

Diplomarbeit

Ermittlung von Bohrmomenten verschiedener Rad-/Reifenpaarungen
im Kontaktbereich

eingereicht bei der Fakultät Kraftfahrzeugtechnik
der Westsächsischen Hochschule Zwickau
am 02.01.2025

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieurs (FH)

vorgelegt von: cand. ing. **D a z e r t , G e o r g** geb. am: 05.08.1999

Studiengang Kraftfahrzeugtechnik
Schwerpunkt Instandhaltung und Unfallanalyse

Ausgegeben von:	Prof. Dr.-Ing. Jan Schubert
Zweitbetreuer:	Prof. Dr.-Ing. Martin Dannemann
Auftraggeber:	IAMT Engineering GmbH & Co. KG Abteilung Versuch
Betreuer des Auftraggebers:	Dipl.-Ing. (FH) Thomas Krauß

Autorenreferat

Diese Arbeit behandelt die praktische Ermittlung des Reifenbohrmomentes zwischen einem Untergrund und einem Fahrzeugreifen bei dessen Verdrehung. Dazu wird zuerst der theoretische Hintergrund mit relevanten Inhalten zum Fahrzeugreifen an sich, das Reibverhalten und der Aufbau verschiedener möglicher Untergründe einer Fahrbahn behandelt. Weitergeführt wird dies mit einer Beschreibung des für die Ermittlung des Reifenbohrmomentes typischen Fahrmanövers „Parkieren im Stand“. Des Weiteren wird ein kurzer Überblick über die in diesem Zusammenhang genutzten Reifenprüfstände gegeben.

Anschließend erfolgt die detaillierte Beschreibung des Konzeptionierungs- und Entwicklungsprozesses eines Prüfstandes zur Ermittlung des Reifenbohrmomentes unter idealisierten Bedingungen. Dies erfolgt mithilfe eines Anforderungskataloges, auf dessen Grundlage ein Variantenvergleich möglicher Prüfstandsvarianten aufgebaut wird.

Daran schließt sich ein Abriss über die getroffenen Prüfvorgaben an. Es folgt die Darstellung und Auswertung der Messergebnisse sowie deren Beurteilung.

Am Ende werden diese Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick in zukünftig mögliche, weiterführende Betrachtungen gegeben.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden keinerlei KI-basierte Tools genutzt.

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit in allen Teilen selbstständig angefertigt und keine anderen als die in der Arbeit angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, und dass die Arbeit in gleicher oder ähnlicher Form in noch keiner anderen Prüfung vorgelegen hat. Mir ist bewusst, dass ich Autor der vorliegenden Arbeit bin und volle Verantwortung für den Text trage.

Ich erkläre, dass ich wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken – dazu gehören auch Internetquellen – übernommene Inhalte als solche kenntlich gemacht und die entsprechenden Quellen angegeben habe.

Mir ist bewusst, dass meine Arbeit auf Plagiate überprüft werden kann. Mir ist bekannt, dass es sich bei der Abgabe eines Plagiats um ein schweres akademisches Fehlverhalten handelt und dass Täuschungen nach der für mich gültigen Prüfungsordnung geahndet werden.

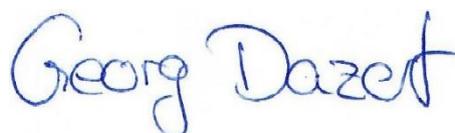
Zusätzlich versichere ich, dass ich auf künstlicher Intelligenz (KI) basierende Werkzeuge nur in Absprache mit den Prüfern verwendet habe. Dabei stand meine eigene geistige Leistung im Vordergrund, und ich habe jederzeit den Prozess steuernd bearbeitet.

Diese Werkzeuge habe ich im Quellenverzeichnis in der Rubrik „Übersicht verwendeter Hilfsmittel“ mit ihrem Produktnamen und einer Übersicht des im Rahmen dieser Prüfungsarbeit genutzten Funktionsumfangs unter Angabe der Textstelle in der Arbeit vollständig aufgeführt.

Ich versichere, dass ich keine KI-basierten Tools verwendet habe, deren Nutzung die Prüfer explizit schriftlich ausgeschlossen haben. Ich bin mir bewusst, dass die Verwendung von Texten oder anderen Inhalten und Produkten, die durch KI-basierte Tools generiert wurden, keine Garantie für deren Qualität darstellt.

Ich verantworte die Übernahme jeglicher von mir verwendeter maschinell generierter Passagen vollumfänglich selbst und trage die Verantwortung für eventuell durch die KI generierte fehlerhafte oder verzerrte Inhalte, fehlerhafte Referenzen, Verstöße gegen das Datenschutz- und Urheberrecht oder Plagiate.

Zwickau, den 16.12.2024



Ort, Datum

Unterschrift



Aufgabenstellung Diplomarbeit

Name: Dazert, Georg
Seminargruppe: 182235/KIU
Matrikelnummer: 39424
Diplomstelle: IAMT Engineering GmbH & Co. KG

Thema: Ermittlung von Bohrmomenten verschiedener Rad-/Reifenpaarungen im Kontaktbereich

Aufgabenstellung:

IAMT ist ein Dienstleister der europäischen Fahrzeug- und Fahrzeugzulieferindustrie. An verschiedenen Standorten arbeiten Teams aus Ingenieuren in den Bereichen Versuch und Entwicklung/Simulation. Im Bereich Entwicklung werden Komponenten aus dem Fahrwerks- und Karosseriebereich konstruiert und berechnet. Für MKS-Simulationen werden die Bohrmomente bzw. Torsionssteifigkeiten für die Parametrierung der Modelle benötigt. Eine analytische Ermittlung des Bohrmomentes des Rades unter Berücksichtigung entsprechender Parameter wie Reifenfülldruck, Profilausführung, Reifenbreite, Radlast und Achskinematik ist nicht möglich.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollen Untersuchungen zur messtechnischen Erfassung von Bohrmomenten erfolgen. Dazu ist ein einfacher und einstellbarer Versuchsaufbau inkl. Messtechnik zu entwickeln und in Betrieb zu nehmen. Eine spätere Erweiterung zur Einstellung der Reifen- bzw. Fahrbahntemperatur sowie verschiedener Fahrbahnbeläge soll mitberücksichtigt werden. Mit dem Versuchsaufbau sind entsprechende Messreihen zu planen, durchzuführen und auszuwerten. Dabei sollen potentiell signifikante Parameter (z. B. Radlast, Reifenfülldruck, Profilierung, Reifendimension, Achskinematik, Verstellgeschwindigkeit, Reifenhärte/-alter) variiert werden. Abschließend sind die Ergebnisse zu interpretieren, Zusammenhänge aufzuzeigen und aussagefähig darzustellen.

Dazu sind folgende Schwerpunkte zu bearbeiten:

- Darlegung der Theoretischen Grundlagen bzgl. der Kraft-/Momentenübertragung zwischen Reifen und fester Fahrbahn bzgl. Bohrmoment inkl. Literaturrecherche
- Konkretisierung des Zieles und Definition der Anforderungen
- Konzeptionelle Erarbeitung von Prüfkfigurationen für das Bohrmoment am stehenden Rad im Prüfumfeld der Diplomstelle inkl. Messtechnik und Aktorik (Varianten)
- Detailentwicklung, Aufbau und Inbetriebnahme der Prüfapparatur (Vorzugsvariante)
- Planung, Durchführung und Auswertung von Versuchen mit sinnvollen Parametervariationen inkl. Fehlerbetrachtung
- Beurteilung der Ergebnisse und Erstellen einer Prüfvorgabe

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Abbildungen	III
Verzeichnis der Tabellen	VI
Verzeichnis der Formeln	VII
Verzeichnis der Abkürzungen	VIII
Verzeichnis der Kurzzeichen	IX
1 Einleitung	1
2 Grundlagen der Reifenbohrmomentmessung	2
2.1 Koordinatensysteme	2
2.2 Der Fahrzeugreifen	4
2.2.1 Nomenklatur	4
2.2.2 Reifenaufbau	5
2.2.3 Reifenreibung	6
2.2.4 Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche	9
2.3 Parkieren im Stand	14
2.3.1 Reifenverhalten beim Parkieren im Stand	15
2.4 Reifenprüfstände	21
2.4.1 Messung von Reifenkräften und Reifenmomenten	21
2.4.2 Messung der Bodendruckverteilung	24
2.5 Die Fahrbahn	27
2.5.1 Physikalische Bedeutung	27
2.5.2 Fahrbahnoberfläche	27
3 Entwicklung eines Prüfstandes zur Reifenbohrmomentmessung	32
3.1 Vorgehensmodelle in der Produktentwicklung	32
3.2 Basiskonzept des Reifenbohrmomentprüfstandes	35
3.3 Erstellen eines Anforderungskataloges für den Reifenbohrmomentprüfstand	35
3.4 Variantenvergleich der Prüfstandsvarianten	37
3.4.1 Zur Punktevergabe des Variantenvergleiches	42
3.5 Konstruktionsprozess des Reifenbohrmomentprüfstandes	45
3.5.1 Erster Entwurf der Vorzugsvariante des Reifenbohrmomentprüfstandes	45
3.5.2 Finale Version der Vorzugsvariante des Reifenbohrmomentprüfstandes	50
3.6 Analyse der Belastungen	55
3.6.1 FEM-Analyse des Reifenaufnehmers	55
3.6.2 Vorauslegung und Nachrechnung der Zylinderschraube mit der größten Belastung	59

4	Messprozess des Reifenbohrmomentes	67
4.1	Reifenbeschreibung	67
4.2	Prüfvorgaben.....	68
5	Auswertung der Reifenbohrmomentmessungen	71
5.1	Allgemeine Ergebnisdarstellung am Beispiel der Messergebnisse eines Reifens des Reifensatzes	71
5.2	Reproduzierbarkeit der Messergebnisse.....	72
5.3	Messergebnisse der Einzelreifen	76
5.3.1	Einfluss der Radaufstandskraft	76
5.3.2	Einfluss des Reifenfülldruckes	78
5.3.3	Einfluss der Reifengröße.....	82
5.4	Zusammenfassung der Messergebnisse	85
5.5	Bewertung des Reibwertes der Aufstandsfläche des Reifenbohrmoment- prüfstandes	85
5.6	Fehleranalyse.....	87
6	Zusammenfassung und Ausblick	89
	Quellenverzeichnis	91
	Verzeichnis der Anlagen.....	96
Anlage 1	Datenblatt des Kraftaufnehmers vom Typ 1700 der Firma Interfaceforce	
Anlage 2	Datenblatt des Drehmomentaufnehmers TB2 der Firma HBM	
Anlage 3	Datenblatt des Drehwinkelgebers ITD89H00 der Firma Baumer	
Anlage 4	Technische Zeichnungen der Fertigungsteile des Reifenbohrmoment- prüfstandes	
Anlage 5	Entwicklung der Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes während der Messungen	
Anlage 6	Weitere Messergebnisse zum Einfluss des Reifenfülldruckes auf das Reifenbohrmoment	
Anlage 7	Weitere Messergebnisse zum Einfluss der Reifengröße auf das Reifenbohrmoment	

Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung 2-1:	Fahrzeugkoordinatensystem und ortsfestes Koordinatensystem nach ISO 8855 /DIN-13/.....	2
Abbildung 2-2:	TYDEX-C- und TYDEX-W-Koordinatensystem nach /UNRA-97/.....	3
Abbildung 2-3:	Grundaufbau eines Fahrzeugreifens nach /SCHR-18/.....	5
Abbildung 2-4:	Reibungsmechanismen nach /GEYE-72/.....	7
Abbildung 2-5:	Abhängigkeit des Reibwertes von Anpressdruck (a) und Reifenaufstandsfläche (b)	9
Abbildung 2-6:	Geometrischer und statischer Kontaktpunkt (a) und Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche (b).....	10
Abbildung 2-7:	Vereinfachte Darstellung des Wirknetzes der Bodendruckverteilung /WEIN-23/	11
Abbildung 2-8:	Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Aufstandsfläche nach /WOOD-13/	12
Abbildung 2-9:	Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Bodendruckverteilung nach /VILE-10/	13
Abbildung 2-10:	Radlasteinfluss auf die Reifenaufstandsfläche nach /MINC-15/.....	13
Abbildung 2-11:	Messung der Reifenaufstandsfläche bei 0° Sturz und 6° Sturz nach /WEIN-23/.....	14
Abbildung 2-12:	Bewegung des Radmittel- und Radaufstandspunktes beim Lenken im Stand /CHO-09/	16
Abbildung 2-13:	Einfluss der Radlast F_z und des Fülldruckes auf das maximale Bohrmoment /EINS-11/	17
Abbildung 2-14:	Längskraft F_z und Querkraft F_y des Reifens bei Verschiebung x des Reifens /EINS-11/.....	19
Abbildung 2-15:	Reifenprüfstand Flat-Trac III CT der Firma MTS Systems /MTS-24/	22
Abbildung 2-16:	Steifigkeitsprüfstand des IKA der RWTH Aachen /BACH-17/	23
Abbildung 2-17:	Reifenmessanhänger der Firma Siemens /BESS-19/	24
Abbildung 2-18:	Messmethode mittels FTIR nach /CAST-17/.....	25
Abbildung 2-19:	Tekscan TireScan Footprint Mapping System der Firma Tekscan Inc. /TEKS-24/	26
Abbildung 2-20:	Aufbau der Fahrbahn nach /BACH-96/	28
Abbildung 3-1:	Vorgehensmodell beim Entwickeln und Konstruieren nach /VDI-19/.....	33
Abbildung 3-2:	V-Modell der Produktentwicklung nach /VDI-21/.....	34
Abbildung 3-3:	Variante 1 des Reifenbohrmomentprüfstandes	38
Abbildung 3-4:	Variante 2 des Reifenbohrmomentprüfstandes	39

