



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Studiendepartment Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau

**Untersuchungen zum Radwiderstand von schweren
Sattelanhängern**

Tobias Ebert

12. August 2011

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik + Flugzeugbau
Berliner Tor 9
20099 Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Firma Langendorf GmbH
Bahnhofstraße 115
45 731 Waltrop

Verfasser: Tobias Ebert
Abgabedatum: 15.08.2011

1. Prüfer: Prof. Hans-Jürgen Burger
2. Prüfer: Dipl.-Ing. Albert Balke

Industrielle Betreuung: Dipl.-Ing. Albert Balke

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, dass ich meine Diplomarbeit ohne Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Quellen und Hilfsmittel angefertigt und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Waltrop, den 14.08.2011

Nachname: Ebert

Vorname: Tobias

Matrikelnummer: 1918239

Unterschrift: _____

Kurzfassung

In der vorliegenden Bachelorarbeit wird eine mobile Messvorrichtung konzipiert und konstruiert, um die Rollwiderstände an schweren Sattelanhängern zu ermitteln und zu untersuchen. Sie wird mobil ausgeführt um verschiedene Fahrzeuge in verschiedenen Umgebungen miteinander vergleichen zu können.

Zu der Vorrichtung gehören zwei lenkbare Rollenabstützungen, die die Sattellast aufnehmen müssen um die reine Zugkraft zu messen.

Der Rollwiderstand wird über einen Hydraulikzylinder, der sich im inneren der Messvorrichtung befindet, ermittelt, indem der anliegende Druck gemessen und in eine Kraft umgerechnet wird.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	-I-
Abkürzungsverzeichnis	-II-
Abbildungsverzeichnis	-III-
Tabellenverzeichnis	-V-
1 Einleitung	-1-
1.1 Problemstellung	-1-
1.2 Zielsetzung	-1-
1.3 Vorgehensweise	-2-
1.4 Firmenvorstellung	-2-
2 Entwicklung, Konstruktion und Fertigung einer Vorrichtung zum Messen von Rollwiderständen.....	-4-
2.1 Theoretische Grundlagen	-4-
2.1.1 Aufteilung der Widerstände	-4-
2.1.2 Rollwiderstand	-6-
2.1.3 Der XTE 3 Reifen	-10-
2.2 Auslegung und Konstruktion einer rollbaren Abstützung	-15-
2.2.1 Berechnung der Stützlast	-15-
2.2.2 Auslegung einer rollbaren Abstützung	-20-
2.2.3 Konstruktion der rollbaren Abstützung	-21-
2.3 Auslegung und Konstruktion einer Messvorrichtung	-22-
2.3.1 Berechnung des theoretischen Rollwiderstands	-22-
2.3.2 Konstruktion der Messvorrichtung	-23-
3 Praktische Messungen mit der Vorrichtung	-33-
3.1 Kalibrierung des Zylinders	-33-
3.2 Versuche mit der Messvorrichtung	-40-
4 Fazit	-45-
Literaturverzeichnis	-46-
Anhang	-47-

Abkürzungsverzeichnis

GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
ca.	circa
Mio.	Millionen
Lkw	Lastkraftwagen
km	Kilometer
h	Stunde
mm	Millimeter
kg	Kilogramm
t	Tonne
m	Masse/Meter
g	Erdbeschleunigung
cm	Zentimeter
N	Newton
F	Kraft
Mb	Biegemoment
L	Länge
W	Widerstandsmoment
D	Durchmesser
A/S	Querschnittsfläche
τ	Scherspannung
δz	Normalspannung
P	Druck

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1:	Luftaufnahme Langendorf GmbH
Abbildung 2-1:	Anteile am Kraftstoffverbrauch Diagramm
Abbildung 2-2:	Der Reifenlatsch
Abbildung 2-3:	Profilverformung
Abbildung 2-4:	Kräfte am Reifen
Abbildung 2-5:	Diagramm Widerstandsbeiwert/Geschwindigkeit
Abbildung 2-6:	Diagramm Widerstandsbeiwert/Normalkraft
Abbildung 2-7 :	Schräglauf im Reifenlatsch
Abbildung 2-8:	XTE 3 Reifen
Abbildung 2-9 :	Seitenkraft über Schräglaufwinkel
Abbildung 2-10:	Reifen-Verformungsdiagramm
Abbildung 2-11:	Innenlader unbeladen
Abbildung 2-12:	Innenlader beladen
Abbildung 2-13:	Grundmaße Innenlader
Abbildung 2-14:	Schwerpunktlage Innenlader
Abbildung 2-15:	Stützlast Innenlader
Abbildung 2-16:	Innenlader beladen
Abbildung 2-17:	Innenlader beladen Gesamtschwerpunkt
Abbildung 2-18:	Stützfuß mit Rolle in CatiaV5
Abbildung 2-19:	Foto Hydraulikzylinder
Abbildung 2-20:	Bauteile Gabelschuh
Abbildung 2-21:	Biegemomentberechnung Bolzen - 1
Abbildung 2-22:	Schnitt Rechteckrohr
Abbildung 2-23:	Biegemomentberechnung Bolzen - 2
Abbildung 2-24:	Schnitt Quadratrohr 100x100 mm
Abbildung 2-25:	Bauteile Zugteil
Abbildung 2-26:	Biegemomentberechnung Bolzen – 3
Abbildung 2-27:	Schnitt Quadratrohr 90x90 mm
Abbildung 2-28:	Fertige Messvorrichtung
Abbildung 3-1:	Hydraulikzylinder im Schnitt
Abbildung 3-2:	Zylinder am Kran

Abbildung 3-3:	Manometer
Abbildung 3-4:	Gemessene Drücke - Diagramm
Abbildung 3-5:	Widerstand der Dichtungen im Zylinder - Diagramm
Abbildung 3-6:	Theoretische Drücke - Diagramm
Abbildung 3-7:	Vergleich theoretische-/ gemessene Drücke - Diagramm
Abbildung 3-8:	Messvorrichtung auf Gabelstapleraufnahme
Abbildung 3-9:	Langendorf Glasinnenlader
Abbildung 3-10:	Faymonville Glasinnenlader
Abbildung 3-11:	Abstützung Langendorf
Abbildung 3-12:	Abstützung Faymonville
Abbildung 3-13:	Ausgangsposition im Versuch

Tabellenverzeichnis

- Tabelle 2-1: Eigenschaften XTE 3 Reifen
- Tabelle 2-2: Optimaler Reifenluftdruck im Bezug auf Untergrund
- Tabelle 2-3: Optimaler Reifenluftdruck im Bezug auf Radlast und Geschwindigkeit
- Tabelle 3-1: Gemessene Drücke
- Tabelle 3-2: Theoretische Drücke

1. Einleitung

1.1 Problemstellung

In Zeiten von wachsenden Energiepreisen und abnehmenden Ölvorkommen erhält das Thema Verbrauchsreduzierung eine eminent wichtige Bedeutung. Zudem wird hierbei der Schadstoffausstoß gleichzeitig reduziert.

Es gibt auch bereits Ansätze, dass die angehängten Fahrzeuge mit in die Gesamtbetrachtung des Kraftstoffverbrauchs aufgenommen werden, allerdings beschränkt sich dies meistens auf die Aerodynamik.

Praxisbeobachtungen zeigten auf, dass der Radwiderstand bei Sattelaufliegern und Anhängern deutliche Unterschiede aufweist. Sogar bei baugleichen Fahrzeugen desselben Typs wurden nennenswerte Differenzen beobachtet.

In diesem Hinblick hatte sich ein Kunde der Firma Langendorf GmbH gemeldet und genau dieses Phänomen bei zwei seiner Langendorf-Glassinnenlader beobachtet.

In einem Selbstversuch wurden die beiden Innenlader vom Personal der Transportfirma geschoben und nach Aussage des Kunden wurden für den einen Auflieger zwei Personen weniger benötigt als für den Zweiten.

1.2 Zielsetzung

Das Ziel der Ausarbeitung war es, eine mobile Vorrichtung zu entwickeln, um die tatsächlich vorhandenen Radwiderstände zu ermitteln. Diese Messvorrichtung sollte mit Hilfe eines Hydraulikzylinders den Druck zwischen dem Zugfahrzeug und dem gezogenen Fahrzeug ermitteln, der anschließend in eine Kraft umgerechnet wurde. Als Zugfahrzeug sollte eine Stapler, als auch eine Sattelzugmaschine verwendet werden können. Zudem musste eine lenkbare Rollenabstützung konstruiert werden, die die anliegende Sattellast aufnimmt.

1.3 Vorgehensweise

Nachdem im Kapitel 1 einleitend die Problemstellung und die Zielsetzung der Arbeit dargestellt wurde, folgt eine kurze Vorstellung der Firma Langendorf GmbH.

Das Kapitel 2 widmet sich der Entwicklung, Konstruktion und Fertigung einer Messvorrichtung zum Ermitteln von Rollwiderständen.

Hierbei werden die theoretischen Grundlagen im Bezug auf die Auslegung und Konstruktion der Abstützung und der Messvorrichtung behandelt.

Die praktische Messung mit der Vorrichtung wird im Kapitel 3 dargelegt.

Im Kapitel 4 werden die erhaltenen Messergebnisse ausgewertet und aufgeführt.

1.4 Firmenvorstellung

Die Firma Langendorf GmbH wurde vor mehr als 100 Jahren in Waltrop gegründet und gehört heute zu den international renommierten Herstellern des individuellen Fahrzeugbaus. [LANGENDORF: Langendorf – *Innovation*, 2011]

Der Urgroßvater des jetzigen Firmeninhabers, Heinz Bernd Langendorf, legte 1889 den Grundstein für die erfolgreiche Geschichte der Firma Langendorf GmbH. Er gründete in seinem Heimatort Waltrop eine Schmiedewerkstatt mit Hufbeschlag und Wagenbau. Seit diesem Datum ist die Firma kontinuierlich gewachsen.

1960 wurde auf dem jetzigen Werksgelände in der Bahnhofstraße 115 das erste Gebäude errichtet. Zu diesem Zeitpunkt beschäftigte die Firma Langendorf GmbH bereits 60 Mitarbeiter.

Ende der 90er Jahre ging die Geschäftsleitung an den jetzigen Geschäftsführer Heinz Bernd Langendorf über.

Durch die kontinuierliche Erweiterung wurde auch das Gebrauchtfahrzeuggeschäft ausgeweitet und dadurch die Firma Langendorf Trading GmbH gegründet.

Ende 2002 fand bei der Firma Langendorf GmbH eine Neuausrichtung statt, die im Rahmen von konjunkturellen Problemen der Bauindustrie durchgeführt wurde. Die Geschäftsführung wurde zusammen von Heinz Bernd Langendorf und dem ehemaligen Verkaufsleiter Bernd Böse übernommen.

In diesem Zuge wurde die Firma Langendorf Service GmbH gegründet, die in Waltrop und Potsdam den Service für eigene, als auch für Fremdfabrikate betreibt.

2005 wurde im Zuge der konsequenten Marktbearbeitung von Osteuropa ein Werk in Medias/Rumänien errichtet. [LANGENDORF: *Langendorf – Fahrzeugbau*, 2011]

Im Jahre 2009 wurde die Langendorf Service GmbH mit einer neuen, 3.000m² großen, Service-Halle erweitert. [LANGENDORF: *Neubau*, 2011]

Zum jetzigen Zeitpunkt arbeiten ca. 340 Arbeitnehmer für die Firma Langendorf GmbH, die ca. 1000 Fahrzeuge produzieren und damit einen Jahresumsatz von 58. Mio. Euro erwirtschaften. [LANGENDORF: *Zahlen und Fakten*, 2011]



2 Entwicklung, Konstruktion und Fertigung einer Vorrichtung zum Messen von Rollwiderständen

2.1 Theoretische Grundlagen

2.1.1 Aufteilung der Fahrwiderstände

Der Fahrwiderstand setzt sich insgesamt aus vier Widerständen zusammen. Der Rollwiderstand beschreibt den Widerstand des Rades. Der Luftwiderstand ist abhängig vom Fahrzeug und der gefahrenen Geschwindigkeit. Der Steigungswiderstand wirkt sich bei einer Steigung negativ und im Gefälle positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Der Beschleunigungswiderstand geht mit der Massenträgheit einher. Für diese vier Widerstände ergeben sich folgende Gleichungen:

Rollwiderstand	=	$mg * f_R$
Luftwiderstand	=	$\frac{1}{2} * \rho_L * c_w * A * v^2$
Steigungswiderstand	=	$mg * \sin(\alpha)$
Beschleunigungswiderstand	=	$m * \ddot{x}$

F_{an}	=	benötigte Antriebskraft
m	=	Masse des Fahrzeugs
g	=	Erdbeschleunigung
f_R	=	Rollwiderstandsbeiwert
ρ_L	=	Dichte der Luft
c_w	=	Luftwiderstandsbeiwert
A	=	Querschnittsfläche des Fahrzeugs
v	=	Geschwindigkeit
$\sin(\alpha)$	=	Sinus des Hangwinkels
\ddot{x}	=	Beschleunigung

Um die benötigte Antriebskraft F_{an} zu ermitteln, wird die Summe aller Widerstände ermittelt:

$$F_{an} = mg * f_R + \frac{1}{2} * \rho_L * c_w * A * v^2 + mg * \sin(\alpha) + m * \ddot{x}$$

Der Energiebedarf eines 40 Tonnen Lastzugs wird in der Abbildung 2-1 unter verschiedenen Bedingungen dargestellt.

