,3 m/s <sup>2</sup> (E = 11,3 MJ) W.	
73 76 79	270	10	"		
74 77 80	270	22,5	"		
81 bis 90	200	22,5	20-100	10 Bremsungen zur Regenerierung der Bremsbeläge für v = 300 km/h. W.	
91 94 97	300	15	50-60	Stoppbremsung trocken, nach Kühlpause (E = 13,9 MJ). W.	
92 95 98	300	10	"		
93 96 99	300	22,5	"		
100 102 104	320	22,5	50-60	Zusatzbremsungen nur bei Verwendung von Sinter- Belägen Masse pro Scheibe 4,5 t; (Überprüfung des Reibwertes bei erhöhten Bremsbelastungen). W.	
101 103 105	320	22	"		
106 107 108	120	15	50-60	Überprüfung der Reibwerthöhe	
109 bis 118	200	22,5	20-100	10 Stoppbremsungen trocken, zur Regenerierung der Beläge vor der Dauerbremsung. W.	
119	80	-	20-30	Dauerbremsung von 30 kW während 20 min. Stoppbremsung trocken unmittelbar nach der Dauerbremsung ohne Kühlpause. W.	
120	80	15	-		

Bremsentwicklungszeit  $t_s = 4 \pm 0,2 \text{ s}$ .

W. = wiegen

## Anlage F - Beispielhafte Darstellung zu Anforderungen an den Momentanreibwertverlauf

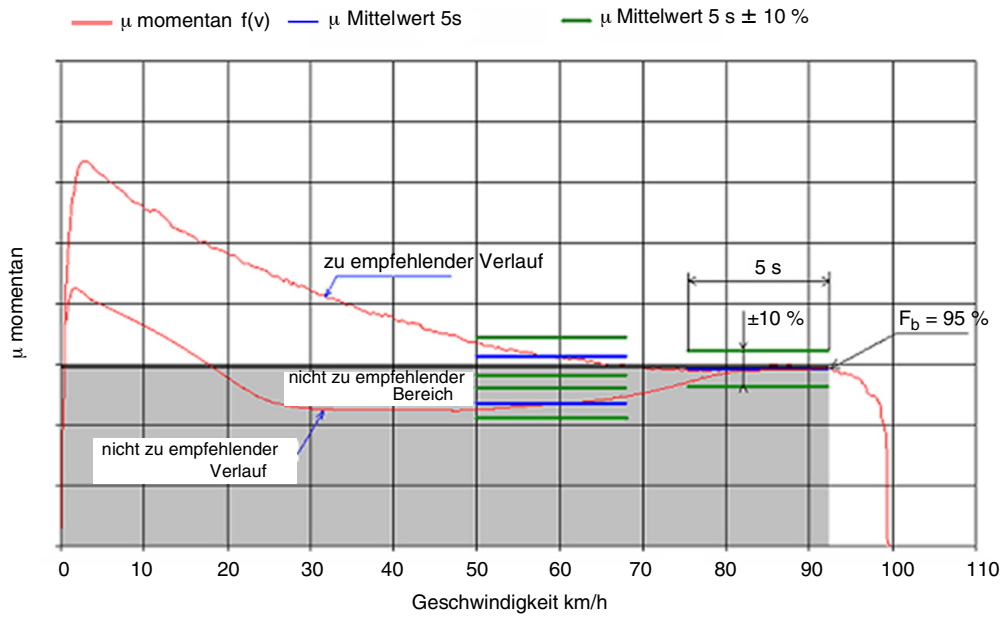


Abb. 5 -

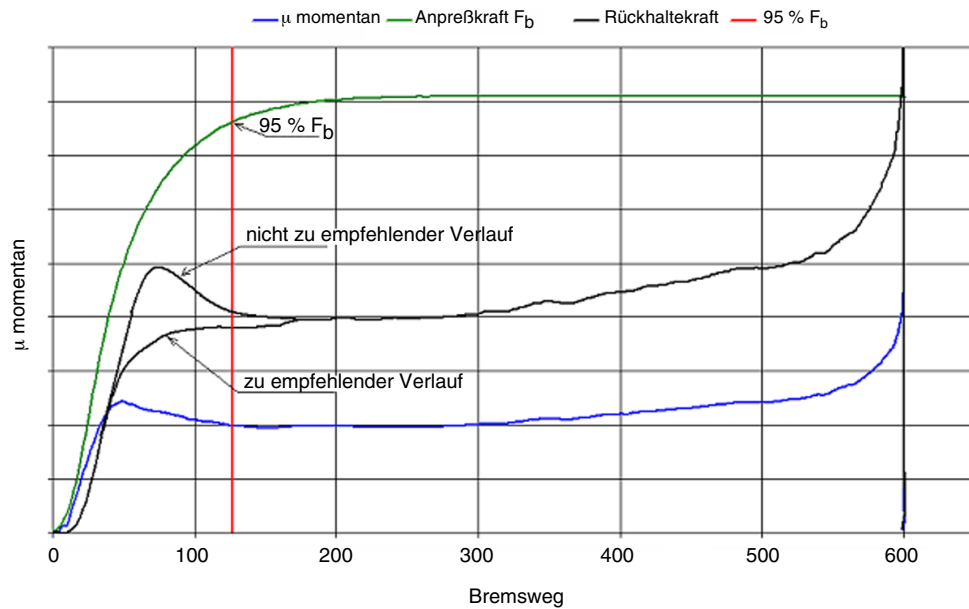


Abb. 6 -