Abbildung 3-5:	Variante 3 des Reifenbohrmomentprüfstandes	40
Abbildung 3-6:	Variante 4 des Reifenbohrmomentprüfstandes	41
Abbildung 3-7:	erster Entwurf des Reifenbohrmomentprüfstandes	46
Abbildung 3-8:	Detailansicht der Messeinheit	47
Abbildung 3-9:	Verstellmöglichkeit des Reifenaufnehmers	48
Abbildung 3-10:	Detailaufnahme der Anbindung der Koppelstange	49
Abbildung 3-11:	finale Version des Reifenbohrmomentprüfstandes.....	50
Abbildung 3-12:	vergrößerte Darstellung der Linearführung	51
Abbildung 3-13:	Detaildarstellung des Drehwinkelsensors ITD89H00 der Firma Baumer	52
Abbildung 3-14:	Darstellung des Einbaus des Drehwinkelgebers	53
Abbildung 3-15:	Detaildarstellung der Abstützung gegen Verdrehung des Sensor- kopfes des Drehwinkelgebers	54
Abbildung 3-16:	FEM-Modell des Reifenaufnehmers	56
Abbildung 3-17:	grafisches Simulationsergebnis der von-Mises-Spannungen.....	57
Abbildung 3-18:	Verschiebung des Reifenaufnehmers	58
Abbildung 3-19:	Position der Schraube mit der größten Belastung des Reifenaufnehmers.....	59
Abbildung 3-20:	Modell des oberen Querträgers des Reifenaufnehmers nach dem Freischnitt.....	60
Abbildung 5-1:	exemplarischer Bohrmomentverlauf unter Einwirkung einer Radaufstandskraft von 5 kN.....	71
Abbildung 5-2:	exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifen- satzes bei 2 kN Radaufstandskraft.....	73
Abbildung 5-3:	exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifen- satzes bei 5 kN Radaufstandskraft.....	74
Abbildung 5-4:	exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifen- satzes bei 8 kN Radaufstandskraft.....	75
Abbildung 5-5:	exemplarische Bohrmomentverläufe aller Radaufstandskräfte des Reifens 1 des Reifensatzes	77
Abbildung 5-6:	Einfluss der Radaufstandskraft auf das maximale Reifenbohr- moment bei einem Reifendruck von 2,4 bar.....	78
Abbildung 5-7:	Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 195/45 R15 78V (5 kN).....	79
Abbildung 5-8:	Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 225/40 R18 92Y XL	80
Abbildung 5-9:	Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 245/35 ZR20 95Y	81
Abbildung 5-10:	Einfluss des Reifenfülldruckes auf das maximale Reifenbohr- moment bei einer Radaufstandskraft von 5 kN	82

Abbildung 5-11: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 2 kN.....	83
Abbildung 5-12: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 5 kN.....	83
Abbildung 5-13: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 8 kN.....	84
Abbildung 5-14: Bohrmomentvergleich zwischen Reifenbohrmomentprüfstand und Fahrversuch	86

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 2-1:	Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit von Reifen beim Lenken im Stand /EINS-11/	18
Tabelle 2-2:	Einflussparameter auf die Längs- und Quersteifigkeit nach /WEIN-23/.....	21
Tabelle 3-1:	Anforderungskatalog für den Reifenbohrmomentprüfstand	36
Tabelle 3-2:	Prüfvorgaben für den Fahrzeugreifen	37
Tabelle 3-3:	Variantenvergleich der Prüfstandsvarianten 1 bis 4.....	42
Tabelle 3-4:	Vordimensionierung von Einschraubenverbindungen nach /VDI-15/.....	61
Tabelle 3-5:	Zusammenfassung der Ergebnisse der Schraubenberechnung	65
Tabelle 4-1:	Reifenbeschreibung der untersuchten Reifen	68

Verzeichnis der Formeln

(1)	Gesamtreibungskoeffizient μ	7
(2)	Kräftegleichgewicht bei Drehung um Punkt A.....	60
(3)	Schraubenkraft F_s	60
(4)	elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_s	62
(5)	elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_P	62
(6)	Kräfteverhältnis Φ_K	63
(7)	Vorspannkraft nach dem Setzvorgang F_{Vmin}	63
(8)	Vergleichsspannung im Betriebszustand σ_{vB}	64
(9)	Sicherheit S_F gegen Überschreiten der Streckgrenze der Schraube	64
(10)	Zusammenhang zwischen Reifenbohrmoment und Radaufstandskraft.....	77
(11)	Zusammenhang zwischen Reifenbohrmoment und Reifenfülldruck	81
(12)	Zusammenhang zwischen Reifenbohrmoment und Reifenaufstandsfläche	84

Verzeichnis der Abkürzungen

Abkürzung	Erläuterung
BMW	Bayrische Motorenwerke
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DOT	engl.: „Department of Transportation“ (Produktionsdatum des Fahrzeugreifens)
EN	Europäische Norm
FEM	Finite-Elemente-Methode
FTIR	engl.: „frustrated total internal reflection“ (physikalisches Phänomen der frustrierten Totalreflexion)
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
IAMT	Ingenieurgesellschaft für allgemeine Maschinentechnik
IKA	Institut für Kraftfahrzeuge Aachen
IPE	Integrierte Produktentwicklung
LKW	Lastkraftwagen
PKW	Personenkraftwagen
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
SUV	engl.: Sports Utility Vehicle
TYDEX	engl.: „Tyre Data Exchange Format“ (Titel eines Datenaustauschformats für Reifenkoordinatensysteme)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.

Verzeichnis der Kurzzeichen

Kurzzeichen	Einheit	Erläuterung
A	mm ²	Reifenauflstandsfläche
A _{d3}	mm ²	Kernquerschnitt des Gewindes
A _S	mm ²	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes
D _A	mm	Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers in der Trennfuge
d	mm	Nenndurchmesser der Schraube
d ₂	mm	Flankendurchmesser des Außengewindes
d ₃	mm	Kerndurchmesser des Außengewindes im Gewindegrund
d _h	mm	Bohrungsdurchmesser der verspannten Teile
d _w	mm	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage
E _P	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul der Bauteile
E _S	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul der Schraube
F	N	Kraft
F _B	N	Betriebskraft
F _{Mmax}	N	maximale Vorspannkraft einer Schraubverbindung
F _{Mmin}	N	erforderliche Mindestvorspannkraft einer Schraubverbindung
F _{MTab}	N	Montagevorspannkraft einer Schraube
F _S	N	Schraubenkraft
F _{Vmin}	N	Vorspannkraft nach dem Setzvorgang
F _Z	N	Vorspannkraftverlust durch Setzvorgänge
f _z	mm	Gesamtsetzbetrag
k _T	-	Reduktionskoeffizient für die Torsionsspannung

Kurzzeichen	Einheit	Erläuterung
l	m	Länge
l _{Gew}	mm	Länge des belasteten, nicht eingeschraubten Gewindes
M	Nm	Moment
M _A	Nm	Anziehdrehmoment einer Schraube
M _z	Nm	Reifenbohrmoment
m	kg	Masse
P	mm	Steigung des Gewindes
p	bar	Druck
p _R	bar	Reifenfülldruck
R _{p0,2}	$\frac{N}{mm^2}$	Streckgrenze
S _F	-	Sicherheit gegen Überschreiten der Streckgrenze der Schraube
S _{Ferf}	-	erforderliche Sicherheit gegen Überschreiten der Streckgrenze der Schraube
w	-	Verbindungskoeffizient für die Art der Schraubenverbindung
Φ _K	-	Kraftverhältnis
γ	°	Radsturzwinkel
δ	°	Radlenkwinkel
δ _{Gew}	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten Gewindes
δ _{GM}	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes
δ _P	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der Klemmteile
δ _S	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
δ _{SK}	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes

Kurzzeichen	Einheit	Erläuterung
μ_G	-	Reibungszahl im Gewinde
σ	$\frac{N}{mm^2}$	von-Mises-Spannung
σ_{vB}	$\frac{N}{mm^2}$	Vergleichsspannung im Betriebszustand
σ_{zmax}	$\frac{N}{mm^2}$	maximale Zugspannung in der Schraube im Betriebszustand
T_{tmax}	$\frac{N}{mm^2}$	maximale Torsionsspannung im Gewinde
φ	°	Winkel des Ersatzverformungskegels
ω	$\frac{^\circ}{s}$	Radlenkwinkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

In der modernen Fahrzeugtechnik spielen Reifen eine zentrale Rolle für die Fahrsicherheit, den Komfort und die Energieeffizienz. Als einzige Verbindung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn sind sie nicht nur für die Übertragung von Kräften infolge von Beschleunigung, Bremsen und Kurvenfahrten verantwortlich, sondern beeinflussen auch das Lenkverhalten maßgeblich. Ein oft unterschätzter, jedoch entscheidender Aspekt der Reifen-Fahrbahn-Interaktion ist das sogenannte Reifenbohrmoment. Dieses Moment entsteht bei der Verdrehung des Reifens auf einem Untergrund um seine vertikale Achse.

Automobilhersteller untersuchen das Reifenbohrmoment hauptsächlich deswegen, da mithilfe dieser Messungen ermittelt werden kann, welche Kräfte und Momente in besonders hoch beanspruchenden Situationen auf die Lenkungscomponenten des Fahrzeuges wirken. Auf Grundlage dieser Belastungsanalysen werden dann die Lenkungssysteme von neu entwickelten Prototypen angepasst und dimensioniert.

Solche Prüfstände, wie auch die darauf generierten Daten, sind im Normalfall immer Firmeneigentum und Drittparteien nicht zugänglich.

Daher soll ein Prüfstand zum Messen des entstehenden Reifenbohrmomentes im Rahmen dieser Arbeit entworfen und umgesetzt werden, sodass verschiedene Einzelreifen mit entsprechendem Rad auf diesem Prüfstand montiert und hinsichtlich ihres Bohrmomentes unter dem Einfluss verschiedener Faktoren untersucht werden können.

2 Grundlagen der Reifenbohrmomentmessung

In diesem Kapitel wird auf alle relevanten Grundlagen zum Thema der Bohrmomentmessung zwischen Reifen und Fahrbahn eingegangen. Dazu gehören zuvorderst die genutzten Koordinatensysteme, um eine einheitliche Beschreibung aller Größen, Kräfte und Momente am Reifen zu gewährleisten (Abschnitt 2.1), sowie grundlegende Betrachtungen des Fahrzeugreifens an sich (Abschnitt 2.2). Anschließend folgen einige Betrachtungen des Fahrmanövers „Parkieren im Stand“, auf dessen Grundlage Bohrmomente ermittelt werden (Abschnitt 2.3). Abschließend werden einige Arten von Reifenprüfständen behandelt (Abschnitt 2.4) und die Fahrbahn als Reibpartner (Abschnitt 2.5) näher beleuchtet.

2.1 Koordinatensysteme

Koordinatensysteme und fahrdynamisch wichtige Größen werden in der ISO-Norm 8855 „Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe“ definiert /DIN-13/. Im Folgenden werden die in dieser Arbeit genutzten und relevanten Koordinatensysteme kurz vorgestellt.

In Abbildung 2-1 werden das Fahrzeugkoordinatensystem und das ortsfeste Koordinatensystem veranschaulicht.