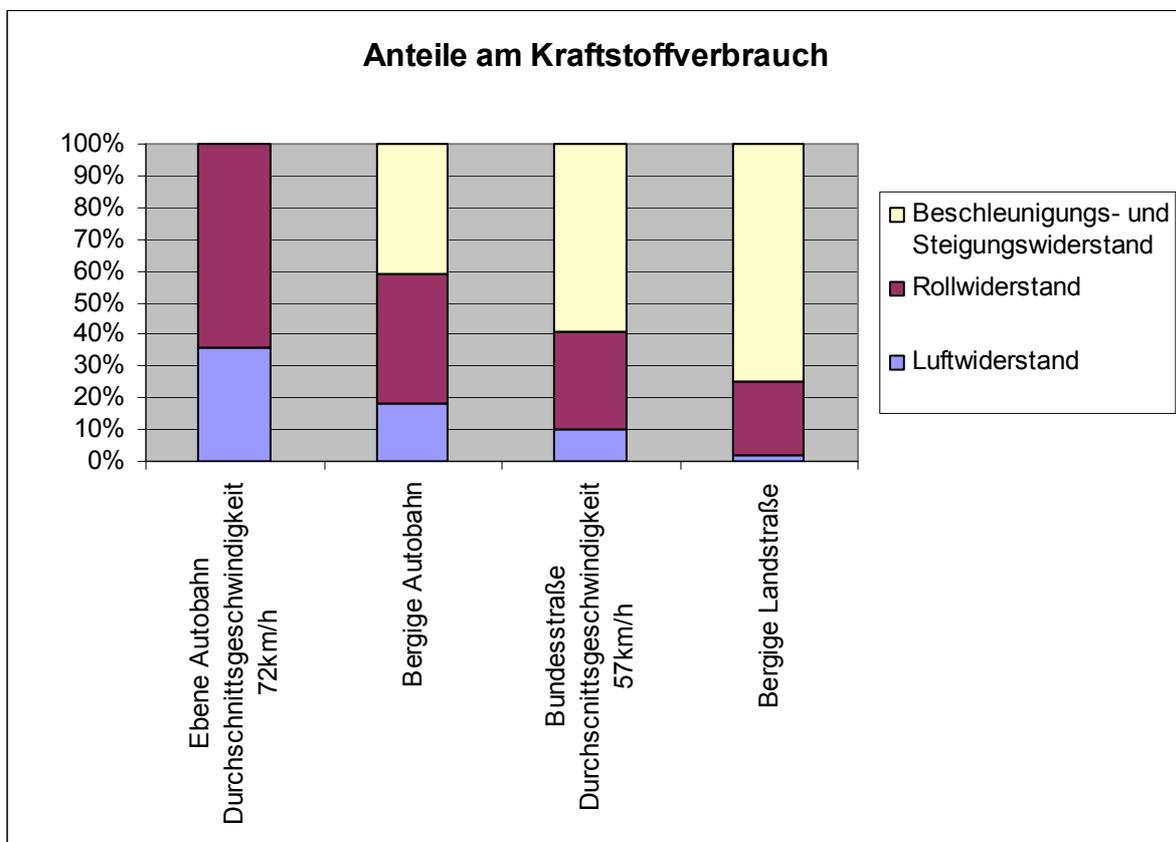


Abbildung 2-1: Anteile am Kraftstoffverbrauch Diagramm [HOEPKE, Erich; BREUER, Stefan (Hrsg.) 2010, S. 37]

In der ersten Spalte wird aufgezeigt, dass in der Ebene 1/3 des Kraftstoffverbrauchs dem Luftwiderstand zuzuschreiben ist und 2/3 dem Rollwiderstand. [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 35-36]

2.1.2 Der Rollwiderstand

Dem Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen wird ein besonderer Stellenwert zugewiesen. Die Reifenhersteller sprechen von einem Anteil am Kraftstoffverbrauch von 30 bis 50 %, je nach Topographie und Fahrer. Auf diese speziellen Reifen wirken enorme Lasten und Laständerungen. Da der Luftdruck von bis zu 9 bar nicht jedes Mal auf die Ladung angepasst werden kann und die Achslast von 2 Tonnen bis 11,5 Tonnen variiert, ändert sich die Größe der Radaufstandsfläche. Die Reifen müssen daher so gestaltet werden, dass unabhängig von der Beladung ein nahezu gleicher Fahrzustand erreicht wird.

In den Rollwiderstand fließen verschiedene Faktoren ein. Bei einem belasteten Reifen deformiert sich die Reifenaufstandsfläche. Wenn der Reifen nun abrollt, entsteht eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Reifenoberfläche und dem Reifenlatsch. Da die heutigen Reifen in der Regel Radialreifen, mit einem steifen Stahlgürtel, sind, muss die Deformation größtenteils im Profil stattfinden. Wenn von einer konstanten Raddrehzahl und einer linearen Radiusänderung ausgegangen wird, ergibt sich folgendes Bild.

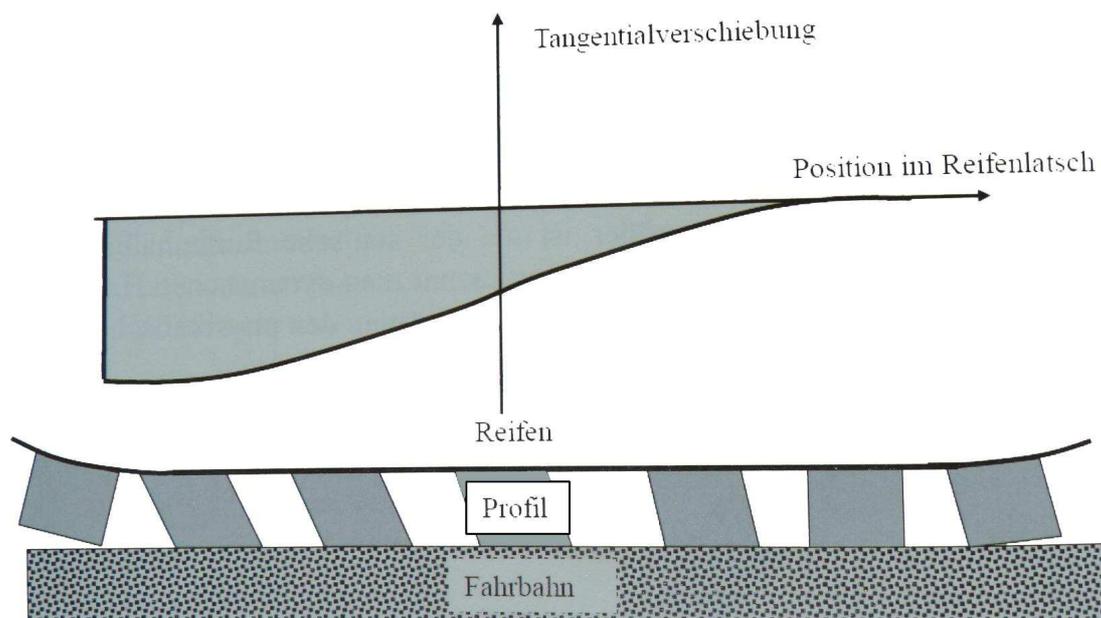


Abbildung 2-2: Der Reifenlatsch [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 44]

Betrachtet man eine einzelne Profilstolle, so wird deutlich, wie die Verformung im Profil stattfindet. Die unbelastete Stolle berührt die Straße und wird dadurch gestaucht. Wandert sie nun durch die Abrollbewegung im Reifenlatsch weiter nach hinten, so wird das Profil zusätzlich geschert. Wenn die Stolle den Untergrund verlässt, geht sie in ihre Ausgangsposition zurück.

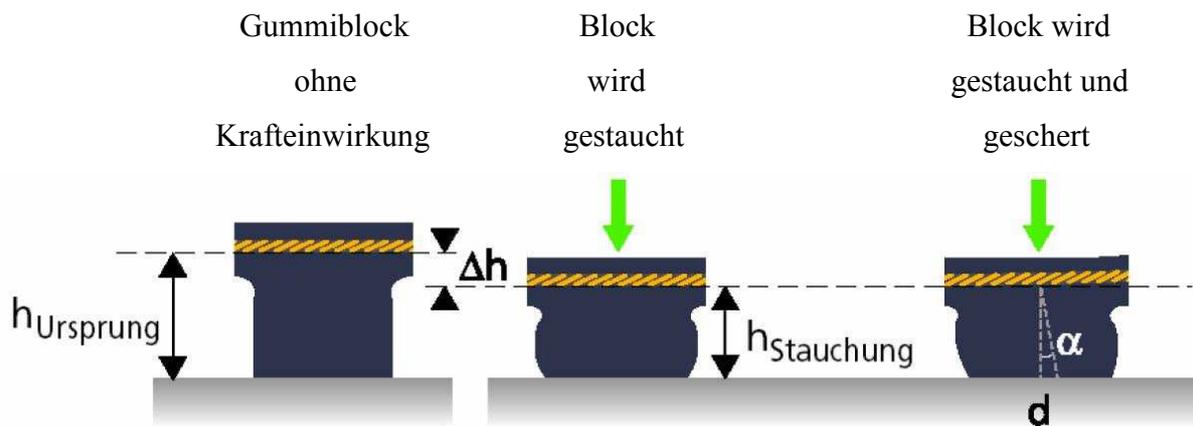


Abbildung 2-3: Profilverformung [MICHELIN: *Kostensenkungspotenzial*. S.14]

Der Rollwiderstand ist die Resultierende aus der Verteilung der Flächenpressung und den Verformungen in der Reifenaufstandsfläche. Dadurch ruft die Normalkraft F_N , die auf den Reifen wirkt, eine Flächenpressung mit unsymmetrischem Verlauf hervor. Diese Kraft F_N hat einen Abstand e zur Radmitte.

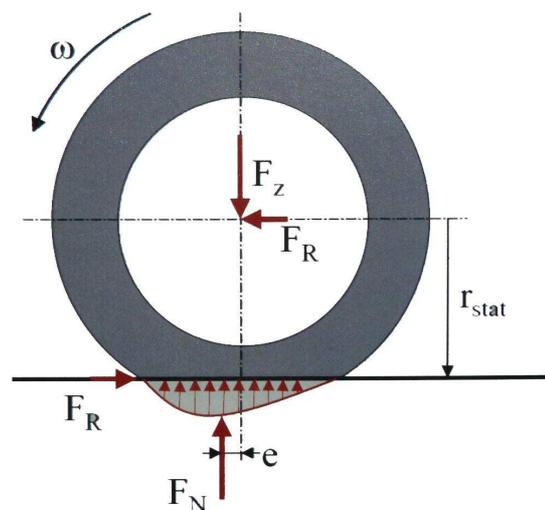


Abbildung 2-4: Kräfte am Reifen [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 44]

In dem nachfolgenden Diagramm hat der Rollwiderstandsbeiwert bei niedrigen Geschwindigkeiten einen nahezu waagerechten Verlauf. Der Verlauf steigt mit erhöhter Geschwindigkeit, allerdings hat auch die Reifenkonstruktion einen großen Einfluss. Durch die Reifenkonstruktion entsteht ein Streuband.

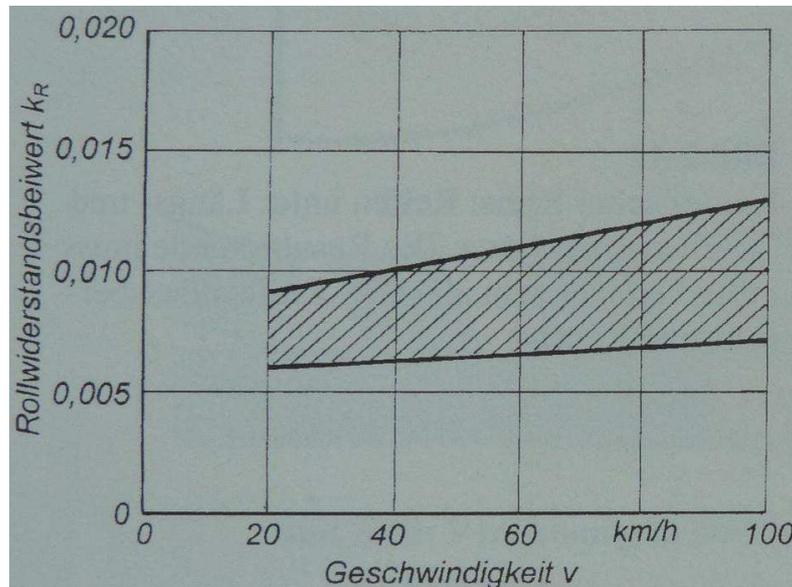


Abbildung 2-5: Diagramm Widerstandsbeiwert/Geschwindigkeit [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 46]

Wenn der Reifenluftdruck der steigenden Radlast angepasst wird, sinkt der Rollwiderstandsbeiwert.

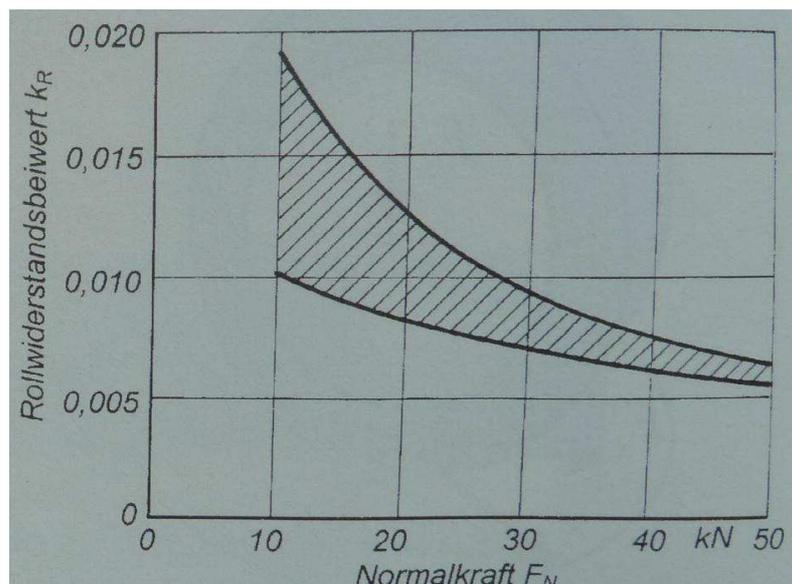


Abbildung 2-6: Diagramm Widerstandsbeiwert/Normalkraft [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 44]

Aus diesen beiden Diagrammen stellt sich ein Mittelwert ein.

Die Deformation im Reifenprofil verursacht Reibung, die ein Teil des Rollwiderstands darstellt. Zudem werden weitere Teile des Rollwiderstands der permanenten Verformung des Reifenkörpers und der Verzahnung des Profils mit der Fahrbahn zugeschrieben. Der Lüfterwiderstand liefert nur einen geringen Beitrag zum Rollwiderstand. Er wird durch die Luft, die den Reifen umströmt, verursacht und wird meistens dem Luftwiderstand zugerechnet.

Es werden allerdings, je nach Situation, weitere Rollwiderstände erzeugt. Bei einer Fahrt auf nassem Untergrund muss der Reifen das Wasser verdrängen. Wird das Fahrzeug jedoch auf losem Erdreich oder Schnee bewegt, schiebt der Reifen einen Materialkeil vor sich her. Dieses Phänomen nennt man Bulldozingwiderstand. Eine Kurvenfahrt generiert den Kurvenwiderstand. Beim Kurvenwiderstand treten Kräfte auf, die anteilig entgegen der Fahrtrichtung wirken. Das Fahrzeug bewegt sich dadurch mit einem Schräglaufwinkel. [HOEPKE, E.; BREUER, S. (Hrsg.) 2010, S. 42-47]. Der Vorspurwinkel wirkt auf die gleiche Art und Weise auf den Rollwiderstand wie der Schräglaufwinkel. Der Vorspurwinkel tritt allerdings in wesentlich kleineren Winkeln auf und hat die Aufgabe das Fahrzeug bei Geradeauslauf zu stabilisieren.

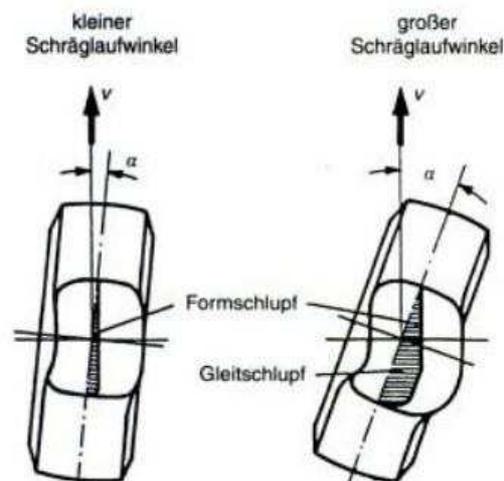


Abbildung 2-7 : Schräglauf im Reifenlatsch

[BREUER, Bert; BILL, Karlheinz (Hrsg.) 2006, S

Durch die Vorformung der Aufstandsfläche entsteht ein Rückstellmoment, welches das Rad in die Ausgangslage zurückdrücken will.