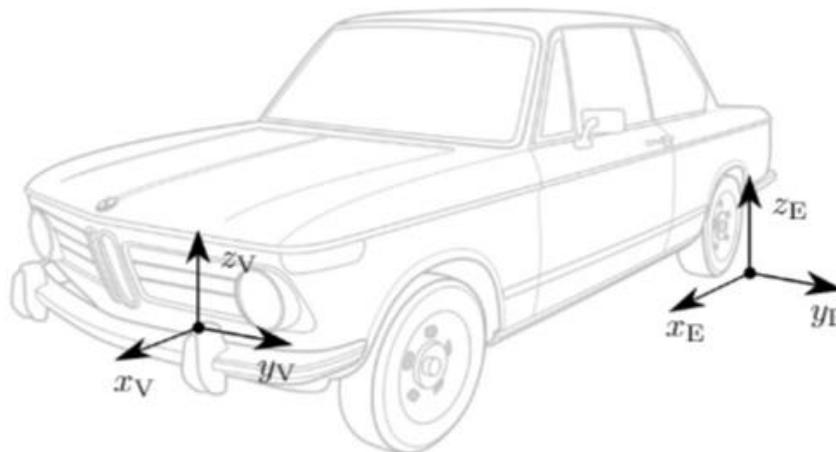


Abbildung 2-1: Fahrzeugkoordinatensystem und ortsfestes Koordinatensystem nach ISO 8855 /DIN-13/

Das Fahrzeugkoordinatensystem ist an das Fahrzeug gebunden, wobei sich der Ursprung im Fahrzeugreferenzpunkt befindet. Dieser ist von den federnden Massen abhängig. Die x_V -Achse zeigt in Fahrzeuginnen- und Fahrtrichtung nach vorn, die y_V -Achse zeigt in Fahrzeugquer- und Fahrtrichtung nach links und die z_V -Achse zeigt nach

oben /HEIß-13/. Der Index „V“ steht hierbei für das englische Wort „Vehicle“ /SCHR-20/. Je nach Anforderung kann der Bezugspunkt des Koordinatensystems unterschiedlich gewählt werden. Es haben sich jedoch einige Ausgangslagen durchgesetzt und werden in dem Großteil der Anwendungen genutzt. So beispielsweise der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeuges, der Schwerpunkt der gefederten Massen, der Punkt in der Mitte des Radstandes auf Höhe des Gesamtschwerpunktes und der Mittelpunkt der Vorderachse /DIN-13/. Im frühen Entwicklungsprozess wird die Wahl des Mittelpunktes der Vorderachse als Referenzpunkt dem Schwerpunkt vorgezogen, da zu diesem Zeitpunkt noch nicht ausreichend Daten über die Gewichtsverteilung des Fahrzeuges vorliegen.

Das zweite in Abbildung 2-1 dargestellte Koordinatensystem ist das Inertial-Koordinatensystem mit den Achsen x_E , y_E und z_E , wobei der Index „E“ von dem englischen Wort „Environment“ stammt /SCHR-20/. Der Unterschied zum Fahrzeugkoordinatensystem liegt darin, dass das Inertial-Koordinatensystem ortsgebunden, also fahrbahnfest ist. Somit lässt sich die Relativbewegung des Reifens oder Fahrzeuges im Raum beschreiben. Die x_E - und die y_E -Achse liegen in der Fahrbahnebene und die z_E -Achse zeigt von der Fahrbahn nach oben. /ISER-06/

Des Weiteren gibt es noch Reifenkoordinatensysteme, welche von der TYDEX-Arbeitsgruppe festgelegt wurden. TYDEX steht für „Tyre Data Exchange Format“. Damit sollte das Ziel eines möglichst einheitlichen Standards für den Austausch von Reifenmessdaten erreicht werden /UNRA-97/. Zu den bedeutendsten Vertretern dieser Koordinatensysteme gehören das C- und das W-Koordinatensystem, welche in Abbildung 2-2 dargestellt sind.

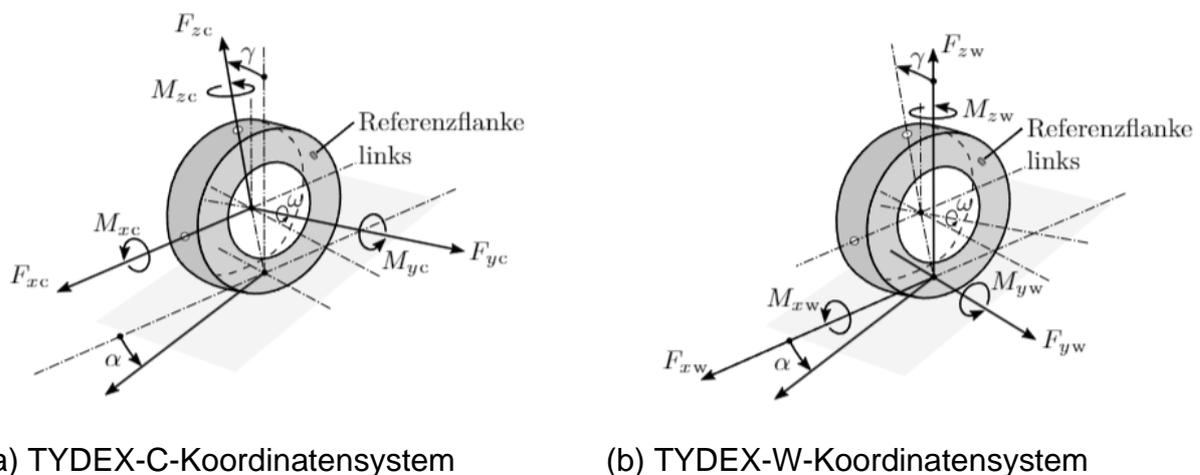


Abbildung 2-2: TYDEX-C- und TYDEX-W-Koordinatensystem nach /UNRA-97/

Bei dem TYDEX-C Koordinatensystem (Abbildung 2-2a, Seite 3) liegt der Ursprung in der Radmitte, die x_C -Achse verläuft in der Mittelebene des Rades und parallel zum Boden. Die y_C -Achse ist um den Sturzwinkel γ verdreht und mit der Drehachse des Rades identisch. Ebenfalls um den Sturzwinkel γ verdreht, zeigt die z_C -Achse nach oben. /WEIN-23/

Im W-Achsensystem (Abbildung 2-2b, Seite 3) verläuft die x_W -Achse durch den Schnittpunkt zwischen Radmittelebene und Fahrbahnoberfläche. Die y_W -Achse wird durch die Projektion der Spreizachse auf den Boden bestimmt und die z_W -Achse steht senkrecht zur Fahrbahn mit Orientierung nach oben. /WEIN-23/

2.2 Der Fahrzeugreifen

Der Fahrzeugreifen fungiert als einziges Verbindungselement zwischen dem eigentlichen Fahrzeug und der Fahrbahn. Somit beeinflusst er maßgeblich die fahrdynamischen Eigenschaften, sowie die im Rahmen dieser Arbeit besonders interessanten Kräfte und Momente, welche bei dem Fahrmanöver „Parkieren im Stand“ entstehen (vergleiche auch Abschnitt 2.3). /JAGT-00/

In diesem Abschnitt wird auf die Nomenklatur (Abschnitt 2.2.1) und den Aufbau eines Fahrzeugreifens (Abschnitt 2.2.2) eingegangen, sowie die zwischen Reifen und Fahrbahn auftretenden Reibungsmechanismen (Abschnitt 2.2.3) erläutert. Des Weiteren widmet sich dieses Kapitel der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche (Abschnitt 2.2.4).

2.2.1 Nomenklatur

Die Benennung von Fahrzeugreifen wird im Folgenden kurz erklärt, da im Laufe dieser Arbeit immer wieder verschiedene Reifendimensionen auftreten.

Am besten lässt sich dies anhand eines Beispiels aufzeigen. Eine Reifenbezeichnung ist immer auf der Reifenflanke zu finden und lautet beispielsweise: 205/55 R16 91W.

Die Zahl „205“ gibt hierbei die Reifenbreite in Millimeter an und die Zahl „55“ bezeichnet das Verhältnis von Reifenhöhe zu Reifenbreite in Prozent. Der Buchstabe „R“ steht für die Reifenbauart, also in diesem Fall für einen Radialreifen, hier gibt es auch noch den Buchstaben „D“ für Diagonalreifen, diese Bauart ist aber veraltet und kommt nicht mehr oft zum Einsatz. Es folgt die Angabe des Felgendurchmessers in Zoll, in unserem Beispiel sitzt der Reifen also auf einer Felge mit einem Durchmesser von 16 Zoll. Die nächste Zahl, also die „91“, steht für den Lastindex des Reifens. Er gibt an, bis zu welcher Radlast

in Kilogramm der Reifen belastbar ist. Die jeder Zahl zugeordnete Radlast ist einer Tabelle zu entnehmen, die Zahl „91“ steht hier für eine zulässige, maximale Radlast von 615 kg. Der letzte Buchstabe in der Bezeichnung ist der Geschwindigkeitsindex. Er gibt die für diesen Reifen maximal zugelassene Höchstgeschwindigkeit an. Das Äquivalent für die einzelnen Buchstaben kann ebenfalls Tabellen entnommen werden, der Buchstabe „W“ steht beispielsweise für eine maximal zugelassene Höchstgeschwindigkeit des Reifens von 270 km/h. /BREU-15/

Zusätzlich zu diesen Informationen befindet sich ebenfalls auf der Reifenflanke eine Angabe bezüglich des Produktionsdatums des Reifens, diese ist mit dem Vorsatz „DOT“ (engl. „Department of Transportation“) gekennzeichnet. Dahinter folgen vier Ziffern in einem Rahmen, wobei die ersten beiden Ziffern die Kalenderwoche, und die letzten beiden Ziffern das Jahr der Produktion angeben.

2.2.2 Reifenaufbau

Ein Fahrzeugreifen besteht aus mehreren Gummikomponenten, von denen einige durch ein Gewebe aus Textilfäden, Stahldraht oder Synthetikfasern verstärkt sind. Dies trägt vor allem zur Erhöhung der Strukturfestigkeit des Reifens bei. /MATS-07/

Der grundsätzliche Reifenaufbau ist in Abbildung 2-3 dargestellt.

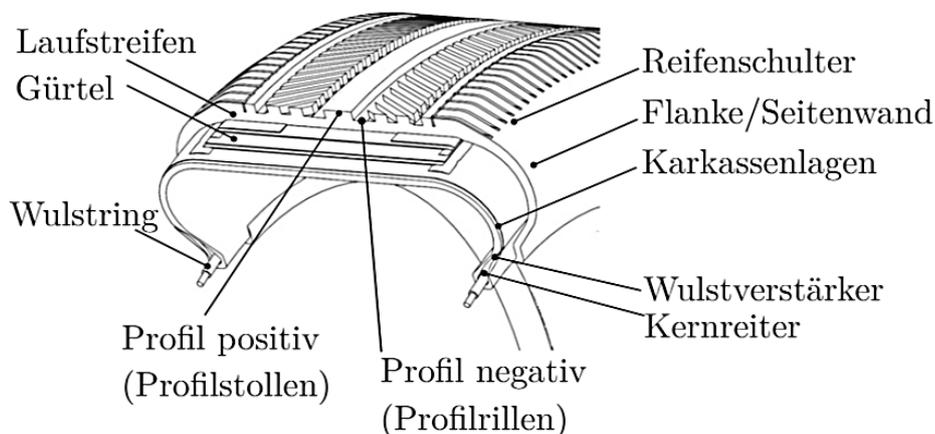


Abbildung 2-3: Grundaufbau eines Fahrzeugreifens nach /SCHR-18/

Die Wulstringe nehmen die Fülldruckkräfte sowie außen am Reifen angreifende Kräfte auf und sorgen dafür, dass der Reifen fest auf dem Rad sitzt /HOLT-06/. Der Kernreiter und der Wulstverstärker sorgen für die Seitensteifigkeit und haben somit einen maßgeblichen Einfluss auf Lenkpräzision und Fahrstabilität /SCHR-18/. Die einzelnen Karkassenlagen bestehen aus zugfesten Fäden, welche mit Gummi ummantelt sind. Sie sind

quer zur Laufrichtung zwischen den Wulstringen angeordnet und sorgen in Verbindung mit dem Fülldruck für die Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn /SCHR-18/. Der Gürtel ist ein Lagenverbund aus Stahl, welcher im Laufflächenbereich auf der Karkasse aufliegt, somit die Steifigkeit des Laufstreifens erhöht und in der Aufstandsfläche einen Widerstand gegen Biegung bildet /HOLT-06/. Der Laufstreifen besteht aus Gummi und enthält das Laufstreifenprofil, bestehend aus Profilstollen und Profilirillen /SCHR-18/. Das Profil ist für die Wasserableitung bei Nässe sowie für eine bessere Kraftübertragung auf losem Untergrund verantwortlich /HOLT-06/. Für die Wärmeableitung ist die Reifenschulter zuständig, welche zwischen dem äußeren Laufstreifen und dem Rand der Seitenwand liegt. Zuletzt ist noch die Seitenwand zu nennen, welche zwischen der Reifenschulter und dem Reifenwulst liegt und die seitlichen Karkassenlagen vor mechanischen Beschädigungen schützen soll /SCHR-20/.

Grundsätzlich werden bei Fahrzeugreifen zwei Bauarten unterschieden: Radialreifen, die heute hauptsächlich Anwendung finden, und die ältere Bauart der Diagonalreifen, welche kaum noch genutzt werden. Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Bauweisen liegt hierbei im Anordnungswinkel der Cordfäden des Reifengewebes. /STRI-24/

Wie der Name bereits vermuten lässt, verlaufen die Fäden bei Diagonalreifen unter der Lauffläche und den Reifenflanken diagonal. So werden jedoch viele Fadenlagen benötigt, um eine stabile Karkasse zu erzeugen, welche Kräfte in Längs- und Querrichtung übertragen kann. Die Vertikalkräfte werden hierbei von der unter Druck stehenden Luft im Reifeninneren übertragen. /BREU-15/

Bei den Radialreifen verlaufen die Fäden hingegen radial von einer Seite zur gegenüberliegenden Seite des Reifens. Dadurch ist es nötig, die Reifeneigenschaften mithilfe von Gürtellagen in der Lauffläche zu verstärken. Somit wird eine gleichmäßige Verteilung des Kontaktdruckes über der Aufstandsfläche und ein deutlich geringerer Rollwiderstand durch reduzierte Verformungen als bei den Diagonalreifen erreicht. Daher werden Radialreifen bevorzugt bei PKW und LKW eingesetzt. /HEIß-13/

2.2.3 Reifenreibung

Der Kontaktbereich des Fahrzeugreifens mit der Fahrbahn ist keine Linie wie bei einem unelastischen Zylinder, sondern eine Fläche von der ungefähren Größe einer Postkarte. Dieser Bereich wird „Latsch“ genannt. Hier findet die Kraftübertragung vom Reifen auf die Fahrbahn statt. /BREU-15/

Dabei treten verschiedene Kraftübertragungsmechanismen auf, da die Gummireibung eigene Gesetzmäßigkeiten aufweist, die von den klassischen Reibungsgesetzen abweichen. So lässt sich die Gummireibung in die vier Einzelkomponenten Adhäsionsreibung μ_a , Hysteresereibung μ_h , Kohäsionsreibung μ_k und viskose Reibung μ_v zerlegen /GEYE-72/. Diese sind in Abbildung 2-4 veranschaulicht.

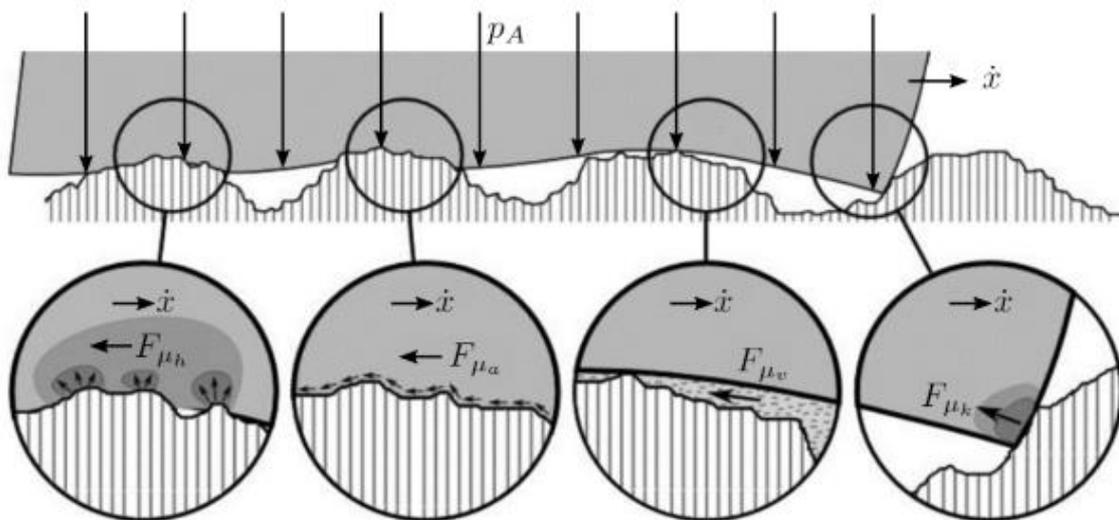


Abbildung 2-4: Reibungsmechanismen nach /GEYE-72/

Der Gesamtreibungskoeffizient μ entspricht dann der Summe dieser vier Einzelkomponenten nach Formel 1 /WASS-19/.

$$\mu = \mu_a + \mu_h + \mu_k + \mu_v \quad (1)$$

Die Adhäsionsreibung μ_a entsteht durch die andauernde Ausbildung und Trennung molekularer Bindungen zwischen Reiboberflächen und macht den Großteil der Gesamtreibung aus /FISC-00/. Treffen Gummi und Fahrbahnoberfläche aufeinander, entstehen Bindungen von Molekülketten in diesem Grenzbereich, weshalb die Adhäsionsreibung von der Reifenkontaktfläche abhängig ist. Durch die Relativbewegung des Gummis zur Fahrbahn werden diese Ketten gedehnt, bis die zuvor entstandene Bindung auseinanderbricht. Daraufhin ziehen sich die Ketten zusammen und an anderer Stelle bilden sich neue Bindungen aus /FISC-00/. Durch diesen periodischen Vorgang des Spanns und Entspanns wird kinetische Energie in Wärmeenergie umgewandelt und es tritt eine der Bewegungsrichtung entgegenwirkende Adhäsionskraft F_{μ_a} auf. Deren Stärke ist von der Größe der Aufstandsfläche, den Materialeigenschaften und der relativen Gleitgeschwindigkeit zwischen Gummi und Fahrbahn abhängig /BACH-96/.

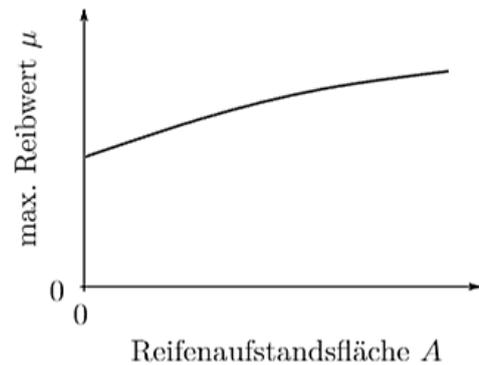
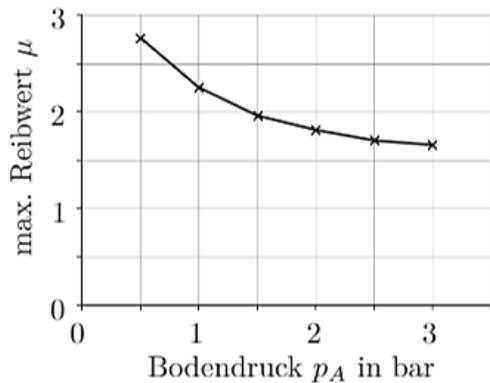
Die Hysteresereibung μ_h entsteht durch die Bewegung von Molekülketten im Gummi, welche durch eine Verformung der Gummielemente während des Reibvorganges entsteht /WASS-19/. Dabei treten Dämpfungsverluste auf, wodurch in der Reifenkontaktfläche ein asymmetrisches Druckgebirge und somit eine der Bewegung entgegengerichtete Hysteresekraft F_{μ_h} entsteht /SCHR-20/. Die Hysteresereibung als solche entsteht also wegen der durch die Gummidämpfung hervorgerufenen Energieumwandlung in Wärme. Die Größe dieser Reibkomponente ist von der Gummimischung und der Oberflächenstruktur der Fahrbahn abhängig, bleibt jedoch unbeeinflusst von einem dünnen Zwischenmedium wie beispielsweise Wasser oder Schmutz. Diese sorgen nur dafür, dass sich die Höhe der Rauigkeitsspitzen verringert, wodurch sich die Größe der Hysteresekomponente verringert. /BACH-96/

Bei der Kohäsionsreibung μ_k und bei der in der Folge entstehenden Kohäsionskraft F_{μ_k} handelt es sich um Bindungskräfte innerhalb des Reifenoberflächenmaterials, welche einer Trennung entgegenwirken. Diese Form der Reibung tritt insbesondere bei Betriebszuständen mit hohen Gleitgeschwindigkeiten und hohen Materialtemperaturen auf und beeinflusst entscheidend die Reifenabnutzung. /PUTT-17/

Im Gegensatz zu den drei vorherigen Reibungsarten tritt die viskose Reibung μ_v nur auf, wenn ein Zwischenmedium zwischen Reifen und Fahrbahn vorhanden ist. In diesem Fall erfolgt die Kraftübertragung über die Scherkräfte, die in der Flüssigkeit gebildet werden. Die Reibkraft der viskosen Reibung F_{μ_v} ist nur abhängig von der inneren Reibung des Fluidfilms und steigt mit Zunahme der Fahrgeschwindigkeit an. /ARMS-94/

Wird das Reifenverhalten beim „Parkieren im Stand“ (siehe Abschnitt 2.2.5) genauer betrachtet, fällt auf, dass es im Reifenlatsch Bereiche gibt, in denen Haftreibung auftritt und zeitgleich Bereiche der Gleitreibung vertreten sind. Die bereits zuvor beschriebenen Adhäsionskräfte entstehen durch die Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn und treten in den Bereichen der Haftreibung auf. Sobald diese Kräfte nicht mehr ausreichen, um die Verformungskräfte im Reifen abzustützen, beginnt das Gummimaterial auf der Fahrbahn zu gleiten. Daraufhin werden die Adhäsionskräfte von den Hysteresekräften überlagert. /HOLT-06/

In **Abbildung 2-5** wird die Abhängigkeit des Reibwertes vom Anpressdruck und der Reifenaufstandsfläche veranschaulicht.



(a) maximaler Haftbeiwert eines Reifengummi-elementes als Funktion des Anpressdruckes nach /MÄCK-02/

(b) qualitativer Zusammenhang von Reibwert und Reifen-aufstandsfläche nach /SCHR-20/

Abbildung 2-5: Abhängigkeit des Reibwertes von Anpressdruck (a) und Reifen-aufstandsfläche (b)

In Abbildung 2-5a ist der maximale Haftbeiwert in Abhängigkeit vom Anpressdruck dargestellt, der auf trockener, asphaltierter Fahrbahn mit einer von Null ansteigenden Differenzgeschwindigkeit gemessen wurde /HOLT-06/. Eine Erklärung für die hohe Abhängigkeit vom Anpressdruck liefern die Kontaktflächenverhältnisse. Da das Gummi nur teilweise Kontakt mit den Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche hat, beträgt die effektive Kontaktfläche lediglich 1 % der Gummioberfläche /HOLT-06/. Wird der Anpressdruck erhöht, vergrößert sich auch die effektive Kontaktfläche. Und da Adhäsions- und Hysteresekräfte von der Aufstandsfläche abhängig sind, steigen die übertragbaren Reibkräfte nicht proportional zur Radlast an /BACH-96/. Hierin liegt der Grund für die elementare Bedeutung der Bodendruckverteilung in der Reifen-aufstandsfläche für die am Reifen wirkenden Reibungskräfte. Der Reibwert ist also umso höher, je geringer und gleichmäßiger der lokale Druck ausfällt /HEIß-13/.

In Abbildung 2-5b ist der Anstieg des Reibwertes über der Aufstandsfläche dargestellt und auf dieselbe Ursache zurückzuführen wie in Abbildung 2-5a. Der Reibwert steigt an, wenn bei konstanter Vertikallast der Anpressdruck mit zunehmender Reifen-aufstandsfläche sinkt. /WEIN-23/

2.2.4 Bodendruckverteilung in der Reifen-aufstandsfläche

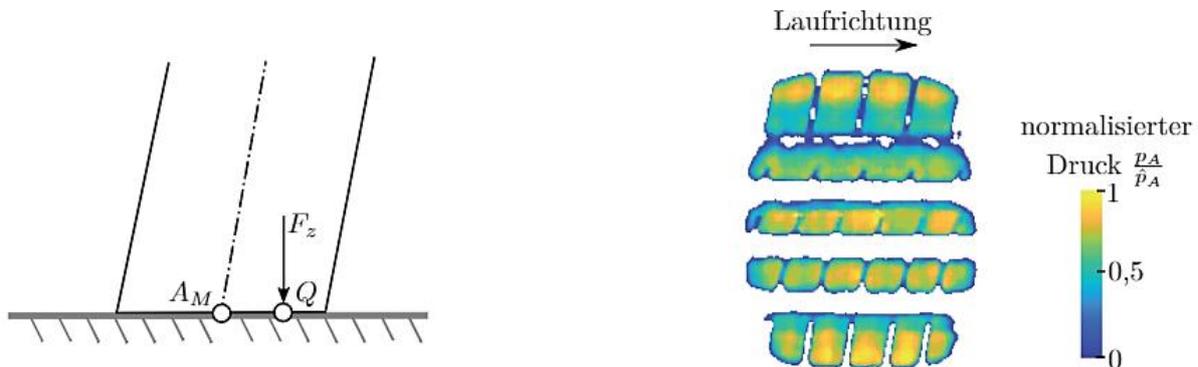
Wie im vorherigen Abschnitt bereits erläutert, wird die entstehende Reibkraft direkt von dem Anpressdruck jedes Kontaktpunktes zwischen Reifen und Fahrbahn beeinflusst. Ein Mittel zur Beschreibung des Anpressdruckes einzelner Kontaktflächenelemente ist die

Bodendruckverteilung, welche die am Reifen wirkenden Kräfte und Momente stark beeinflusst. /EINS-11/

Bevor die Bodendruckverteilung als solche erläutert werden kann, müssen einige Begriffe definiert werden.