In der Regel hat ein Nutzfahrzeug einen Rollwiderstandsbeiwert von 0,005 – 0,010. Der Rollwiderstand ist allerdings sehr stark von der Reifentemperatur abhängig und sinkt mit steigender Temperatur. Da der verwendete Reifentyp des Testfahrzeugs bekannt ist, gibt der Hersteller exakte Werte für den verwendeten Reifen an.

2.1.3 Der Michelin XTE 3 Reifen

Der Michelin 385/65 R22,5 XTE 3 wurde von der Firma Michelin spezifisch für Anhänger- und Aufliegerachsen konzipiert und ist nicht für Lenkachsen geeignet. [MICHELIN: *Michelin XTE 3*. 2007]



Die Firma Michelin gibt für diesen Reifen einen Rollwiderstandsbeiwert von 4,9kg/t an. Dieser Wert wird oft als dimensionslose Größe angegeben, da sich Kilogramm mit Tonne wegekürzen lässt. Dementsprechend wird der Wert als 0,0049 angegeben. [KREBS, Camille. 2011]

Abbildung 2-8: XTE 3 Reifen
[MICHELIN: *Michelin XTE 3*. 2007]

Der Reifen hat, im Bezug auf den normalen Straßenverkehr, den Lastindex 160. Somit ist er für eine maximale Traglast von 4.500 kg ausgelegt. Als Geschwindigkeitsindex ist der Buchstabe J gegeben und ist für eine maximale Geschwindigkeit von 100 km/h konzipiert. [MICHELIN: *Technical*. 2008]

Folgende Eigenschaften werden dem Michelinreifen zugeschrieben:

Reifenradius unbeladen	537	mm	+/- 2mm
Reifenradius beladen (statisch)	497	mm	
Reifenbreite unbeladen	378	mm	+/- 1,5mm
Reifenbreite beladen	407	mm	
Profiltiefe	17,3	mm	
Nachschneidtiefe	3	mm	
Reifenumfang	3292	mm	+/- 0,5%

Tabelle 2-1: Eigenschaften XTE 3 Reifen [MICHELIN: *Technical*. 2008]

Des Weiteren gibt die Firma Michelin den Schräglaufwinkeln bei verschiedenen Seitenführungskräften an.

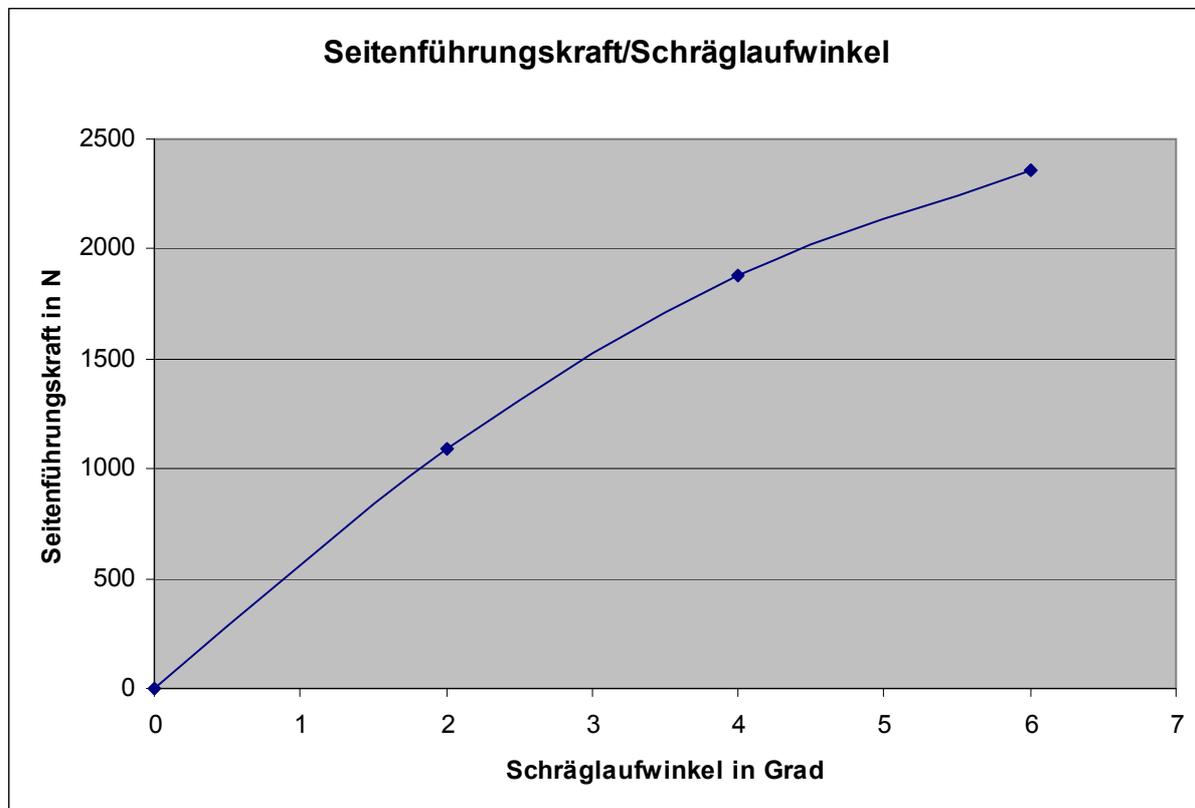


Abbildung 2-9 : Seitenkraft über Schräglaufwinkel [KREBS, C. 2011]

Dieses Diagramm basiert auf einem Reifeninnendruck von 8,5 bar und einer Radlast von 4050 kg. Diese Werte entsprechen 90% der maximalen Zuladung.

Da bekannt ist, dass unser Testfahrzeug einen Vorspurwinkel von $0,6^\circ$ besitzt, kann die Rollwiderstandskomponente berechnet werden.

Aus der Abbildung 2-9 kann, bei einem Winkel von $0,6^\circ$, eine Seitenführungskraft von ca. 324N abgelesen werden. Die Seitenführungskraft ergibt folgende Kraftkomponente, die gegen die Fahrtrichtung wirkt:

$$324N * \sin(0,6^\circ) = 3,4N$$

Dieser Wert bezieht sich auf je ein Rad. In unserem Falle muss er mal sechs gerechnet werden. Allerdings bezieht sich dieser Wert auf eine genaue Radlast von 4050 kg.

Im Gegensatz mit seinem Vorgängermodell hat der XTE 3 Reifen 1mm mehr Profiltiefe und die Lauffläche des Reifens ist 20mm breiter. Dadurch hat der Reifen bis zu 15% mehr Laufleistung als sein Vorgänger. [MICHELIN: *Michelin XTE 3*. 2007]

Die Firma Michelin gibt folgende Werte, bezüglich Radlast und maximaler Geschwindigkeit bei optimalem Reifendruck, an.

Fahrbahn	Max. Radlast (kg)	max. Geschwindigkeit (km/h)	Druck (bar)
Straßenverkehr	4500	100	9.00
Baustellenverkehr	2950	65	4.40
Sand/Schlamm	2950	20	2.40

Tabelle 2-2: Optimaler Reifenluftdruck im Bezug auf Untergrund [MICHELIN: *Technical*. 2008]

Der Luftdruck variiert je nach Beschaffenheit des Untergrunds. Je weicher der Boden ist, desto geringer ist der Druck in den Reifen. Dadurch wird die Kontaktfläche zwischen Reifen und Untergrund vergrößert. Die Folge ist, dass die Traktion sich verbessert, allerdings hat es auch den Nachteil, dass sich der Rollwiderstand erhöht.

Da unsere Testfahrt auf einer Asphaltstraße stattfindet, gehen wir von den Werten für den Straßenverkehr aus.

Michelin gibt für den Fernverkehr auf der Straße die folgenden optimalen Reifendruckwerte (bar) an.

		Geschwindigkeit (km/h)									
		100	90	80	65	50	40	30	20	10	0
Radlast (kg)	4500	9.0	9.0	9.0	8.9	8.9	8.7	8.1	7.2	6.3	4.7
	4000	8.1	8.0	8.0	7.9	7.9	7.6	7.2	6.3	5.5	4.1
	3750	7.6	7.5	7.5	7.3	7.3	7.1	6.7	5.8	5.1	3.8
	3500	7.0	6.9	6.9	6.8	6.8	6.6	6.2	5.4	4.7	3.5
	3250	6.5	6.4	6.4	6.3	6.3	6.1	5.7	5.0	4.3	3.2
	3950	5.6	5.6	5.6	5.5	5.4	5.3	5.0	4.3	3.8	2.8
	3500	4.7	4.6	4.6	4.6	4.5	4.4	4.1	3.6	3.1	2.2
	2250	4.1	4.1	4.1	4.0	4.0	3.9	3.6	3.1	2.7	1.9
	2000	3.6	3.5	3.5	3.5	3.5	3.4	3.1	2.7	2.3	1.7
	1750	3.0	3.0	3.0	3.0	2.9	2.8	2.6	2.3	1.9	1.4
	1500	2.5	2.5	2.5	2.4	2.4	2.3	2.2	1.8	1.6	1.1
	1250	1.9	1.9	1.9	1.8	1.8	1.8	1.7	1.4	1.2	0.8
1000	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.3	1.2	1.0	0.9		
Verformung (mm)		39	39.5	39.5	40	40	41	43	47.5	52.5	65

Tabelle 2-3: Optimaler Reifenluftdruck im Bezug auf Radlast und Geschwindigkeit [MICHELIN: Technical. 2008]

Zu beachten ist allerdings, dass diese Werte nicht dem geringsten Rollwiderstand zugrunde liegen. Bei diesen Werten soll die Kontaktfläche optimal sein, sodass die anliegenden Kräfte bestmöglich übertragen werden können.

Die untere Zeile zeigt die Verformung des Reifens im Bereich der Aufstandsfläche. Hier gilt, dass die Summe aus der Verformung und dem statischen Reifenradius den unbelasteten Reifenradius ergibt.

Da der Luftdruck zwischen dem Be- und Entladen nur unter großem Aufwand verändert werden kann, wird immer von der maximalen Radlast ausgegangen. Aufgrund dessen hat unser Testfahrzeug einen konstanten Reifendruck von 9 bar. Folglich ist die Verformung des Reifens abhängig von der Last und nicht mehr vom Druck.

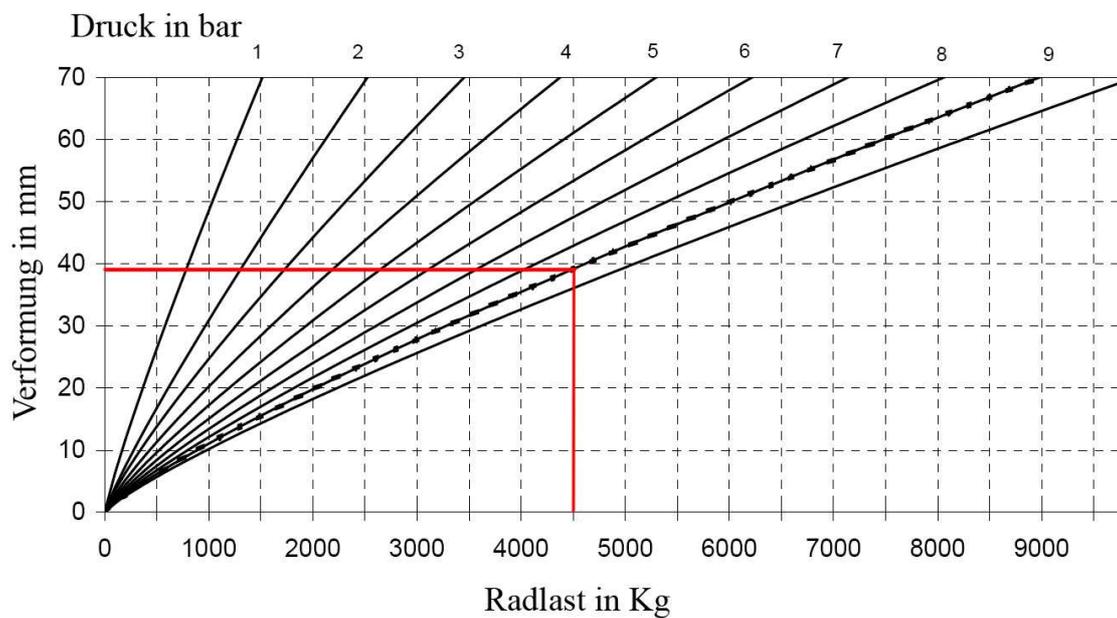


Abbildung 2-10: Reifen-Verformungsdiagramm [MICHELIN: *Technical*. 2008]

2.2 Auslegung und Konstruktion einer rollbaren Abstützung

Die Abstützung hat die Aufgabe, die Sattellast, die normalerweise auf der Sattelplatte der Zugmaschine lastet, aufzunehmen. Am unteren Ende dieser Abstützung ist eine lenkbare Schwerlastrolle angebracht. Die Rolle muss lenkbar sein, um mit dem Testfahrzeug wenden zu können und zu gewährleisten, dass der Auflieger exakt hinter dem Zugfahrzeug herläuft und somit die komplette Zugkraft in die Messvorrichtung geht. Der Nachteil der Rollen besteht darin, dass sie das gemessene Ergebnis etwas beeinträchtigen. Dies fällt allerdings nicht weiter ins Gewicht, da die Fahrzeuge miteinander verglichen werden und dieser Faktor dadurch bei jedem Auflieger einfließt.

2.2.1 Berechnung der Stützlast

Um die Stütze inklusive Rolle auslegen zu können, wird die Last auf den Stützen benötigt. Hierbei gibt es 2 Fälle, die überprüft werden müssen. Die eine Berechnung behandelt das unbeladene Fahrzeug, dessen Belastung nur das Eigengewicht ist und die andere Berechnung beschäftigt sich mit dem Fahrzeug, auf dem eine Ladung von 24 Tonnen lastet.

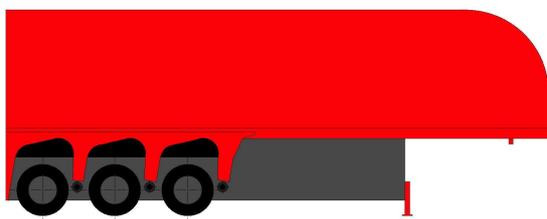


Abbildung 2-11: Innenlader unbeladen

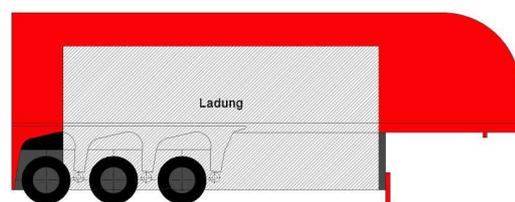


Abbildung 2-12: Innenlader beladen

Berechnung Gewichtsverteilung:

Das Versuchsfahrzeug hat ein Leergewicht von 8100 kg. Davon liegen 2300 kg als Stützlast am Königszapfen an und 5800 kg als Radlast auf den 3 Achslinien. Ziel ist es, das Gewicht, welches auf den Stützen lastet, zu berechnen.