Die Aufstandsfläche ist der Teil der Reifenlauffläche, der tatsächlich in Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche steht. Sie wird vereinfachend als Fläche definiert, welche vom Umriss der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn eingeschlossen wird. Das heißt, auch das sogenannte Negativprofil, also das Reifenprofil, das normalerweise nicht in Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche steht, ist in die Aufstandsfläche integriert. Aus dieser Fläche sind für jedes Kontaktelement Informationen über den in diesem Element wirkenden Anpressdruck entnehmbar. /WEIN-23/

Bei PKW- und auch LKW-Reifen ist ein nahezu rechteckiger Querschnitt anzutreffen. Wenn die Annahme vorausgesetzt wird, dass die Druckverteilung auf einem gewölbten Reifen mit der Form der Reifenfläche übereinstimmt, verschiebt sich der Angriffspunkt der resultierenden, vertikal wirkenden Reifenkraft F_z von dem geometrischen Kontaktpunkt A_M in den statischen Kontaktpunkt Q , siehe hierzu Abbildung 2-6a. /RILL-13/



a) Darstellung des geometrischen (A_M) und des statischen Kontaktpunktes (Q) nach /RILL-13/

b) Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche

Abbildung 2-6: Geometrischer und statischer Kontaktpunkt (a) und Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche (b)

In Abbildung 2-6b wird die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche über eine Heatmap visualisiert, wobei die Reifenaufstandsfläche zweidimensional über die Reifenlänge und Reifenbreite dargestellt ist. Die Farbskala ordnet jedem Punkt der Aufstandsfläche den wirkenden Anpressdruck über die entsprechende Farbe zu. /WEIN-23/

Im Rahmen der Bodendruckverteilungsbetrachtung sind einige Wechselwirkungen näher zu beleuchten.

Die Bodendruckverteilung ist entscheidend von den Betriebspunkten und Eigenschaften des jeweiligen Reifens wie Fülldruck, Radlast und Sturz abhängig /POLA-17/. Daher folgt eine nähere Beschreibung des Einflusses dieser Größen auf den Kontaktbereich zwischen Reifen und Fahrbahn. Diese werden in Abbildung 2-7 dargestellt, wobei die relevanten Größen blau eingefärbt sind.

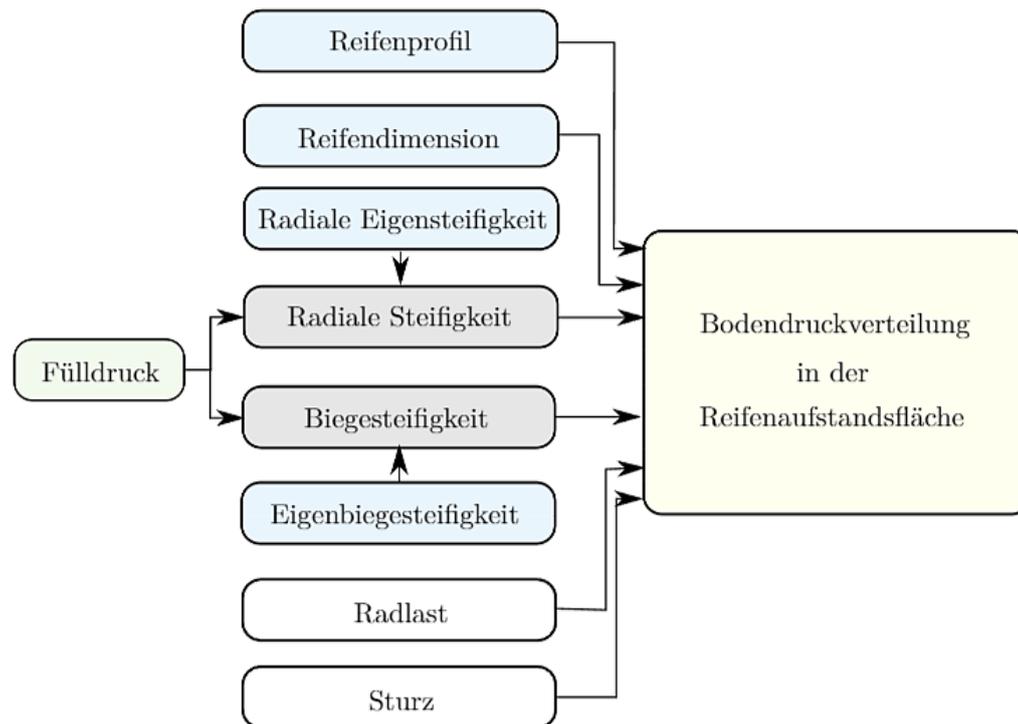


Abbildung 2-7: Vereinfachte Darstellung des Wirknetzes der Bodendruckverteilung /WEIN-23/

Die bedeutendsten Eigenschaften sind hierbei das Reifenprofil, die Reifendimension und konstruktionsbedingte Reifeneigensteifigkeiten /NEUM-13/.

Das Reifenprofil steht in direktem Kontakt mit der Fahrbahn und bestimmt die Ausprägung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Im Negativprofil des Reifens herrscht kein Anpressdruck, da hier kein Fahrbahnkontakt vorliegt. /WEIN-23/

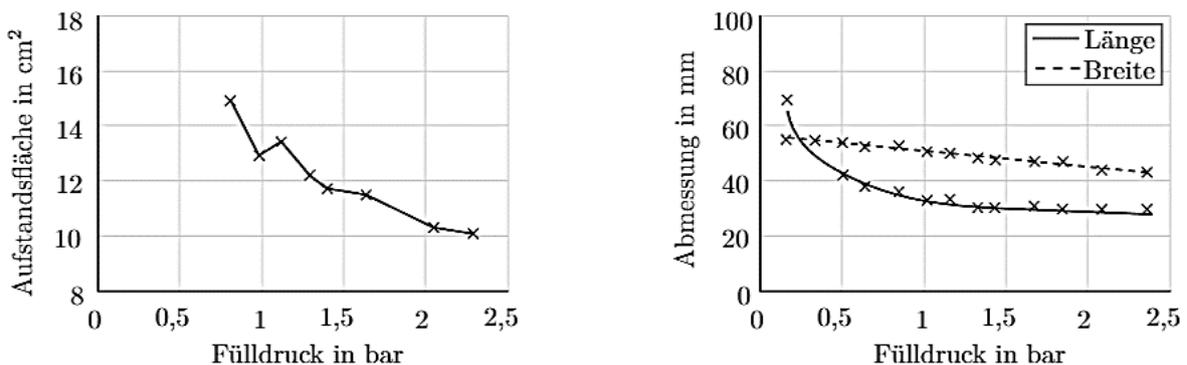
Die Reifendimension hat bei 0° Sturz Auswirkungen auf Länge und Breite der Reifenaufstandsfläche. So entsteht eine breitere Aufstandsfläche durch eine größere Reifenbreite. Weist der Reifen einen größeren Umfang auf, verlängert sich die Reifenaufstandsfläche bei einer Erhöhung der Radlast stärker als bei einem kleineren Umfang. /POLA-17/

Die konstruktionsbedingten Reifeneigensteifigkeiten bestimmen gemeinsam mit dem Fülldruck die Biegesteifigkeit der Reifenlauffläche sowie die radiale Steifigkeit /FERN-06/,

wobei nach /HOLT-06/ der Fülldruck einen größeren Einfluss ausübt als die Eigensteifigkeiten des Reifens. Eine hohe Eigenbiegesteifigkeit führt zu einer weniger stark ausgeprägten Reaktion der Bodendruckverteilung auf eine Fülldruckänderung /WEIN-23/. Der Grad der Reduzierung des Reifenradius unter Radlasteinwirkung wird von den radialen Steifigkeiten bestimmt, wobei ein geringerer Reifenradius zu einer Vergrößerung der Reifenaufstandsfläche führt. Somit wird die Aufstandsfläche maßgeblich durch die Kombination von radialer Steifigkeit und Fülldruck bestimmt /FERN-06/; /POLA-17/.

Einfluss des Reifenfülldruckes

Die Reifensteifigkeiten werden entscheidend vom Reifenfülldruck beeinflusst, wobei dessen Einfluss auf die Bodendruckverteilung in mehreren Arbeiten ausführlich analysiert worden ist (siehe /FERN-06/; /GENT-06/; /TAGH-14/; /WOOD-13/). Daher wird an dieser Stelle der Einfluss des Fülldruckes auf die Größe und Form der Aufstandsfläche nur verkürzt dargestellt und in Abbildung 2-8 veranschaulicht.

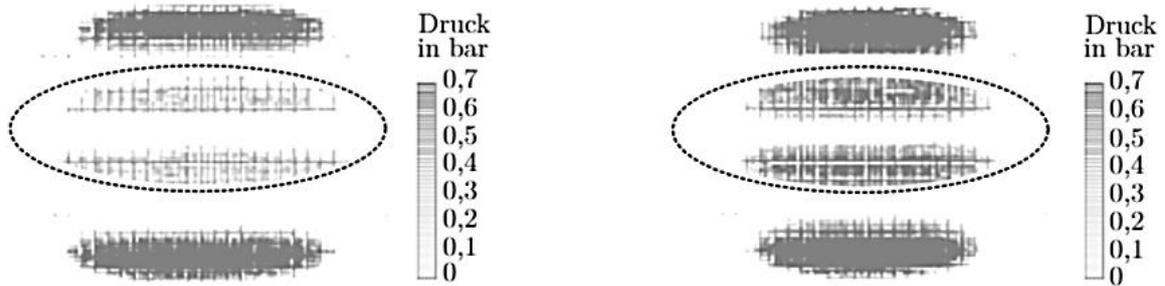


a) Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Größe der Aufstandsfläche

b) Einfluss des Reifenfülldruckes auf Länge und Breite der Aufstandsfläche

Abbildung 2-8: Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Aufstandsfläche nach /WOOD-13/

Aus Abbildung 2-8a geht hervor, dass sich die Aufstandsfläche des Reifens bei ansteigendem Fülldruck verkleinert, da Länge und Breite der Aufstandsfläche sinken, wie Abbildung 2-8b zeigt. Hier ist ebenfalls ersichtlich, dass die Flächenlänge eine parabolische Abhängigkeit aufweist, während die Kurve der Flächenbreite nahezu linear verläuft.



a) Bodendruckverteilung bei 2,7 bar

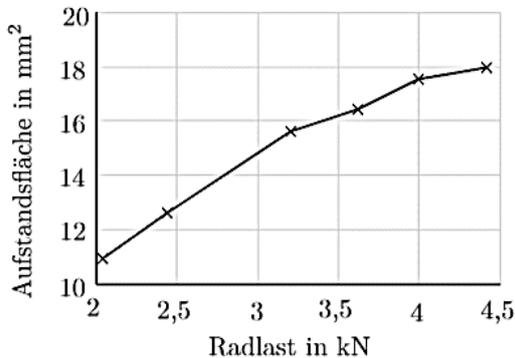
b) Bodendruckverteilung bei 3,5 bar

Abbildung 2-9: Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Bodendruckverteilung nach /VILE-10/

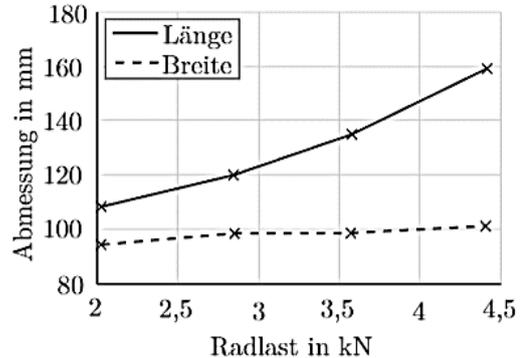
In Abbildung 2-9 ist der Fülldruckeinfluss auf die Bodendruckverteilung dargestellt. Es wird ersichtlich, dass sich bei steigendem Fülldruck in der Mitte der Aufstandsfläche ein höherer Aufstandsdruck entwickelt. In Abbildung 2-9a ist zu erkennen, dass bei geringerem Fülldruck eine deutlich asymmetrischere Druckverteilung vorliegt, hervorgerufen durch ausgebildete Druckspitzen im Bereich der Reifenschultern. /VILE-10/

Einfluss der Radlast

Der Einfluss der Radlast auf die Aufstandsfläche ist in Abbildung 2-10 dargestellt.



a) Radlasteinfluss auf den Flächeninhalt der Reifenaufstandsfläche



b) Radlasteinfluss auf Länge und Breite der Reifenaufstandsfläche

Abbildung 2-10: Radlasteinfluss auf die Reifenaufstandsfläche nach /MINC-15/

Die Aufstandsfläche vergrößert sich bei steigender Radlast (Abbildung 2-10a), wobei aus Abbildung 2-10b zu entnehmen ist, dass die Länge der Aufstandsfläche einen stärkeren Anstieg als deren Breite aufweist.

Die Auslastung eines Reifens wird von der Kombination aus Radlast, Fülldruck und Reifenlastindex bestimmt. So führt ein hoher Fülldruck in Verbindung mit einer geringen

Radlast zu einer sinkenden Auslastung des Reifens, während sie bei einem geringeren Fülldruck mit einer höheren Radlast ansteigt /WOOD-13/.

Werden die Ausgangsparameter Radlast und Fülldruckeinfluss auf die Reifenaufstandsfläche kombiniert, folgt daraus eine Vergrößerung der Aufstandsfläche bei steigender Auslastung. /WEIN-23/

Einfluss des Radsturzes

Der Radsturz bestimmt wesentlich die Form der Reifenaufstandsfläche und somit den Kontaktbereich zwischen Reifen und Fahrbahn.

In Abbildung 2-11 ist das Ergebnis einer Messung der Reifenaufstandsfläche bei 0° und 6° Sturz nach /WEIN-23/ dargestellt.



a) Reifenaufstandsfläche bei 0° Sturz

b) Reifenaufstandsfläche bei 6° Sturz

Abbildung 2-11: Messung der Reifenaufstandsfläche bei 0° Sturz und 6° Sturz nach /WEIN-23/

Die angewandte Messung wurde mittels eines tintenbasierten Verfahrens durchgeführt, wobei jedoch nur eine Aussage über die Form der Aufstandsfläche und nicht deren Druckverteilung getroffen werden kann (vgl. Abschnitt 2.4.2). Aus Abbildung 2-11b geht hervor, dass die Aufstandsfläche bei hohem Sturz eine stark asymmetrische Form annimmt, welche einem Dreieck ähnelt.

2.3 Parkieren im Stand

Da das Fahrmanöver „Parkieren im Stand“ die Fahrsituation am besten beschreibt, welche der Reifenbohrmomentmessung zugrunde liegt, folgt an dieser Stelle eine kleine Erläuterung des Manövers mit seinen charakteristischen Eigenschaften.

Bei dem genannten Fahrmanöver befindet sich das Fahrzeug bei betätigter Bremse im Stillstand. Das Lenkrad wird aus der Neutralstellung in den rechten Lenkansschlag, dann

in den linken Lenkanschlag und schließlich zurück in die Neutralstellung bewegt, wobei auch zuerst in den linken und dann in den rechten Lenkanschlag gelenkt werden kann. Dabei ist die Lenkgeschwindigkeit vorher definiert und idealerweise konstant.

Dieses Manöver grenzt sich dadurch von anderen Fahrmanövern ab, dass bei anderen Fahrmanövern, welche mit einem sich bewegenden Fahrzeug durchgeführt werden, nicht so hohe Radlenkwinkel und Stürze entstehen. Dadurch entstehen beim Parkieren im Stand besonders hohe Zahnstangenkräfte und somit hohe Lenkkräfte durch den besonderen Gleitzustand des Reifens /MA-16/. Bei langsamen Geschwindigkeiten und gleichzeitiger Raddrehung sind des Weiteren die Seitenführungskräfte des Rades nicht mehr relevant /SCHR-20/. Es erfolgt eine Drehung des Rades auf dem Latsch, wobei gleichzeitig der Radsturz im Endanschlag auf bis zu 10° steigen kann. Bei dieser Verdrehung des Latschbereiches, ohne dass das Rad eine Rollbewegung ausführt, wechseln einzelne Gummistollen im Latsch andauernd von Haftreibung zu Gleitreibung. Die dabei auftretende Reibkraft ergibt daraufhin ein Bohrmoment zwischen Reifen und Fahrbahn, welches einen signifikanten Anteil an den resultierenden Reifenkräften und -momenten hat. /JAGT-99/

2.3.1 Reifenverhalten beim Parkieren im Stand

In diesem Abschnitt wird das spezielle Reifenverhalten während des Fahrmanövers „Parkieren im Stand“ näher erläutert. Hierbei wird auf die resultierenden Kräfte und Momente eingegangen, welche am Reifen entstehen und wirken.

Reifenbewegung

Beim „Parkieren im Stand“ dreht sich der Fahrzeugreifen nicht auf genau einem Punkt, sondern rotiert auf einer kreisförmigen Bahn und dreht sich dabei um seine vertikale z_c -Achse. Dies geschieht, da einzelne Bereiche des Latsches ohne eigentliche Rollbewegung über die Fahrbahn gleiten. Wird bis in den Endanschlag eingelenkt, können je nach Achs- und Lenkinematik Radstürze von bis zu 10° auftreten. /WEIN-23/

Des Weiteren dreht sich der Reifen um bis zu 50° um seine vertikale z_c -Achse, hervorgerufen durch die Rotation des Radträgers /WEIN-23/. In der folgenden Abbildung 2-12 ist die Verschiebung des Radmittelpunktes und des Radaufstandspunktes ersichtlich. Da sich der Reifenaufstandspunkt auf einer kreisförmigen Bahn bewegt, findet eine Verschiebung des Reifens in Längs- und Querrichtung statt /SHAR-03/.

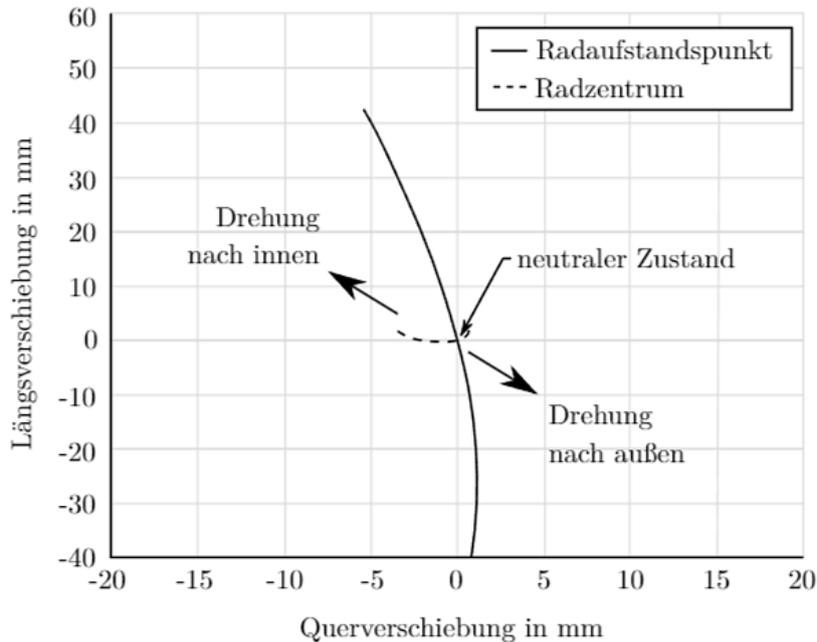


Abbildung 2-12: Bewegung des Radmittel- und Radaufstandspunktes beim Lenken im Stand /CHO-09/

Bohrmoment

Als Bohrmoment M_z wird das Moment bezeichnet, welches beim Drehen des Reifens um seine vertikale Achse („Bohren“) entsteht. Es bildet den größten Teil der beim „Parkieren im Stand“ auftretenden Reifenkräfte und -momente. /SCHR-20/

Üblicherweise wird das Bohrmoment auf einem Flachbandprüfstand oder einem Steifigkeitsprüfstand unter 0° Sturz gemessen, wobei der Reifen gebremst fixiert ist (vgl. Abschnitt 2.4). Während dieser Messungen wird der Reifen mit Lenkgeschwindigkeiten ω zwischen etwa $5 \frac{^\circ}{s}$ und $15 \frac{^\circ}{s}$ nach links und rechts ausgelenkt, bis das Bohrmoment ein konstantes Niveau erreicht. /WEIN-23/

Beginnt der Einlenkprozess, steigt das Bohrmoment nahezu linear aus dem Ursprung an, solange die Gummielemente, die in Kontakt mit dem Untergrund stehen, auf diesem haften /EINS-11/. Die Verformung des Reifens findet hierbei in Abhängigkeit von seiner Torsionssteifigkeit statt. Zu einem bestimmten Zeitpunkt beginnen einige Gummielemente im Latsch zu gleiten, wodurch sich der Anstieg des Bohrmomentes verringert. Ist der Punkt erreicht, an dem alle Elemente im Latsch gleiten, tritt das maximale Bohrmoment auf /SCHR-20/. Wird über diesen Punkt hinausgelenkt, verläuft es konstant.

Im Zuge einer Bohrmomentmessung wird die Torsionssteifigkeit und das maximale Bohrmoment des betrachteten Reifens bestimmt. Für das Parkieren im Stand spielt die

Torsionssteifigkeit jedoch nur eine untergeordnete Rolle, da das maximale Bohrmoment im Endanschlag auftritt und hier vollständiges Gleiten stattfindet. /WEIN-23/

Das maximale Bohrmoment ist entscheidend für das Reifenverhalten und spielt schon bei einem Radlenkwinkel $\delta \approx 3^\circ$ eine Rolle, da ab diesem Wert der Reifen in eine quasi-statische Gleitphase übergeht /EINS-11/. Dabei ist das Bohrmoment abhängig von Randbedingungen wie Radlast, Fülldruck und Reifendimension /EINS-11/. Der Einfluss der Radlast und des Fülldruckes ist in Abbildung 2-13 veranschaulicht.

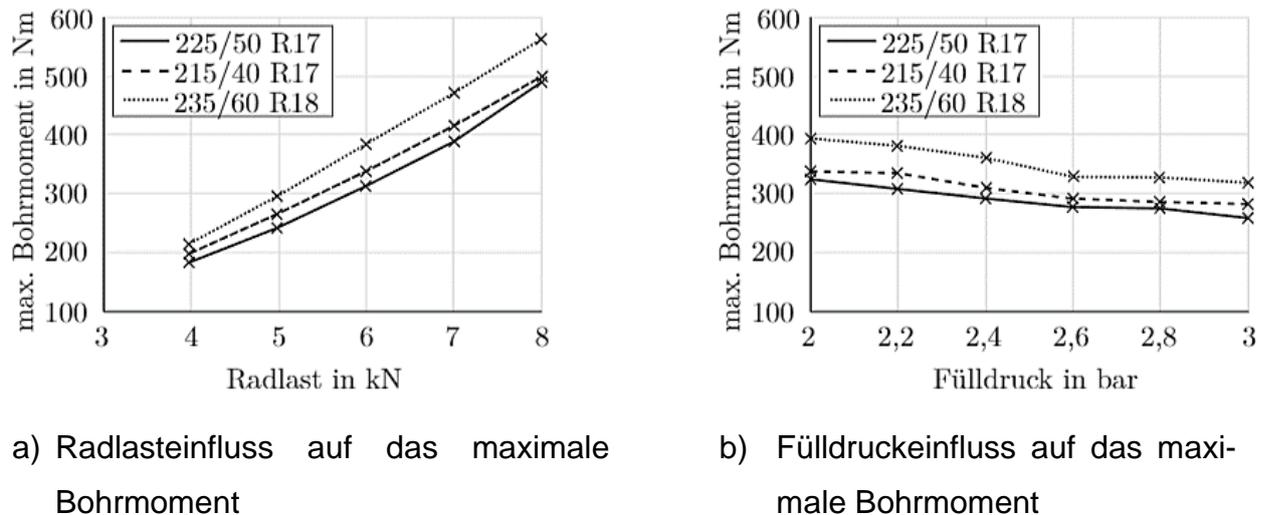


Abbildung 2-13: Einfluss der Radlast F_z und des Fülldruckes auf das maximale Bohrmoment /EINS-11/