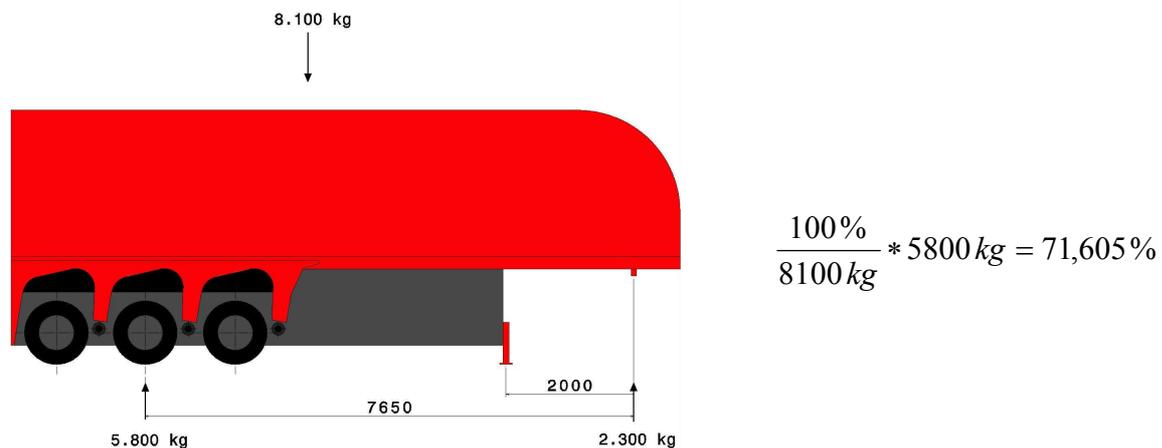


Abbildung 2-13: Grundmaße Innenlader

Es lasten 71,605 % des Gesamtgewichts auf den 3 Achslinien. Mit diesem Zwischenergebnis kann nun der Schwerpunkt berechnet werden.

Berechnung der Lage des Schwerpunkts:

Um die Last der Stützen ausrechnen zu können, wird die Lage des Schwerpunktes benötigt.

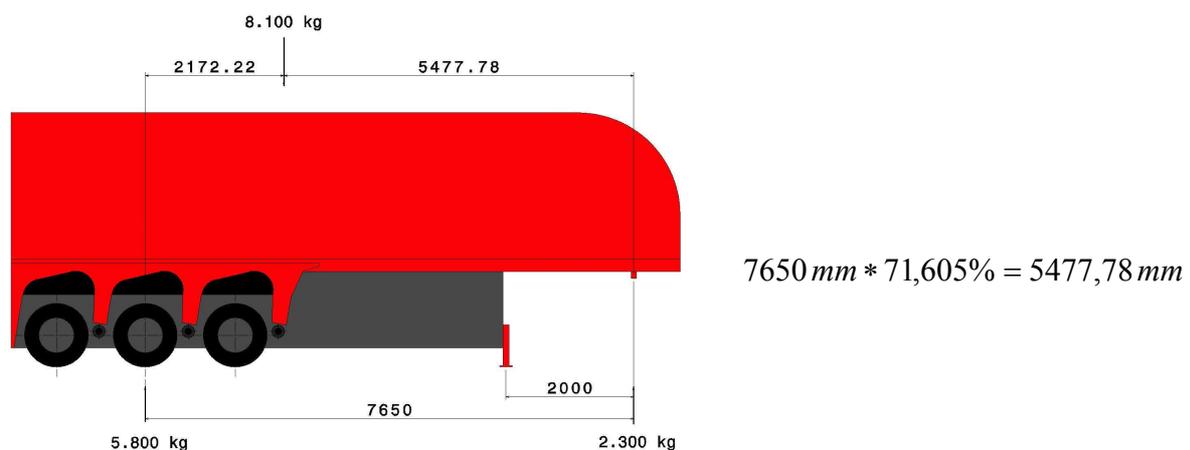


Abbildung 2-14: Schwerpunktlage Innenlader

Der Schwerpunkt liegt 5477,78 mm hinter dem Königszapfen, nun kann die Stützlast berechnet werden.

Umrechnung der Stützlast vom Königszapfen auf die Stützen:

Unbeladen:

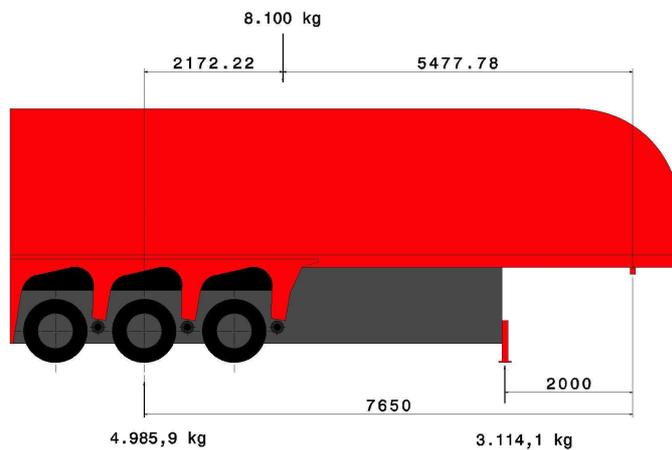


Abbildung 2-15: Stützlast Innenlader

$$\frac{100\%}{(7650 - 2000)mm} * (7650 - 5477,78)mm = 38,446\%$$

$$8100 kg * 38,446\% = 3114,126 kg$$

Die Stützlast beträgt 3114,1 kg. Daraus lässt sich ableiten, dass 4985,9 kg auf den Rädern lasten.

Unsere erste Berechnung ergibt, dass auf einer ebenen Straße jede der beiden Stützen eine Belastung von 1557,05 kg erfährt.

Beladen:

Zu dem Leergewicht von 8100 kg kommt jetzt noch eine Ladung von 24000 kg hinzu. Ein beladenes Glassgestell hat eine Länge von 6500 mm. In der Rechnung wird die Ladung idealisiert, der Schwerpunkt befindet sich also genau in der Mitte des Gestells. Die 5440 mm, die der Schwerpunkt vom Königszapfen entfernt ist, setzen sich wie folgt zusammen: 2000mm bis Mitte der Stütze + 50mm halber Durchmesser der Stütze + 140mm der Anschlagbalken hinter den Stützen (grau) + 3250mm halbe Gestelllänge = 5440mm.

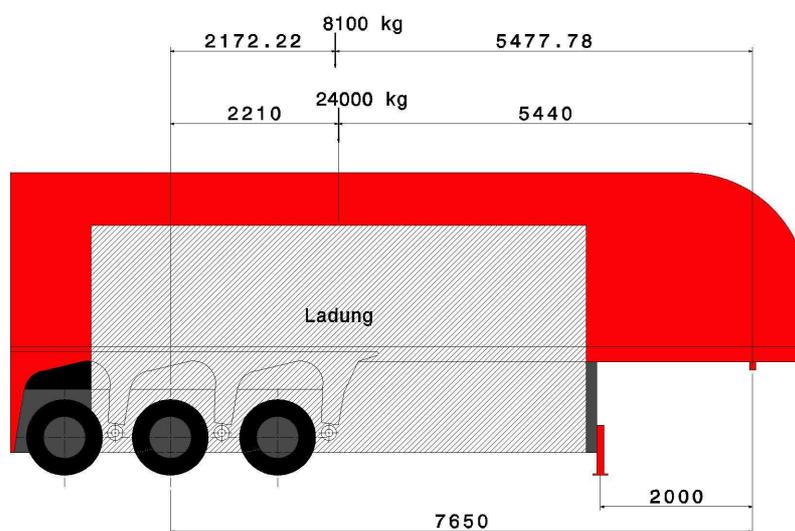


Abbildung 2-16: Innenlader beladen

Summierung der beiden Schwerpunkte:

$$5477,78 \text{ mm} - 5440 \text{ mm} = 37,78 \text{ mm}$$

Die Schwerpunkte liegen nur 37,78 mm auseinander.

$$8100 \text{ kg} + 24000 \text{ kg} = 32100 \text{ kg}$$

Das Gesamtgewicht beträgt nun 32100 kg.

$$\frac{100\%}{32100 \text{ kg}} * 24000 \text{ kg} = 74,766\%$$

Die Ladung ist 74,766 % des Gesamtgewichts.

$$37,78 \text{ mm} * 74,766\% = 28,247 \text{ mm}$$

$$5477,78 \text{ mm} - 28,247 \text{ mm} = 5449,533 \text{ mm}$$

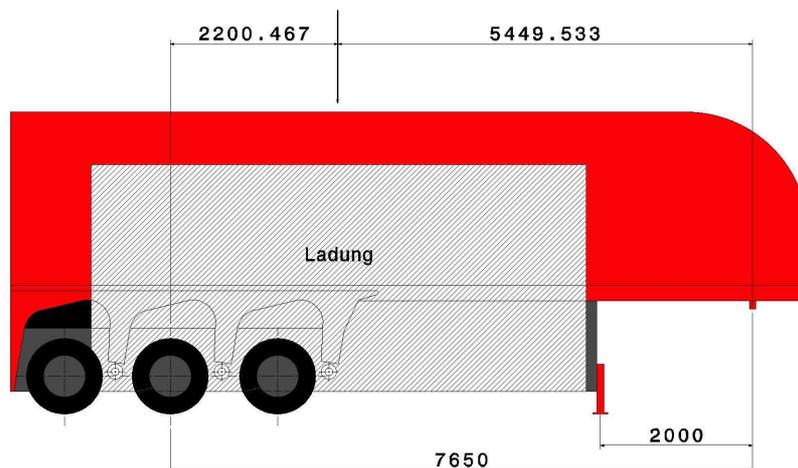


Abbildung 2-17: Innenlader beladen Gesamtschwerpunkt

Der Gesamtschwerpunkt befindet sich 5449,533 mm hinter dem Königszapfen.

Last auf den Stützen beladen:

$$\frac{100\%}{(7650 - 2000) \text{ mm}} * 2200,467 \text{ mm} = 38,946\%$$

$$32100 \text{ kg} * 38,946\% = 12501,666 \text{ kg}$$

Die Stützlast beladen beträgt 12501,7 kg. Daraus schließt man, dass 19598,3 kg auf den hinteren 3 Achslinien lasten. Wenn das Testfahrzeug auf einer ebenen Fahrbahn bewegt wird, hat es eine Stützlast von 6250,85 kg pro Rolle.

2.2.2 Konstruktion der rollbaren Abstützung

Durch die Rechnung wurde festgestellt, dass unsere maximale Stützlast im beladenen Zustand auftritt. Um eine kleine Reserve zu haben, wurde ein Zulieferer für eine 7 Tonnen-Schwerlastrolle gesucht. Die Firma BS-Rollen GmbH hatte das günstigste Angebot abgegeben (Anhang). Trotzdem hätten diese Kosten der Schwerlastrollen den finanziellen Rahmen der Arbeit gesprengt.

Aus diesem Grund wurde entschieden, die Testfahrten nur mit einem unbeladenen Fahrzeug durchzuführen. Die nun erforderlichen 2 Tonnen-Schwerlastrollen kosteten nur 19,95% der 7 Tonnen-Rollen (Anhang).

Anhand der Abmaße der gekauften 2 Tonnen-Schwerlastrolle kann nun die Abstützung, die das Fahrzeug mit der Rolle verbindet, konstruiert werden. Hier muss beachtet werden, dass die neue, rollbare Stütze in die Befestigung der alten, statischen Stütze passen muss. Zudem muss darauf geachtet werden, dass die Standardbolzen der statischen Abstützung weiterhin verwendet werden können.

2.2.3 Konstruktion der rollbaren Abstützung

Um die Passgenauigkeit der neuen Stütze zu garantieren, wird das identische Quadratrohr mit den Grundmaßen 90x90mm wie bei einer normalen Standardabstützung verwendet. Allerdings muss das Rohr um die Bauhöhe der Rolle, in einer Länge von 330mm, gekürzt werden. Da das verwendete Rohr bei der normalen Abstützung für ein beladenes Fahrzeug konzipiert wurde und sich schon mehrere Jahre in der Praxis bewährt hat, benötigen wir keinen Festigkeitsnachweis des Bauteils.

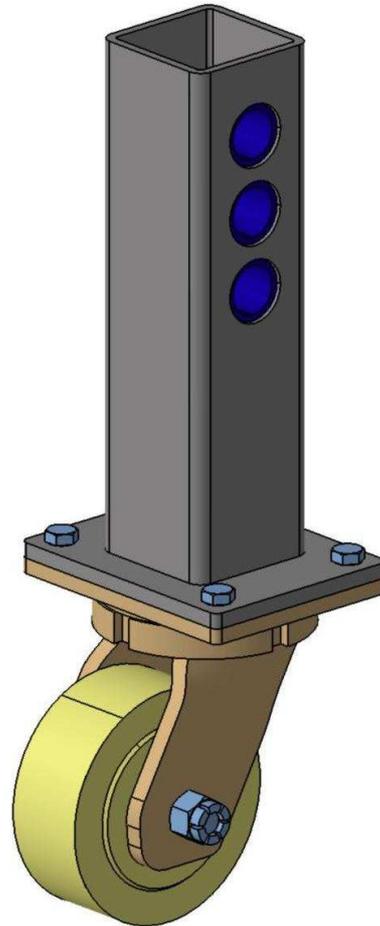


Abbildung 2-18: Stützfuß mit Rolle in CatiaV5

Die drei eingeschweißten Hülsen (blau) haben die Aufgabe, die Abstützung in 3 verschiedenen Fahrhöhen positionieren zu können. Es wird kein extra Bolzen benötigt, da der Standardbolzen, der sich in jeder Abstützung befindet, verwendet wird.

Die Grundplatte, an die das Rohr angeschweißt ist, wurde mit 4 Bohrungen versehen um die Rolle anzuschrauben.

Die Fertigungs- und Zusammenbauzeichnungen befinden sich im Anhang.

2.3 Auslegung und Konstruktion einer Messvorrichtung

Bei der Messvorrichtung handelt es sich um eine mobile Apparatur, die zwischen dem Königszapfen des Aufliegers und der Sattelplatte des Zugfahrzeugs gespannt wird. In der Vorrichtung befindet sich ein Hydraulikzylinder, über den der Druck und somit die wirkende Kraft ermittelt wird.

Um die Vorrichtung auslegen zu können, wurde der theoretische Rollwiderstand ermittelt

2.3.1 Berechnen des theoretischen Rollwiderstandes:

Der Rollwiderstand FR setzt sich zusammen aus der Normalkraft des Reifens FN und dem Rollwiderstandsbeiwert cR . Der Widerstandsbeiwert bei einem Michelin XTE 3 Reifen beträgt 4,9kg/t, also 0,0049.

Es wird mit folgender Formel gerechnet:

$$FR = m * g * cR$$

Da das Versuchsfahrzeug unbeladen ist, wird mit dem Teil des Eigengewichts als Masse gerechnet, welches auf den Hinteren 3 Achslinien lastet.

$$FR = 4985,9kg * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,0049 = 239,67N$$

Der theoretische Rollwiderstand beträgt 239,67N. Dieser Wert klingt äußerst gering, allerdings ist hier nicht das Gewicht auf der Rollenabstützung und der Rollwiderstand der Rolle berücksichtigt.