In Abbildung 2-13a ist zu erkennen, dass das maximale Bohrmoment verschiedener Reifengrößen nahezu linear mit einer Erhöhung der Radlast ansteigt /EINS-11/. Grund hierfür ist der steigende Bodendruck in der Reifenaufstandsfläche, da ein höherer Anpressdruck der Kontaktelemente wegen der oben bereits beschriebenen Reibungsmechanismen höhere Reibungskräfte zur Folge hat. Nach Abbildung 2-5 besteht eine Abhängigkeit des Reibwertes vom Anpressdruck und der Reifenaufstandsfläche. Demnach müsste das Bohrmoment leicht degressiv steigen, weil der Reibwert mit höherem Anpressdruck abnimmt. Dies ist hier jedoch nicht zutreffend, da sich die Bodendruckverteilung und die Reifenaufstandsfläche verändert haben. Denn eine vergrößerte Aufstandsfläche resultiert in weiter vom Drehpunkt entfernten Kontaktelementarkräften, welche multipliziert mit dem Hebelarm ein vergrößertes Bohrmoment ergeben. /EINS-11/

Abbildung 2-13b zeigt ein mit steigendem Fülldruck absinkendes Bohrmoment bei verschiedenen Reifengrößen. Die durchschnittliche Abnahme kann hier mit 10 % bis 20 % pro bar, um das der Fülldruck erhöht wird, beziffert werden. Die Ursache hierfür ist eine verkleinerte Reifenaufstandsfläche bei erhöhtem Fülldruck und eine innerhalb der

Aufstandsfläche veränderte Bodendruckverteilung. Denn wie bereits in Abbildung 2-8 auf Seite 12 dargestellt, verlagert sich die Druckverteilung bei einer Fülldruckerhöhung in Richtung der Reifenmitte. Als Resultat entstehen bei einer Raddrehung Kontaktflächen, die näher beim Drehpunkt liegen. Dadurch sind der Hebelarm und somit auch das resultierende Bohrmoment kleiner. /VILE-10/

In der nachfolgenden Tabelle 2-1 sind die zuvor beschriebenen Zusammenhänge zur besseren Übersicht aufgelistet. Hierbei verdeutlichen senkrecht verlaufende Pfeile einen starken Einfluss, diagonal verlaufende Pfeile einen schwächeren Einfluss und eine waagerechte Pfeilrichtung steht für einen verschwindend geringen Einfluss.

Tabelle 2-1: Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit von Reifen beim Lenken im Stand /EINS-11/

Parameter		Maximales Bohrmoment	Torsionssteifigkeit	Literaturstellen
Radlast	↑	↑	↑	/EINS-11/; /HEIß-13/; /JAGT-99/; /UNRA-13/
Fülldruck	↑	↓	↓	/EINS-11/; /HEIß-13/; /UNRA-13/; /VILE-10/
Reifenbreite	↑	↗	↑	/EINS-11/; /VILE-10/
Querschnittsverhältnis	↑	↘	↓	/EINS-11/
Verstellgeschwindigkeit	↑	↗	↘	/EINS-11/

In Tabelle 2-1 werden die verschiedenen Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit, sowie die entsprechenden Literaturverweise dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Radlast und der Fülldruck die größte Rolle hierbei spielen.

Längs- und Querkraft

Bei dem Fahrmanöver „Parkieren im Stand“ entsteht nicht nur das Bohrmoment am Reifen, sondern zusätzlich Längs- und Querkräfte durch eine Verschiebung des Reifens in Längs-, beziehungsweise Querrichtung. Die Abbildung 2-14 auf Seite 19 zeigt diese Kräfte nach /EINS-11/.

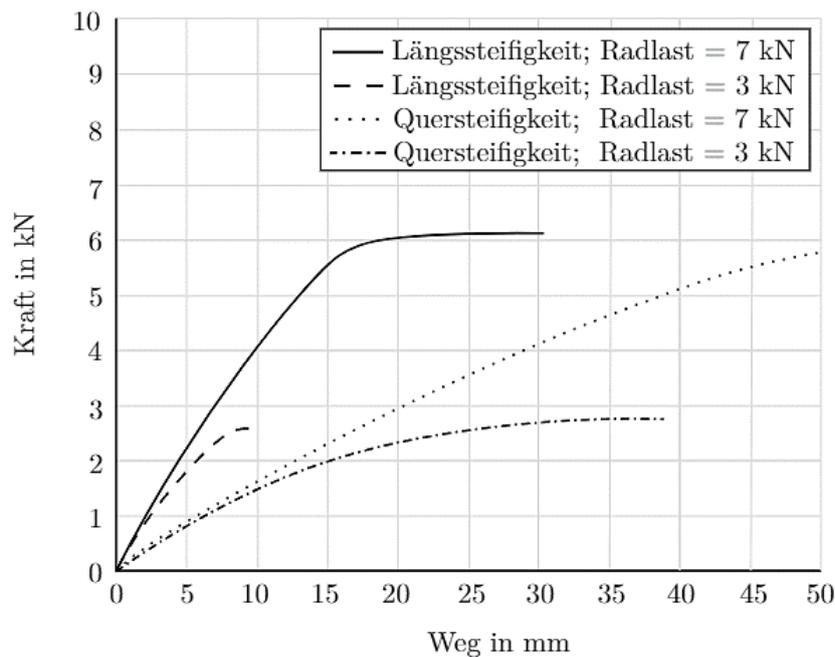


Abbildung 2-14: Längskraft F_z und Querkraft F_y des Reifens bei Verschiebung x des Reifens /EINS-11/

Die gemessenen Eigenschaften und daraus abgeleiteten Graphen in der obigen Abbildung 2-14 werden als Steifigkeitskennlinien bezeichnet. Die Ermittlung dieser Eigenschaften erfolgt durch eine quasistatische Verschiebung des Reifens mit Rad in reine Längs-, beziehungsweise reine Querrichtung. Dabei ist der Reifen gebremst. Um Längs- und Querkräfte bestimmen zu können, werden Schwellenwerte definiert. Zwischen Null und diesem Schwellenwert erfolgt dann eine Steifigkeitsbestimmung durch Regression. /EINS-11/

An den Kennlinien ist eine hohe Abhängigkeit von der Radlast erkennbar. Außerdem auffällig ist eine um etwa 50 % erhöhte Längssteifigkeit im Vergleich zur entsprechenden Quersteifigkeit. Erfolgt ein Vergleich zwischen Längs- und Querkräften, ist erkennbar, dass beide Kräfte ähnlich hohe Maximalwerte erreichen. Dies folgt aus nahezu richtungsunabhängigen Gleitreibungskoeffizienten bei gleicher Bodendruckverteilung und quasistatischer Verformung. /EINS-11/

Die Reifentranslation ähnelt der beim Parkieren im Stand auftretenden Bewegung. Es liegt somit im Bereich des Möglichen, dass der Reifen seine maximal übertragbaren Reifenkräfte nicht erreicht, abhängig von seinen Eigenschaften und den herrschenden Betriebsbedingungen. Ist dies der Fall, haften einige Bereiche des Latsches noch auf der Fahrbahn. Somit ist die Reifensteifigkeit für das Parkieren im Stand ausschlaggebender als die maximal übertragbaren Längs- und Querkräfte. /WEIN-23/

Daher wird auf die beiden Reifensteifigkeiten, also Längs- und Quersteifigkeit, nachfolgend noch etwas genauer eingegangen.

Längssteifigkeit

In der Längssteifigkeit inbegriffen sind ebenfalls Kopplungseigenschaften zwischen Felge und Gürtel /EINS-11/. Zudem wird die Profilsteifigkeit in Längsrichtung einbezogen, welche bei modernen Fahrzeugreifen durch ausgeprägte Profilirillen in Längsrichtung sehr hoch ist /EINS-11/.

Die Längssteifigkeit an sich ist nur minimal von der Radlast abhängig, anders verhält es sich mit dem Reifenfülldruck. Wird dieser um 0,5 bar erhöht, steigt die Längssteifigkeit um etwa 10 % an. Der Einfluss des Radsturzes ist nicht so einfach. Herrscht ein geringer Fülldruck in dem Reifen, führt eine Erhöhung des Sturzwinkels von 4° zu einem leichten Anstieg der Längssteifigkeit um 5 %. Ist der Fülldruck hingegen etwas höher, fällt die Längssteifigkeit leicht ab. Die Ursache für dieses Phänomen liegt in der veränderten Geometrie der Seitenwand, da diese bei einem höheren Fülldruck stärker vorgespannt ist. Dies führt dazu, dass der Reifen stärker aufkantet und resultiert letztendlich in einer kleineren Aufstandsfläche. /EINS-11/

Quersteifigkeit

Die Quersteifigkeit beinhaltet zusätzlich die Steifigkeit des Reifengürtels gegenüber der Felge bei einer Verdrehung um die x-Achse und weist Einflüsse durch den Reifenaufbau und die Reifenflankenhöhe auf. Der hierbei dominierende Einfluss ist der Reifenaufbau, inklusive Profilgestaltung und der Biegesteifigkeit des Übergangs vom Reifengürtel zu der Seitenwand. /EINS-11/

Von der Radlast ist die Quersteifigkeit nur in geringerem Maß abhängig. Auch bei einer Sturzwinkelerhöhung um 4° tritt nur eine geringfügige Änderung der Quersteifigkeit auf. Eine stärkere Erhöhung der Quersteifigkeit von etwa 15 % ist bei einer Fülldrucksteigerung um 0,5 bar zu beobachten. /EINS-11/

Einflussparameter auf die Längs- und Quersteifigkeit

In Tabelle 2-2 auf Seite 21 werden die verschiedenen Einflussparameter zusammengefasst, die Auswirkungen auf die Längs- und Quersteifigkeiten bei reiner Translation in Längs- beziehungsweise Querrichtung haben. Die Pfeilbedeutung ist identisch zu der in Tabelle 2-1.

Die genannten Zusammenhänge können in den aufgeführten Literaturstellen nachgeschlagen werden.

Tabelle 2-2: Einflussparameter auf die Längs- und Quersteifigkeit nach /WEIN-23/

Parameter	Längssteifigkeit	Quersteifigkeit	Literaturstellen
Radlast ↑	↗	↔	/EINS-11/; /SELI-14/; /SUN-19/
Fülldruck ↑	↗	↑	/EINS-11/; /LOEB-90/; /SELI-14/ /SUN-19/
Sturz ↑	↔	↘	/EINS-11/
Flankenhöhe ↑	↔	↔	/EINS-11/

2.4 Reifenprüfstände

Um die genannten Reifenparameter, Kräfte, Momente und Bodendruckverteilungen von unterschiedlichsten Fahrzeugreifen experimentell ermitteln zu können, kommen verschiedenste Reifenprüfstände und Messmethoden zum Einsatz, auf welche im Folgenden näher eingegangen werden soll.

Im Allgemeinen werden Reifenprüfstände dafür benötigt, das reifenspezifische Verhalten unter gegebenen Randbedingungen zu erfassen und finden häufigen Einsatz bei der Parametrierung von Reifenmodellen /WEIN-23/.

2.4.1 Messung von Reifenkräften und Reifenmomenten

Flachbahnreifenprüfstand

Die Messung von Reifenkräften und Reifenmomenten kann beispielsweise auf einem Flachbahnreifenprüfstand erfolgen. Abbildung 2-15 auf Seite 22 zeigt den Flachbahnreifenprüfstand Flat-Trac III CT der Firma MTS Systems.



Abbildung 2-15: Reifenprüfstand Flat-Trac III CT der Firma MTS Systems /MTS-24/

Dieser Prüfstand besteht im Wesentlichen aus zwei Hauptkomponenten, dem Reifenantrieb einerseits und der Flachbahn andererseits. Der Antrieb erfolgt über einen Elektromotor, der an einem schwenkbaren Hubkolben befestigt ist, welcher wiederum für das Aufbringen der Vertikalkraft verantwortlich ist. Die Flachbahn simuliert die reale Fahrbahn und besteht aus einem Stahlband, welches über zwei Rollen mit großem Durchmesser geführt ist. Um die Rauigkeit der Fahrbahn ideal nachbilden zu können, ist das Stahlband mit einem industriellen Schleifpapier beklebt, welches leicht glättend vorbehandelt wurde, um Druckspitzen und Reifenabrieb zu minimieren. /WEIN-23/

Bohrmomente werden bei dieser Prüfstandsausführung bei Drehung des Rades um seine vertikale Achse unter 0° Sturz durchgeführt. Das Rad wird hierbei nicht gebremst, was eine Messung unter Sturz unmöglich macht, da das Rad sonst durch die asymmetrische Bodendruckverteilung beginnen würde zu rollen. Auch eine Messung der Reifeneigenschaften bei einer Translation in Quer- oder Längsrichtung ist nicht möglich, da das Rad nicht gebremst ist und nicht in Querrichtung bewegt werden kann. /WEIN-23/

Des Weiteren hat das dünne Stahlband den entscheidenden Nachteil, dass es bei dieser Messung stillsteht. Würde es sich über die rotierenden Rollen bewegen, würde es sich

andauernd durch die Drehung der Rollen selbst justieren und wieder mittig ausrichten. Durch den Stillstand jedoch verschiebt sich das Stahlband bei einer Drehung des Rades leicht in Querrichtung. Auch erfolgt die Ableitung der bei der Messung mit bewegtem Stahlband entstehenden Wärme normalerweise über die Rollen. Bewegt sich das Band jedoch nicht, kommt es bei den Bohrmomentmessungen zu lokalen Überhitzungen. All dies führt dazu, dass Bohrmomentmessungen auf dieser Art von Prüfstand eine relativ geringe Reproduzierbarkeit mit einer Streuung der Werte von etwa $\pm 10\%$ aufweisen. /WEIN-23/

Steifigkeitsprüfstand

Steifigkeitsprüfstände hingegen sind direkt auf die Ermittlung quasistatischer Reifeneigenschaften nicht-rollender Reifen ausgelegt. In Abbildung 2-16 ist ein solcher Prüfstand des Institutes für Kraftfahrzeuge Aachen (IKA) der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen dargestellt.