2.3.2 Konstruktion der Messvorrichtung

Die Messvorrichtung setzt sich aus drei Baugruppen zusammen, dem Hydraulikzylinder, dem Gabelschuh und dem Zugteil. Diese drei Komponenten werden mit Hilfe von zwei Bolzen zu der Messvorrichtung verbunden. Hierbei läuft ein Quadratrohr des Zugteils in einem größeren Quadratrohr des Gabelschuhs. In den Rohren befindet sich liegen der Hydraulikzylinder. Da das Zugteil und der Gabelschuh nur über den Zylinder und die Rohrführung verbunden sind, müssen die Längskräfte durch den Hydraulikzylinder. Der dabei entstehende Druck soll gemessen und in eine Zugkraft umgerechnet werden. Zur Herstellung der Vorrichtung sollten nur Bauteile verwendet werden, die aus dem Lagerbestand der Firma Langendorf stammen.

Der Hydraulikzylinder:

Bei dem Zylinder handelt es sich um einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder. Er ist ein Gebrauchtteil der Firma Langendorf. Der Innendurchmesser des Zylinders ist 55mm. Die Kolbenstange hat einen Hub von 300mm und einen Durchmesser von 35mm.



Abbildung 2-19: Foto Hydraulikzylinder

Der Gabelschuh:

Die Aufgabe des Gabelschuhs ist es, den Königszapfen des Aufliegers zu umschließen und mit einem Bolzen zu verriegeln. Dabei muss er den auftretenden Zug- und Druckkräften standhalten.

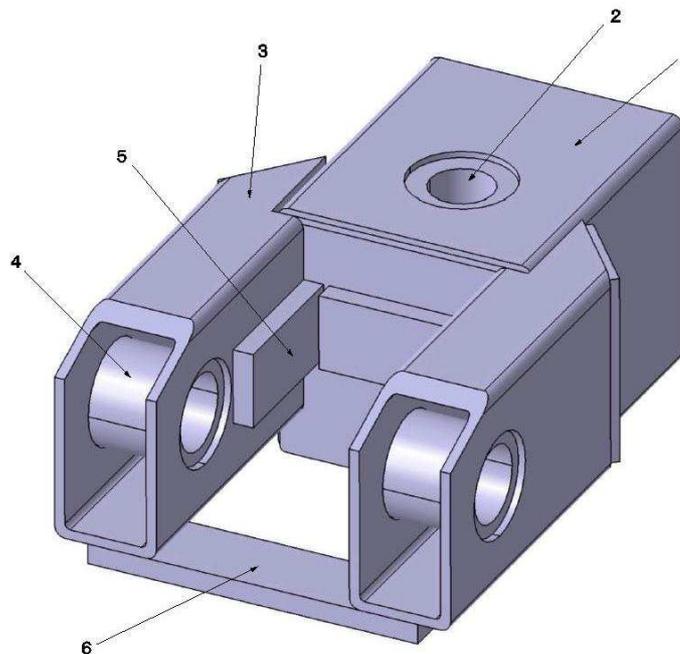


Abbildung 2-20: Bauteile Gabelschuh

Das entscheidende Maß für die Konstruktion der Messvorrichtung ist das Außenmaß des Hydraulikzylinders. Da er sich im Inneren der Vorrichtung befindet, wurde ein 100x100mm Vierkantröhre (1) als Basis gewählt. In dem Rohr befinden sich zwei Bohrungen, in die zwei Hülsen (2) geschweißt wurden. Sie haben die Aufgabe den Bolzen, der den Gabelschuh mit dem Hydraulikzylinder verbindet, zu führen und die Kräfte aufzunehmen.

Seitlich am Quadratrohr wurden zwei Rechteckrohre (3) mit den Grundmaßen 80x40mm angeschweißt. Sie bilden die Gabel, in die der Königszapfen des Aufliegers eintaucht. In jedem Rechteckrohr befindet sich wiederum eine eingeschweißte Hülse (4), durch die ein Bolzen gesteckt wird, um den Königszapfen in der Vorrichtung zu verriegeln.

In der Gabel befinden sich drei angeschweißte Flacheisen (5). Sie gleiten in die Nut des Königszapfens und verhindern, dass der Zapfen nach oben hinausrutscht.

Um die beiden Rechteckrohre mehr zu stabilisieren, wurde an das untere Ende ein Flacheisen (6) angeschweißt.

Festigkeitsberechnung

Zur Überprüfung ob die Baugruppe der Belastung standhält, wurde eine Festigkeitsberechnung durchgeführt. Als erstes wurde der Bolzen geprüft, der den Königszapfen verriegelt.

An Stelle des Sicherheitsfaktors wird das Leergewicht des Fahrzeugs als vorhandene Kraft angenommen. Da dieser Sicherheitsfaktor ausreicht, taucht in der Rechnung keine Sicherheitszahl mehr auf.

Berechnung des Bolzens am Königszapfen.

Biegemoment: Die Kraft F ist das Leergewicht des Fahrzeugs:

$$F = 8100 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 79461 \text{ N}$$

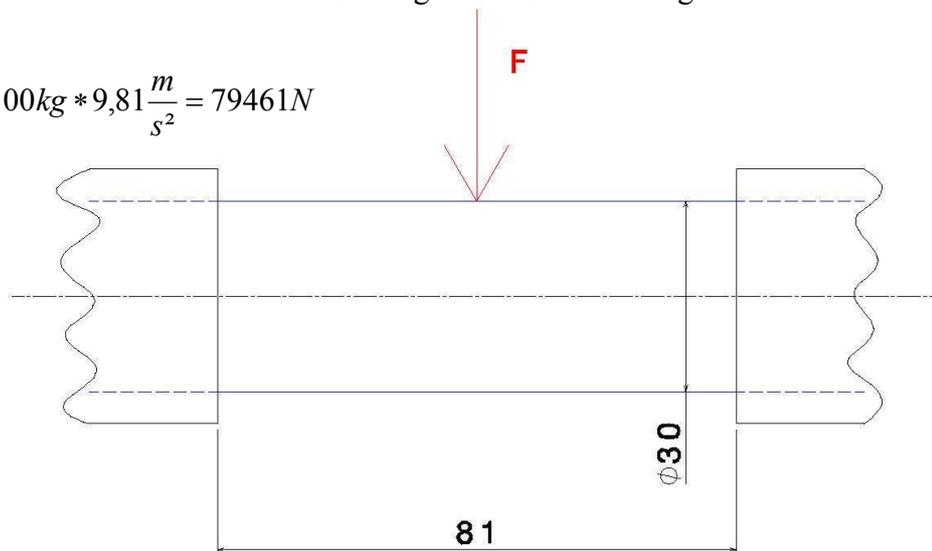


Abbildung 2-21: Biegemomentberechnung Bolzen - 1

$$Mb = \frac{F * l}{8} = \frac{79461 \text{ N} * 81 \text{ mm}}{8} = 804542,6 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 30^3 \text{ mm}^3}{32} = 2650,72 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{Mb}{W} = \frac{804542,6 \text{ Nmm}}{2650,72 \text{ mm}^3} = 303,518 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als Material wird E295 verwendet. Dieses hat bei schwelender Beanspruchung eine zulässige Biegespannung von $410 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. [FISCHER, Ulrich; GOMERINGER, Roland; HEINZLER, Max. 2005, S.44]

Abscherung:

$$\tau_a = \frac{F}{S} = \frac{79461N}{\pi * 15^2 mm^2} = 112,41 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximale Scherspannung darf $390 \frac{N}{mm^2}$ betragen. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44] Der Bolzen hält der Beanspruchung stand.

Berechnung Rechteckrohr:

Das Rechteckrohr führt den oben berechneten Bolzen. Das Bauteil wird am kleinsten Querschnitt auf Zug berechnet. Der kleinste Querschnitt befindet sich in der Mitte der Bohrung und verläuft schräg hoch zur Öffnung. Da der Bolzen von zwei Rechteckrohren gehalten wird, wird die Kraft halbiert.

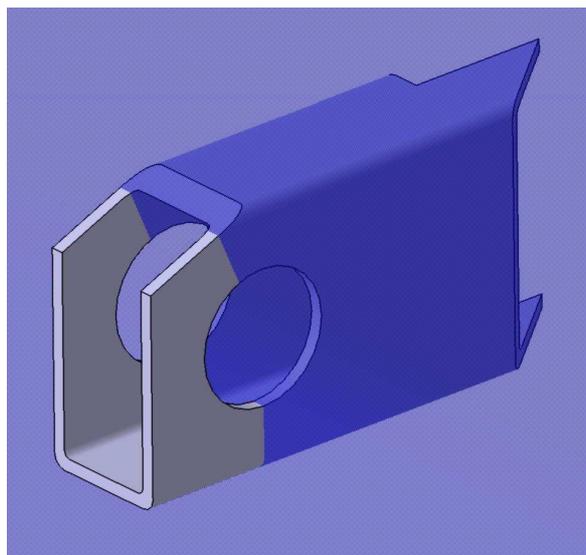


Abbildung 2-22: Schnitt Rechteckrohr

$$A = \frac{8,82cm^2}{2} cm^2 - \frac{3,28cm^2}{2} + 2 * 0,712cm^2 = 4,194cm^2$$

Der Querschnitt, abzüglich der beiden Löcher und der Schräge, ergibt $4,194cm^2$

$$\sigma_z = \frac{F}{A} = \frac{79461N}{2 * 419,4mm^2} = 94,73 \frac{N}{mm^2}$$

Die anliegende Spannung beträgt $94,73 \frac{N}{mm^2}$. Durch die Verwendung des Werkstoffs S235JR darf die zulässige Spannung $340 \frac{N}{mm^2}$ betragen, somit darf der Bolzen verwendet werden. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Berechnung Bolzen vorne im Zylinder:

Der Bolzen befindet sich in dem 100er Quadratrohr und verbindet den Gabelschuh mit dem Hydraulikzylinder. Die Flächenlast, die durch die Führung im Zylinder entsteht, wird zu einer Kraft F zusammengefasst, die wiederum dem Fahrzeugleergewicht entspricht.

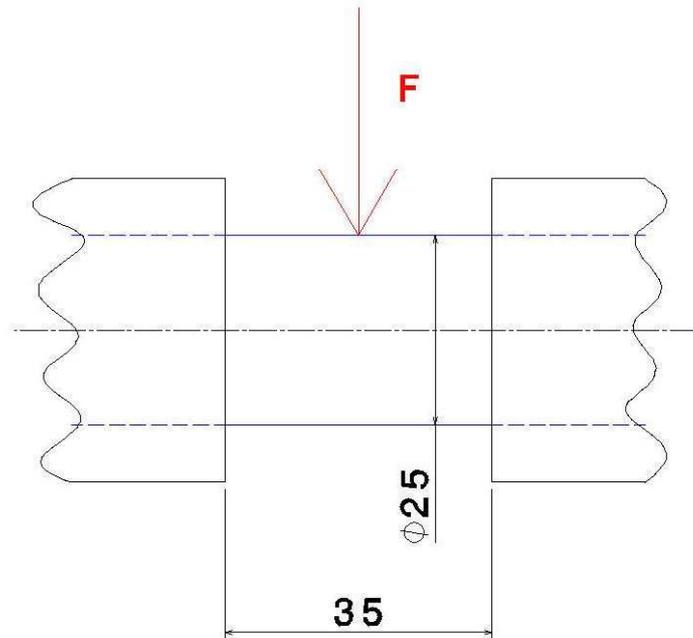


Abbildung 2-23: Biegemomentberechnung Bolzen - 2

$$Mb = \frac{F * l}{8} = \frac{79461N * 35mm}{8} = 347641,9Nmm$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 25^3mm^3}{32} = 1533,98mm^3$$

$$\sigma_b = \frac{Mb}{W} = \frac{347641,9Nmm}{1533,98mm^3} = 226,63 \frac{N}{mm^2}$$

Der Bolzen ist, ebenfalls wie der erste Bolzen, aus dem Material E295. Die anliegenden

$226,63 \frac{N}{mm^2}$ liegen unter den zulässigen $410 \frac{N}{mm^2}$ Biegespannung. [FISCHER, U.;

GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Abscherung:

$$\tau_a = \frac{F}{S} = \frac{79461N}{\pi * 12,5^2mm^2} = 161,88 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximal zulässige Scherspannung von $390 \frac{N}{mm^2}$ wird nicht erreicht, der Bolzen kann verwendet werden. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Berechnung Quadratrohr 100x100:

Da das Quadratrohr an den Enden gelenkig gelagert ist, treten nur Zug- und Druckkräfte auf. Das Rohr wird an seinem kleinsten Querschnitt berechnet, der sich in der Mitte der beiden Bohrungen befindet. Durch die Bohrungen wird der zuvor berechnete Bolzen geführt.

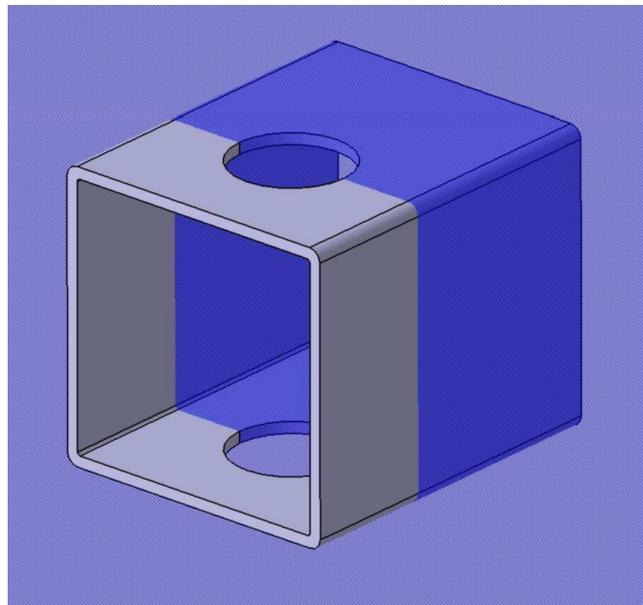


Abbildung 2-24: Schnitt Quadratrohr 100x100 mm

$$A = 15,2cm^2 - 3,36cm^2 = 11,84cm^2$$

Der Querschnitt, abzüglich der beiden Bohrungen, ergibt $11,84cm^2$

$$\sigma_z = \frac{F}{A} = \frac{79461N}{1184mm^2} = 67,11 \frac{N}{mm^2}$$

Das Rohr, aus dem Werkstoff S235JR, erreicht die maximale zulässige Spannung von

$235 \frac{N}{mm^2}$ nicht und kann verwendet werden. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.;

HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Das Zugteil:

Das Zugteil hat die Aufgabe, das Zugfahrzeug mit der Messvorrichtung zu verbinden und die Kräfte in den Hydraulikzylinder zu leiten. Es ist so konzipiert, dass Messungen sowohl mit einer Sattelzugmaschine als auch mit einem Stapler durchgeführt werden können.

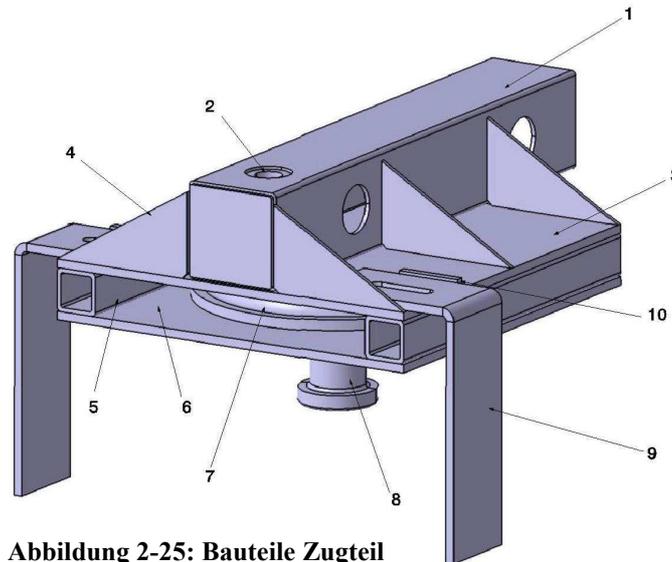


Abbildung 2-25: Bauteile Zugteil

Da der Gabelschuh auf das freie Ende des Quadratrohrs 90x90mm (1) geschoben werden muss, wird die Dimensionierung durch den Gabelschuh vorgegeben. In dem Quadratrohr (1) befinden sich, genau wie bei dem Gabelschuh, zwei eingeschweißte Hülsen (2) um die Vorrichtung mit dem Hydraulikzylinder zu verbinden.

Der Königszapfen (8) ist ein Zukaufteil. Er wird mit Hilfe von acht Schrauben an die Vorrichtung geschraubt und kann so nach den Versuchen wieder demontiert und in ein anderes Fahrzeug verbaut werden.

Das Gegenstück des Königszapfens ist der Einschweißsteller (7). Er wird ebenfalls zugekauft und mit einer Platte (6) verschweißt. Die Platte hat die Maße 360x360x8mm. Sie ergeben sich aus dem Durchmesser des Einschweißstellers (7) und den beiden Quadratrohren (5), die die nötige Distanz halten. Die Aufgabe der unteren Platte (6) ist es, auf der Sattelplatte zu schleifen und so die Schraubenköpfe des Königszapfens zu schützen.

Die Kräfte des Königszapfens werden über die Quadratrohre (5) in die obere Platte (3) geleitet. Sie wird mit dem Quadratrohr (1) verschweißt und durch sechs Winkel (4) gestützt.

Die Anschlagwinkel (9) haben die Funktion, die Staplerzinken zu umgreifen und so zu verhindern, dass der Auflieger beim Bremsen einknickt. Durch ein Langloch können die beiden Anschläge auf die Zinkenbreite eingestellt werden. Ein kleines Flacheisen (10) verhindert dabei, dass der Anschlag sich nach hinten weg dreht.

Festigkeitsberechnung:

Auch bei dieser Baugruppe wird eine Festigkeitsberechnung durchgeführt. Es wird wiederum mit dem Fahrzeugleergewicht gerechnet.

Berechnung Bolzen hinten im Zylinder

Der Bolzen befindet sich am hinteren Ende des Zylinders und verbindet ihn mit der Zugvorrichtung. Als Material wird, wie auch bei den anderen Bolzen, das Material E295 verwendet.

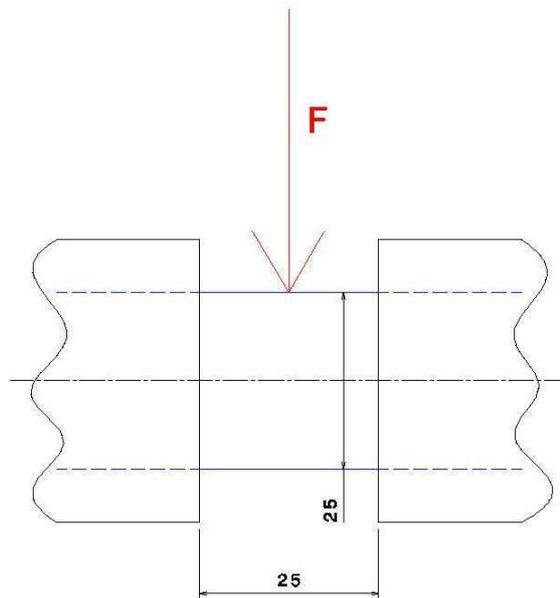


Abbildung 2-26: Biegemomentberechnung Bolzen – 3

$$M_b = \frac{F * l}{8} = \frac{79461 \text{ N} * 25 \text{ mm}}{8} = 248315,6 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 25^3 \text{ mm}^3}{32} = 1533,98 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{248315,6 \text{ Nmm}}{1533,6 \text{ mm}^3} = 161,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Bolzen erfährt eine Biegespannung von $161,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und liegt damit unter dem maximalen

Wert von $410 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Abscherung:

$$\tau a = \frac{F}{S} = \frac{79461N}{\pi * 12,5^2 mm^2} = 161,88 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Scherspannung von $390 \frac{N}{mm^2}$ wird nicht überschritten, der Bolzen hält der Belastung stand. [FISCHER, U.; GOMERINGER, R.; HEINZLER, M.. 2005, S.44]

Berechnung Quadratrohr 90x90:

In dem Quadratrohr befinden sich vier Bohrungen. Die beiden seitlichen Bohrungen haben die Aufgabe, die Zu- und Ablaufleitung an dem Zylinder, der sich in dem Rohr befindet, befestigen zu können. Der geringste Querschnitt befindet sich allerdings an der Stelle mit den gegenüberliegenden Bohrungen. Genau wie bei dem 100x100 Quadratrohr wird hier der Hydraulikzylinder mit der Zugvorrichtung verbunden.

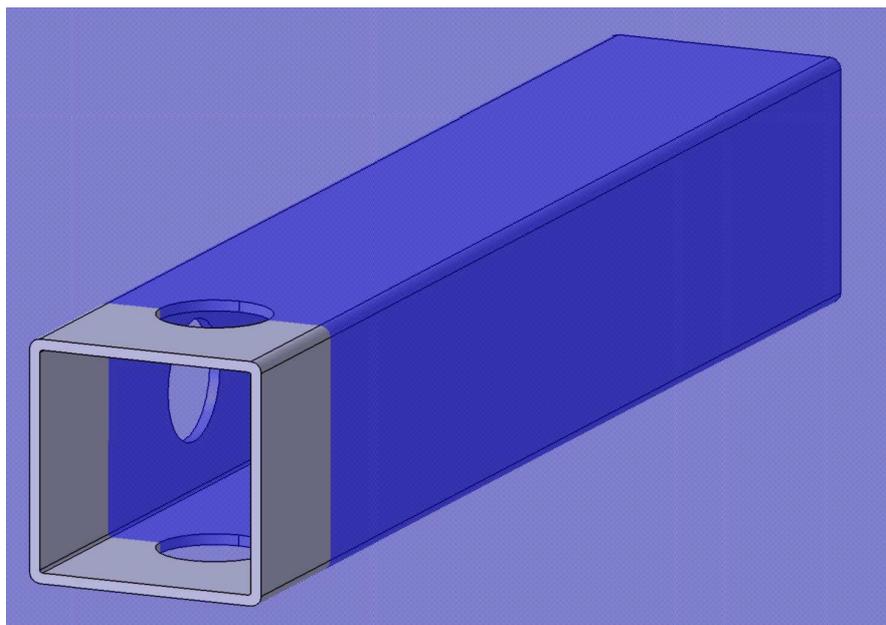


Abbildung 2-27: Schnitt Quadratrohr 90x90 mm

$$A = 13,6cm^2 - 3,36cm^2 = 10,24mm^2$$

Der Querschnitt an der engsten Stelle beträgt $10,24 cm^2$.

$$\sigma z = \frac{F}{A} = \frac{79461N}{1024mm^2} = 77,6 \frac{N}{mm^2}$$

Das Rohr wird mit einer Zug-/Druckkraft von $77,6 \frac{N}{mm^2}$ belastet und hält ebenfalls stand.

Wird nun der Gabelschuh und das Zugteil mit Hilfe des Hydraulikzylinders und zwei Bolzen verbunden, erhält man die fertige Messvorrichtung.

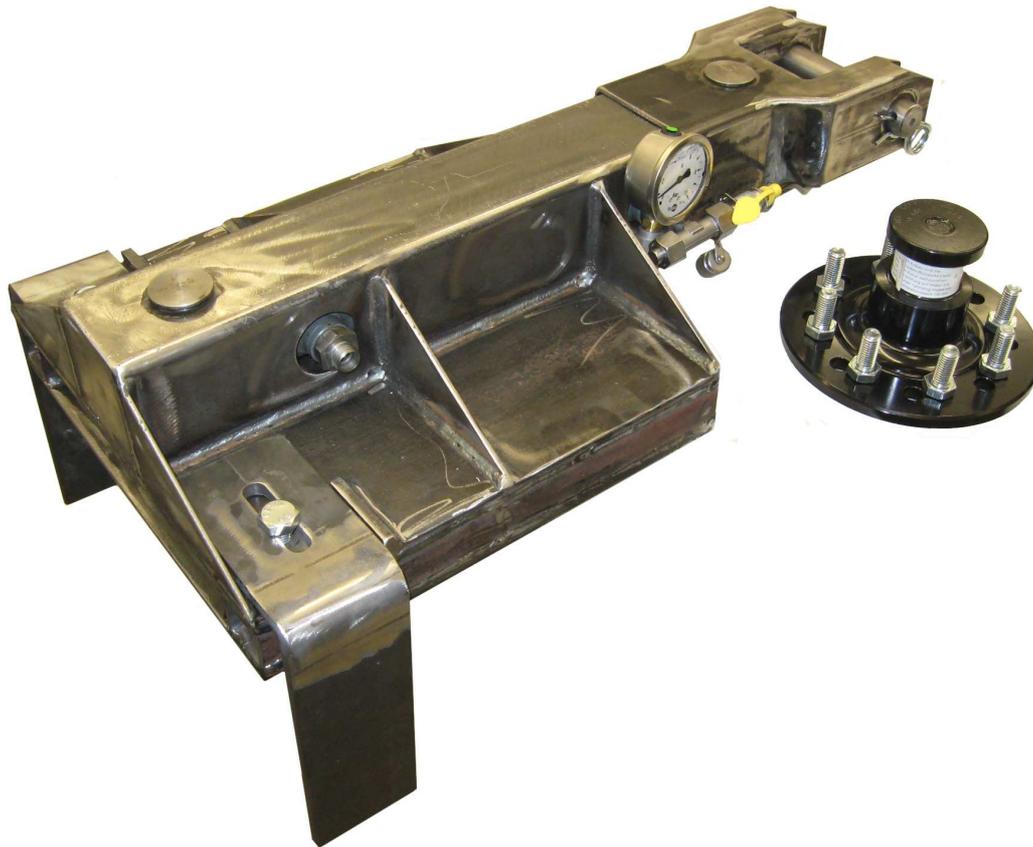


Abbildung 2-28: Fertige Messvorrichtung

Lediglich der Königszapfen muss noch am unteren Ende der Messvorrichtung angeschraubt werden. Die Vorrichtung ist nun einsatzbereit, allerdings muss der Hydraulikzylinder noch erprobt und kalibriert werden.

3 Praktische Messungen mit der Vorrichtung

Um ein exaktes Messergebnis zu erhalten, muss der Zylinder kalibriert werden. Hierbei wird ein bekanntes Gewicht an den Zylinder gehängt und der angezeigte Druck mit dem theoretischen Druck verglichen.

Versuchsaufbau zur Kalibrierung des Zylinders:

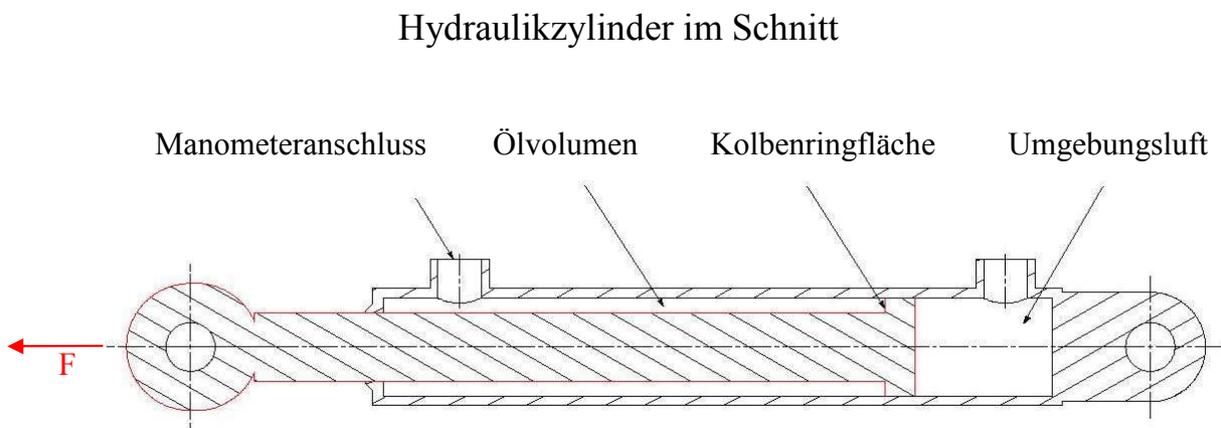


Abbildung 3-1: Hydraulikzylinder im Schnitt

Der Hydraulikzylinder hat einen Innendurchmesser von 50 mm und die Kolbenstange hat einen Durchmesser von 35 mm. Die Kammer, in der sich die Kolbenstange befindet wird mit Öl befüllt. Die zweite Kammer ist offen und in ihr herrscht Umgebungsluftdruck. Dadurch baut sich Druck nur in der ölbefüllten Kammer auf. Um den theoretischen Druck mit dem gemessenen zu vergleichen, wird die Größe der Kolbenringfläche benötigt.

$$A_R = \frac{\pi * (D_a^2 - D_i^2)}{4} = \frac{\pi * (50^2 \text{ mm}^2 - 35^2 \text{ mm}^2)}{4} = 1001,38 \text{ mm}^2$$

Der Kolbenring hat eine Fläche von 1001,38 mm².

Gemessener Druck im Versuch:

Um den Druck im Versuch zu messen, wurde der Zylinder mit Öl befüllt und an einem Deckenkran befestigt. Die Korbstange wurde mit verschiedenen Gewichten belastet. (Abbildung 3-2). Als Gewichte wurden identische Bauteile aus dem Lagerbestand umfunktioniert. Da an diesen Werkstücken bereits Zurrösen vorhanden waren, konnten diese einfach an dem Hydraulikzylinder befestigt werden. Diese Bauteile wurden auf einer digitalen Waage verwogen und jedes Teil wies ein Gewicht von 7,670 kg auf.

**Abbildung 3-2: Zylinder am Kran**

An die erste Kammer, in der sich das Öl befindet, wird ein Manometer angeschlossen. Die Druckanzeige des Manometers hat einen Messbereich von 0 bar bis 10 bar

**Abbildung 3-3: Manometer**

Der Versuch wird mit fünf verschiedenen Gewichtsvarianten durchgeführt. Als Last werden 2,3,4,5 und 6 Werkstücke angehängt und folgende Drücke abgelesen:

Gewicht	Gemessener Druck
2 Werkstücke = $2 \times 7,67 \text{ kg} = 15,34 \text{ kg}$	0,9 bar
3 Werkstücke = $3 \times 7,67 \text{ kg} = 23,01 \text{ kg}$	1,6 bar
4 Werkstücke = $4 \times 7,67 \text{ kg} = 30,68 \text{ kg}$	2,3 bar
5 Werkstücke = $5 \times 7,67 \text{ kg} = 38,35 \text{ kg}$	3,05 bar
6 Werkstücke = $6 \times 7,67 \text{ kg} = 46,02 \text{ kg}$	3,8 bar

Tabelle 3-1: Gemessene Drücke

Aus diesen Messwerten ergibt sich folgendes Diagramm:

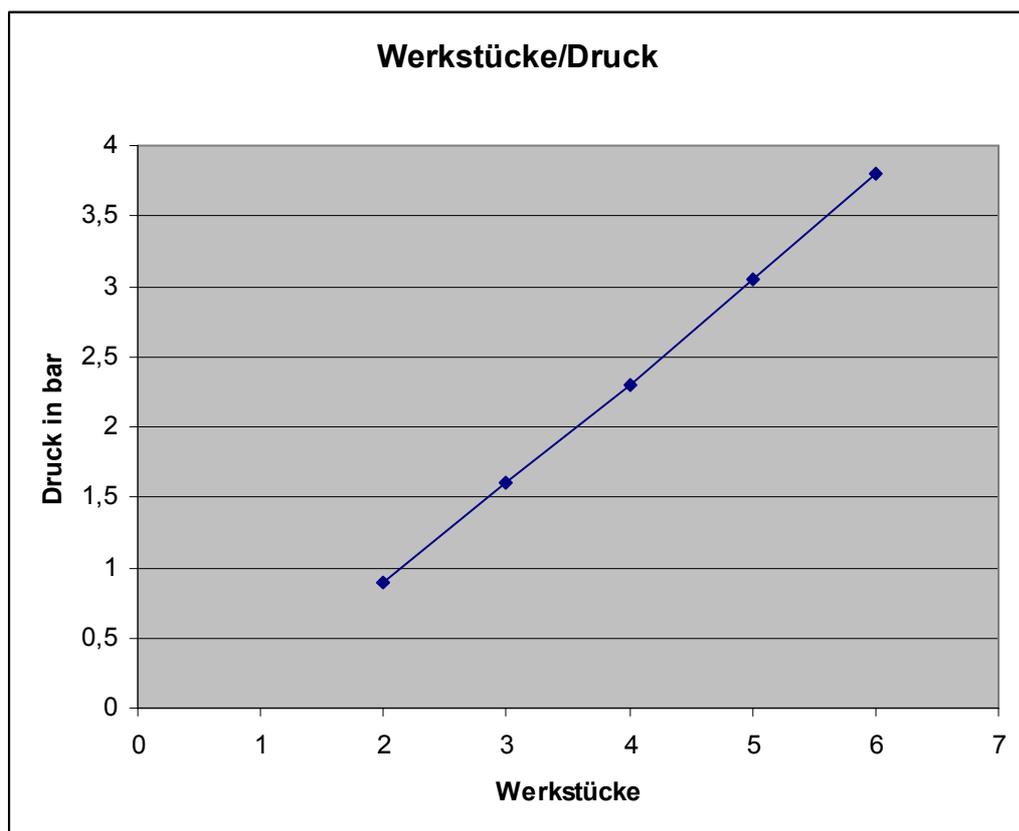


Abbildung 3-4: Gemessene Drücke - Diagramm

Würde die Gerade im unteren Bereich weiter geführt, so würde sie die X-Achse schneiden. Dies hat die Ursache, dass die Dichtungen im Inneren des Zylinders durch Reibung einen gewissen Teil der Kraft aufnehmen.

Aus der Tabelle 3-1 ist zu erkennen, dass zwischen jedem Werkstück ein Druckanstieg von ca. 0,7 bar entsteht. Um die Kraftaufnahme der Dichtungen zu ermitteln, wird mit diesem Wert rückwärts gerechnet.

$$1 \text{ Werkstück} \div 0,7 \text{ bar} * 0,2 \text{ bar} = \frac{2}{7} \text{ Werkstück} = 0,286 \text{ Werkstück}$$

$$1 \text{ Werkstück} - 0,286 \text{ Werkstück} = 0,714 \text{ Werkstück}$$

$$0,714 \text{ Werkstück} = 5,476 \text{ kg}$$

Die Gerade durchdringt die X-Achse bei einem Wert von 0,714 Werkstücken. Das Dichtungspaket nimmt dementsprechende ein Gewicht von 5,476 kg, und somit eine Kraft von 53,72N auf.

Dies stellt sich im Diagramm wie folgt dar:

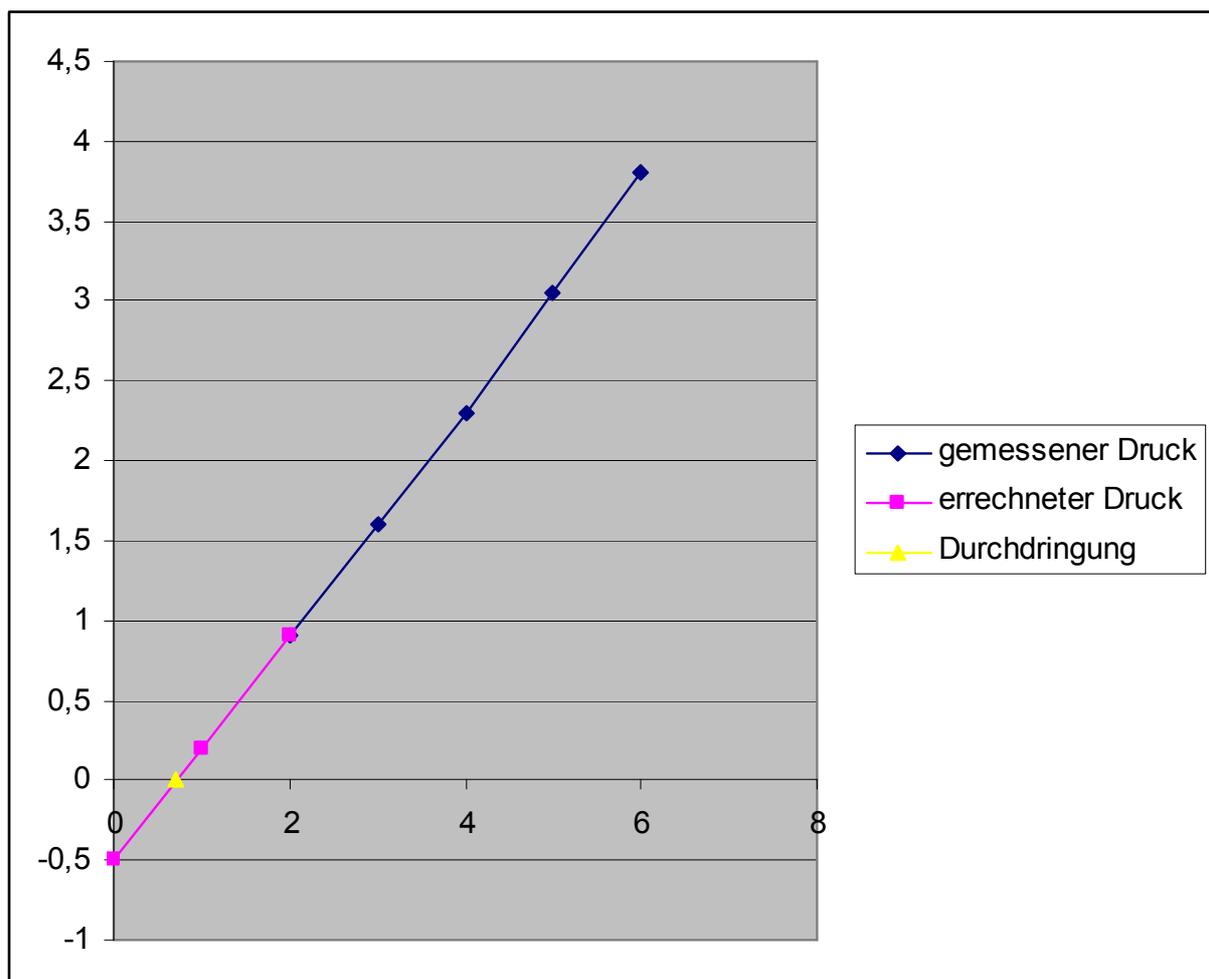


Abbildung 3-5: Widerstand der Dichtungen im Zylinder - Diagramm

Theoretischer Druck:

Um die Richtigkeit des Ergebnisses aus dem Praxisversuch zu überprüfen, wird der theoretische Druck ausgerechnet. Um diesen allerdings vergleichen zu können, wurde die theoretische Rechnung mit den identischen Gewichten wie im Versuch berechnet. Lediglich das Gewicht der Kolbenstange muss berücksichtigt werden, da es im Versuch als Gewichtskomponente mitwirkt und hier nicht mit berechnet wird.

Theoretischer Druck mit einem Gewicht von $2 \times 7,67 \text{ kg} = 15,34 \text{ kg}$:

$$P_1 = \frac{F}{A} = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * 15,34 \text{ kg}}{1001,38 \text{ mm}^2} = 1,5028 \text{ bar}$$

Theoretischer Druck mit einem Gewicht von $3 \times 7,67 \text{ kg} = 23,01 \text{ kg}$:

$$P_2 = \frac{F}{A} = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * 23,01 \text{ kg}}{1001,38 \text{ mm}^2} = 2,2542 \text{ bar}$$

Theoretischer Druck mit einem Gewicht von $4 \times 7,67 \text{ kg} = 30,68 \text{ kg}$:

$$P_3 = \frac{F}{A} = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * 30,68 \text{ kg}}{1001,38 \text{ mm}^2} = 3,0056 \text{ bar}$$

Theoretischer Druck mit einem Gewicht von $5 \times 7,67 \text{ kg} = 38,35 \text{ kg}$:

$$P_4 = \frac{F}{A} = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * 38,35 \text{ kg}}{1001,38 \text{ mm}^2} = 3,7570 \text{ bar}$$

Theoretischer Druck mit einem Gewicht von $6 \times 7,67 \text{ kg} = 46,02 \text{ kg}$:

$$P_5 = \frac{F}{A} = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * 46,02 \text{ kg}}{1001,38 \text{ mm}^2} = 4,5083 \text{ bar}$$

Die berechneten theoretischen Drücke:

Gewicht	Theoretischer Druck
2 Werkstücke = $2 \times 7,67 \text{ kg} = 15,34 \text{ kg}$	1,5028 bar
3 Werkstücke = $3 \times 7,67 \text{ kg} = 23,01 \text{ kg}$	2,2542 bar
4 Werkstücke = $4 \times 7,67 \text{ kg} = 30,68 \text{ kg}$	3,0056 bar
5 Werkstücke = $5 \times 7,67 \text{ kg} = 38,35 \text{ kg}$	3,7570 bar
6 Werkstücke = $6 \times 7,67 \text{ kg} = 46,02 \text{ kg}$	4,5083 bar

Tabelle 3-2: Theoretische Drücke

Aus den theoretischen Werten ergibt sich folgendes Diagramm:

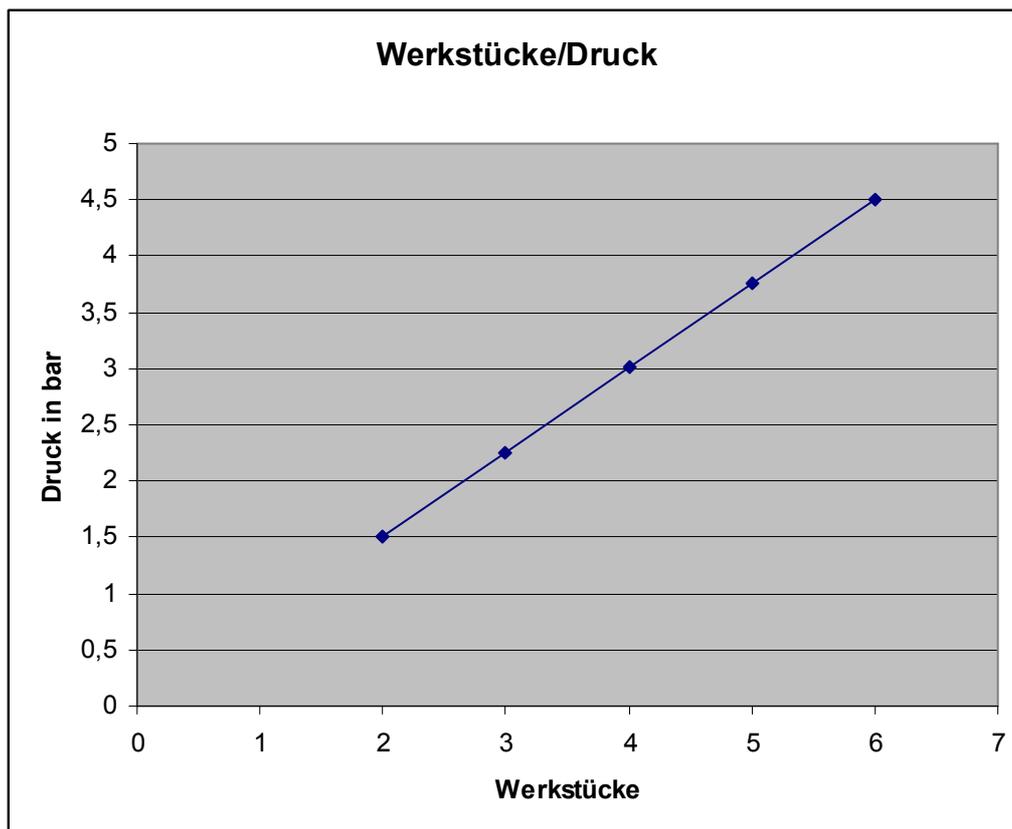


Abbildung 3-6: Theoretische Drücke - Diagramm

Im Gegensatz zu den gemessenen Drücken, würde die theoretische Gerade die X-Achse genau im Nullpunkt schneiden.

Vergleich zwischen theoretischem und gemessenem Druck:

Um die Drücke miteinander vergleichen zu können, muss der Widerstand der Dichtungen berücksichtigt werden. Dazu wird zu den gemessenen Drücken der zuvor aus dem Diagramm erhaltene Wert von 0,5 bar hinzu summiert.

Dies stellt sich in einem Diagramm so dar:

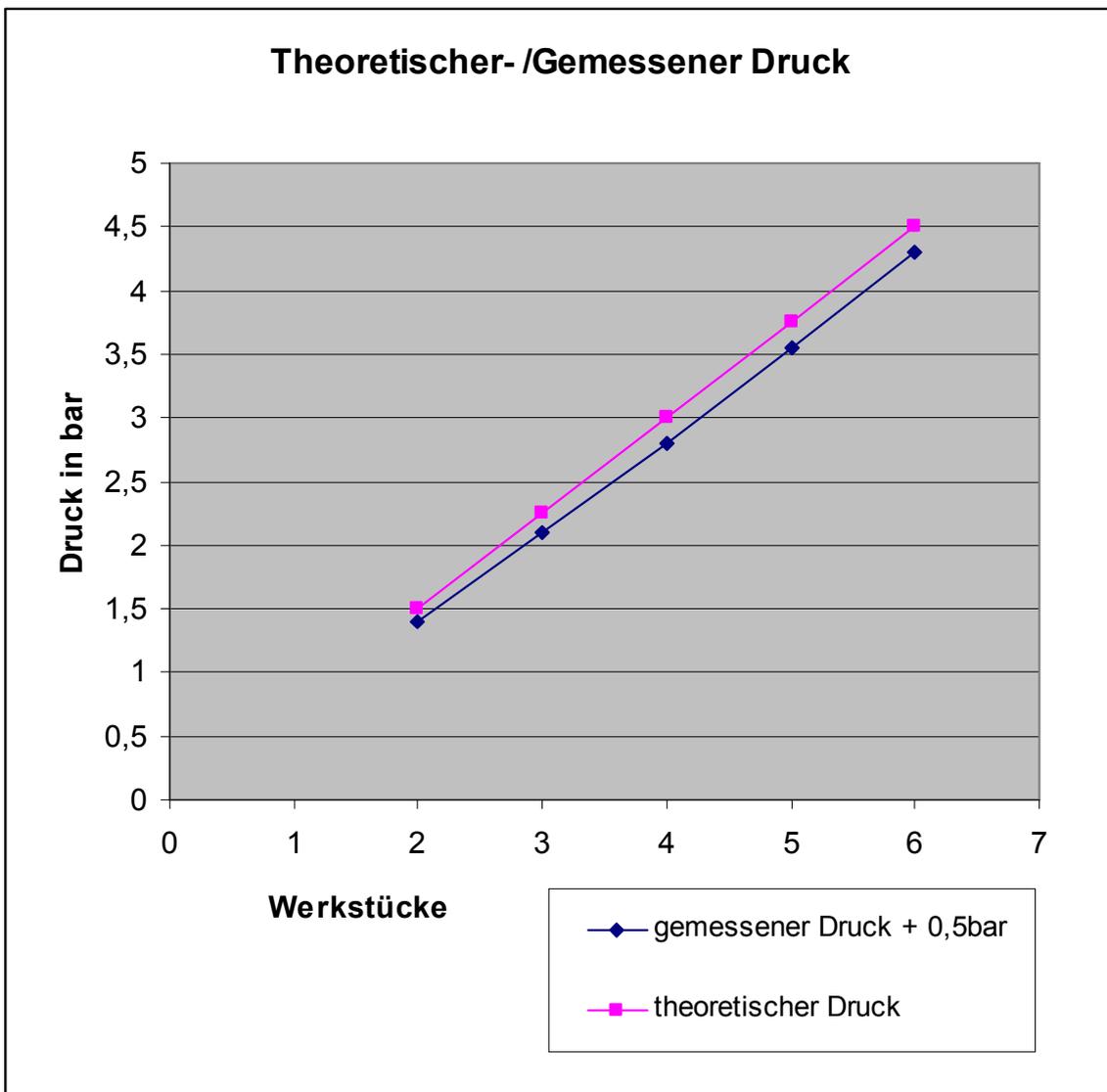


Abbildung 3-7: Vergleich theoretische-/ gemessene Drücke – Diagramm

Die Differenz der beiden Ergebnisse ist sehr gering und lässt sich zum Teil auf die Kolbenstange zurückführen. Damit ist die Richtigkeit der Messung geprüft und die Funktionalität des Zylinders, sowie des Manometers sichergestellt.

3.2 Versuche mit der Messvorrichtung

Versuchsaufbau:

Es sollen zwei verschiedene Sattelanhänger mit der Messvorrichtung über eine ebene Fläche gezogen werden um über den Druck in der Vorrichtung den Rollwiderstand zu messen und zu vergleichen. Als Zugfahrzeug wird ein Gabelstapler verwendet, auf dessen Zinken eine spezielle Aufnahme angebracht ist. Diese Aufnahme nimmt im Alltagsbetrieb Sattelanhänger an ihrem Königszapfen auf und rangiert diese auf dem Betriebsgelände. Die Messvorrichtung passt ebenfalls in diese Aufnahme.



Abbildung 3-8: Messvorrichtung auf Gabelstapleraufnahme

Auf der Abbildung 3-8 sitzt die Messvorrichtung auf der Gabelstapleraufnahme. Die beiden Winkel wurden über die Langlöcher an die Aufnahme geschoben und festgezogen. Sie haben die Aufgabe im Falle einer Bremsung die Messvorrichtung zu stabilisieren und gerade zu halten. Wäre dies nicht so, hätte das System zwei Drehpunkte und würde im Falle einer Bremsung umklappen.

Der Bolzen, der den Königszapfen des Sattelanhängers verriegelt, ist fast herausgezogen.

Versuchsfahrzeuge:

Der Versuch wird mit zwei verschiedenen Sattelaufliegern gefahren. Ein Fahrzeug stammt von der Firma Langendorf und das Zweite von der Firma Faymonville. Sie sind allerdings Bauartbedingt nahezu identisch, da es beides Glasinnenlader sind. Zudem sind beide Fahrzeuge unbeladen.

Langendorf Glasinnenlader

**Abbildung 3-9: Langendorf Glasinnenlader**

Reifen: Michelin XTE 3

Reifendruck: 9 bar

Restprofil: 7mm

Faymonville Glasinnenlader

**Abbildung 3-10: Faymonville Glasinnenlader**

Reifen: Dunlop

Reifendruck: 9 bar

Restprofil: 11 mm

Die verwendete rollbare Abstützung ist mit beiden Fahrzeugen kompatibel.

**Abbildung 3-11: Abstützung Langendorf****Abbildung 3-12: Abstützung Faymonville**

Versuchsdurchführung:

Die Messvorrichtung wird in Position gebracht und am Königszapfen des Versuchsfahrzeugs verriegelt. Nun herrscht eine formschlüssige Verbindung zwischen dem Gabelstapler und dem Innenlader.

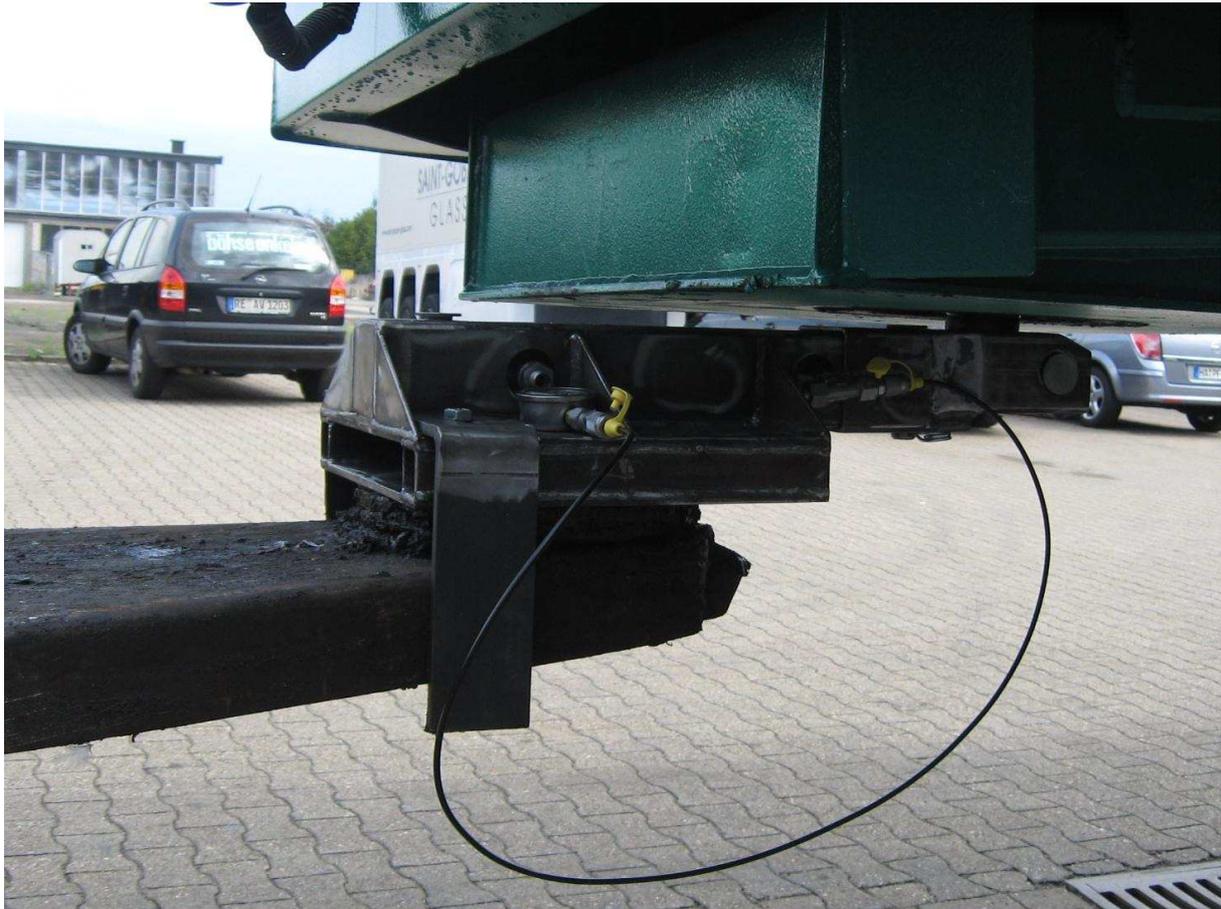


Abbildung 3-13: Ausgangsposition im Versuch

Zwischen der Oberkante der Messvorrichtung und der Unterkante des Aufliegers muss ein Luftspalt vorhanden sein, da sonst nicht die komplette Zugkraft durch den Zylinder geht.

Der Gabelstapler fährt nun mit einer möglichst konstanten Geschwindigkeit rückwärts und zieht den Sattelanhänger hinter sich her. Dieser Versuch wurde mit jedem Fahrzeug dreimal wiederholt und aus den abgelesenen Drücken wurde ein Mittelwert gebildet.

Ergebnis:**Langendorf Glasinnenlader:**

Aus den abgelesenen Manometerdrücken hat sich ein Mittelwert von 5,6 bar ergeben. Dieser Wert muss nun in eine Zugkraft umgerechnet werden.

$$F = P * A_{\text{Kolbenringfläche}} = \frac{5,6 \text{ bar} * 1001,38 \text{ m}^2}{1000^2 * 10^{-5}} = 560,77 \text{ N}$$

Zu der gemessenen Zugkraft muss noch der Widerstand der Dichtungen im Zylinder hinzu summiert werden.

$$F_{\text{Ges}} = F_{\text{gemessen}} + F_{\text{Dichtung}} = 560,77 \text{ N} + 53,72 \text{ N} = 614,49 \text{ N}$$

Der Langendorf Innenlader hat in diesem Versuch einen Rollwiderstand von 614,49N

Faymonville Glasinnenlader:

Der Mittelwert des Faymonville Innenlader liegt bei 6,2 bar. Mit diesem Wert wird nun die Zugkraft ermittelt.

$$F = P * A_{\text{Kolbenringfläche}} = \frac{6,2 \text{ bar} * 1001,38 \text{ m}^2}{1000^2 * 10^{-5}} = 620,86 \text{ N}$$

Da der Druck mit der gleichen Messvorrichtung gemessen wurde, muss auch hier der Widerstand der Dichtungen berücksichtigt werden.

$$F_{\text{Ges}} = F_{\text{gemessen}} + F_{\text{Dichtung}} = 620,86 \text{ N} + 53,72 \text{ N} = 674,58 \text{ N}$$

Der Faymonville Innenlader hat in diesem Versuch einen Rollwiderstand von 674,58N

Zur Überprüfung der Messergebnisse wurde ein ausführliches Telefonat mit der Firma Michelin geführt. Allerdings wollte die Firma Michelin keine Messergebnisse ihrerseits, aus Angst sie gelangen an die Wettbewerber, herausgeben. Jedoch wurde bestätigt, dass die gemessenen Zugkräfte plausibel sind.

Die gemessene Zugkraft setzen sich aus folgenden Faktoren zusammen. Zum einen der Rollwiderstand, wie unter 2.1.2 beschrieben.

Die Vorspur hat ebenfalls einen Anteil an der Zugkraft. Durch fehlerhafte Einstellung der Vorspur oder durch Bedienungsfehler des Fahrzeugführers, z.B. Fahrt über einen Bordstein, kann sie dieser Winkel vergrößern.

Zum Schluss wirkt noch ein Widerstand im Radlager der Achse. Je nachdem wie eingelaufen das Radlager ist, verändert sich dieser Widerstand.

4 Fazit

Der Faymonville Glasinnenlader benötigt 60,09N mehr Zugkraft als der Langendorf Glasinnenlader. Da der Langendorf Innenlader allerdings 4 mm weniger Restprofil auf den Reifen hatte als der Faymonville, kann ein kleiner Teil der Zugkraftdifferenz dem Profil zugeschrieben werden.

Allerdings bleibt immer noch ein messbarer Rollwiderstandsunterschied.

Um die Ursache der Differenz zu ergründen müssen weitere Messungen auf dem Firmengelände und bei Kunden durchgeführt werden. Aus zeitlichen Gründen ist es mir leider nicht möglich die Messvorrichtung bei weiteren Kundenfahrzeugen einzusetzen.

Es ist allerdings erwiesen, dass Unterschiede im Rollwiderstand existieren und die Messvorrichtung diese Unterschiede sichtbar macht. Aus diesem Grund werden die Messungen durch die Firma Langendorf GmbH weitergeführt.

Literaturverzeichnis

BREUER, Bert; BILL, Karlheinz (Hrsg.): *Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. 3. Aufl. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006, S.55. – ISBN 978-3-8348-0064-0

FISCHER, Ulrich; GOMERINGER, Roland; HEINZLER, Max: *Tabellenbuch Metall*. 43. Aufl. Haan-Gruiten: Verlag Europa Lehrmittel, 2005. – ISBN 3-8085-1723-9

HOEPKE, Erich; BREUER, Stefan (Hrsg.): *Nutzfahrzeugtechnik - Grundlagen, Systeme, Komponenten*. 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2010. – ISBN 978-3-8348-0995-7

KREBS, Camille: *WG: Frage Fa. Langendorf*. 28.04.2011. - <mailto:camille.krebs@de.michelin.com>

LANGENDORF: *Langendorf – Fahrzeugbau seit 1889*. URL <http://www.langendorf.de/unternehmen/historie.html> Stand: 04.08.2011

LANGENDORF: *Langendorf – Innovation mit Tradition*. URL <http://www.langendorf.de/unternehmen/ueber-uns.html> Stand: 04.08.2011

LANGENDORF: *Neubau der Langendorf-Service GmbH*. URL <http://www.langendorf.de/service/neubau.html> Stand: 04.08.2011

LANGENDORF: *Zahlen und Fakten Langendorf Gruppe*. URL <http://www.langendorf.de/unternehmen/zahlen-und-fakten.html> Stand: 04.08.2011

MICHELIN: *Kostensenkungspotenziale im Fuhrpark aus der Sicht des Reifenherstellers*. - Firmenschrift

MICHELIN: *Michelin XTE 3*. Karlsruhe. 2007. - Firmenschrift

MICHELIN: *Technical characteristics product file*. 2008 (Réf: 833312A). - Firmenschrift