Abbildung 2-16: Steifigkeitsprüfstand des IKA der RWTH Aachen /BACH-17/

Dieser Prüfstand ist besonders geeignet, wenn die Messungen eine hohe Wiederholgenauigkeit aufweisen sollen. Hier wird die Fahrbahn durch eine einzelne, drehbar gelagerte Platte simuliert, welche mit einem Schleifpapier zur möglichst realistischen Nachbildung der Straße beklebt ist. Der Reifen ist nicht-rollend gelagert und lässt sich translatorisch über die Befestigungseinrichtung des Reifens bewegen. Zusätzlich lassen sich über diese verschiedene Sturzwinkel einstellen. /WEIN-23/

Reifenmessanhänger

Abgesehen von den klassischen Reifenprüfständen gibt es noch die Möglichkeit, Reifen mithilfe eines Reifenmessanhängers zu untersuchen. Ein solcher ist beispielsweise der in Abbildung 2-17 dargestellte Anhänger der Firma Siemens.



Abbildung 2-17: Reifenmessanhänger der Firma Siemens /BESS-19/

Diese Anhänger werden für Reifenmessungen auf der realen Fahrbahn genutzt. Hierbei befindet sich der zu untersuchende Reifen auf einem hochbelasteten LKW-Anhänger in einer hydraulischen Führung /EINS-11/. Das Messfahrzeug bewegt sich mit einer vorgegebenen Geschwindigkeit über eine Teststrecke, während die hydraulische Testeinheit zeitgleich Radlast, Sturz- und Schräglaufwinkel einstellt. Die am Reifen wirkenden Reaktionsgrößen werden an der Radnabe erfasst /WASS-19/. Bei jedem Messdurchgang sind Lenkwinkel am Rad von $\pm 18^\circ$ und Sturzwinkel von -5° bis $+30^\circ$ einstellbar /PACE-12/.

Der Nachteil des Reifenmessanhängers ist der Versatz der Radmitte zur Drehachse. Dadurch wird der Reifen bei einer Drehbewegung zusätzlich translatorisch verschoben, weshalb hier keine Bohrmomentmessungen durchgeführt werden können. /WEIN-23/

2.4.2 Messung der Bodendruckverteilung

Zur Messung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche gibt es tintenbasierte und optische Verfahren sowie solche, die mit Kraftsensoren arbeiten.

Tintenbasierte Verfahren

Tintenbasierte Verfahren sind Methoden zur Messung der Reifenaufstandsfläche. Hierbei wird eine spezielle Tinte auf die Lauffläche des Reifens aufgetragen und der Reifen daraufhin auf ein Gitterpapier abgesenkt /LU-10/. Der Abdruck zeigt dann jedoch nur die

Form der Reifenaufstandsfläche und nicht deren Druckverteilung /FERN-06/. Diese kann nur von komplexeren Verfahren abgebildet werden, die auf diesen einfachen, tintenbasierten Verfahren aufbauen. Ein Beispiel hierfür ist eine Methode mithilfe der Fuji-Druckmessfolie nach /BACH-06/.

Diese Folie besteht aus zwei aktiven Schichten, die Erste enthält mikroverkapselte, farbbildende Kapseln, während die Zweite eine Farbwicklungsmasse beinhaltet. Wirkt ein Druck auf die Folie, brechen die Kapseln auf und färben die Farbwicklungsschicht im Druckbereich ein. Die daraufhin entstandene Farbdichte verhält sich proportional zum ausgeübten Druck und visualisiert die Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche. Jedoch hat dieses Verfahren eine relativ hohe Fehlerquote von bis zu 41 %, abhängig von der genutzten Nachbearbeitungsmethode. /BACH-06/

Optische Verfahren

Es gibt zahlreiche optische Verfahren zur Bestimmung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. So verwendet /KENA-17/ digitale Nahbereichs-Photogrammetrie, während in /GUTH-17/ Kameras im Reifeninneren zum Einsatz kommen.

Am weitesten verbreitet ist jedoch eine Methode, die sich das physikalische Phänomen der „frustrierten Totalreflexion“ (FTIR, engl.: frustrated total internal reflection) zu Nutze macht. Der Messaufbau dieser Methode ist in Abbildung 2-18 dargestellt /ZHU-86/.

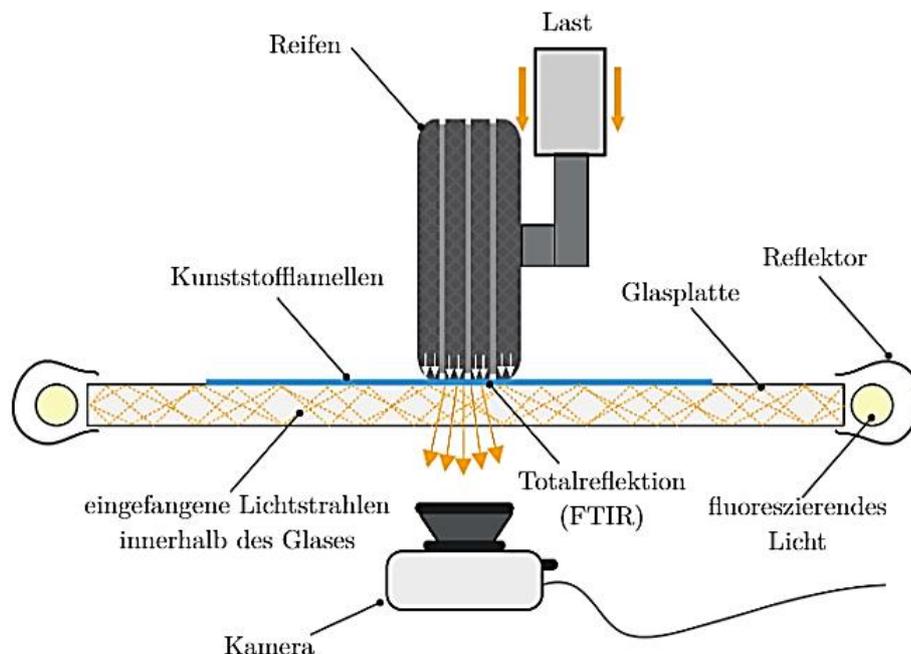


Abbildung 2-18: Messmethode mittels FTIR nach /CAST-17/

Der Aufbau besteht aus einer dünnen Grenzfläche aus Glas, welche von außen mit Licht bestrahlt wird. Die Lichtstrahlen werden durch die totale innere Reflexion im Glas „eingeschlossen“. Wird über den Reifen ein Druck auf die Glasplatte ausgeübt, wird die totale innere Reflexion gestört, wodurch in den Druckstellen helle, druckproportionale Bereiche entstehen. Dieses Bild wird von einer Kamera, die unter der Glasfläche positioniert ist, aufgenommen und bildet somit die Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche des Reifens ab. /CAST-17/

Kraftsensorverfahren

Bei diesen Verfahren wird ein Raster aus mehreren Kraft- oder Drucksensoren eingesetzt, welches entweder in die Fahrbahn eingebettet oder als tragbare Matte ausgeführt ist. Solche Verfahren sind beispielsweise das Verfahren mit Wägezellen nach /KELL-05/, oder piezoresistive und piezoelektrische Verfahren. /CAST-17/

Ein übliches System, das oft zum Einsatz kommt, ist das Tekscan TireScan Footprint Mapping System, siehe auch Abbildung 2-19. /Bach-06/

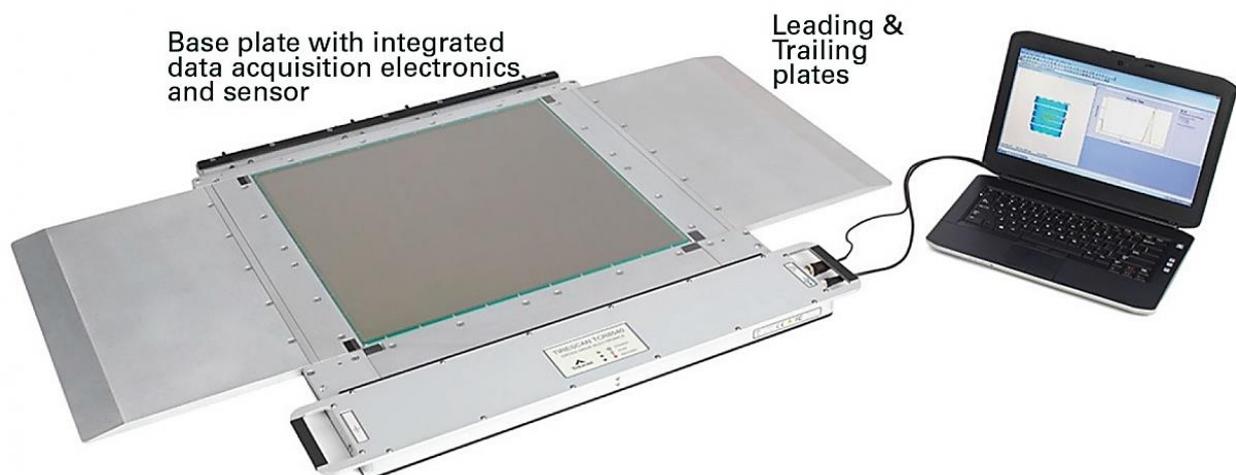


Abbildung 2-19: Tekscan TireScan Footprint Mapping System der Firma Tekscan Inc. /TEKS-24/

Die abgebildete Basisplatte ist für statische und dynamische Lastmessungen ausgelegt und unterstützt verschiedene Auflösungen. Auf dieser Basisplatte befindet sich ein Gitter aus dicht gepackten Kraftsensoren, welches die auftretenden Drücke in der Aufstandsfläche erfasst und auf einem angeschlossenen Bildschirm sichtbar machen kann. Auch weist diese Methode eine hohe Reproduzierbarkeit auf. /BREN-12/

2.5 Die Fahrbahn

Die Fahrbahn als zweiter Reibpartner spielt eine entscheidende Rolle bei der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Daher wird in diesem Kapitel auf ihre physikalische Bedeutung sowie auf die generelle Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche und deren verschiedene Bauweisen eingegangen.

2.5.1 Physikalische Bedeutung

Als Reibpartner des Reifens bei der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt die Fahrbahn maßgeblich Eigenschaften und Ergebnisse des Fahrmanövers „Parkieren im Stand“ und ist äußerst wichtig für die Kraftübertragung des Reifens auf den Untergrund /BACH-96/. So sind einige wichtige Einflussparameter der Fahrbahn ihre geometrische Rauigkeit und Ebenföächigkeit sowie die verwendete Belagsart mit dem jeweiligen Oberflächenverhalten der Baustoffe /GRAG-70/.

Die Einflussgröße, die bei der Reibwertbetrachtung die größte Rolle spielt, ist die Rauigkeit der Fahrbahnoberfläche. Diese hängt vor allem von den Straßenbaustoffen ab, also von der Art der eingesetzten Baustoffe, deren Mischungsverhältnis und geometrischer Anordnung zueinander, sowie von der Ausführung der Deckenstruktur. Die Rauigkeit einer Fahrbahnoberfläche ist jedoch nur unmittelbar nach frischer Aufbringung der Fahrbahndecke in ihrem Ursprungszustand anzutreffen. Von diesem Zeitpunkt an wird sie dauerhaft durch verschiedene Einflüsse verändert. Diese können mechanischer Natur durch Verkehrsbelastung oder chemischen Ursprungs durch beispielsweise sauren Regen sein. Des Weiteren spielen thermische Bedingungen wie jahreszeitliche Temperaturschwankungen und optische Einflüsse wie beispielsweise die Sonneneinstrahlung eine Rolle. Diese Einflussgrößen lassen sich im Ganzen unter dem Parameter der Witterung zusammenfassen und verursachen auf der Fahrbahnoberfläche sowohl temporäre als auch lokale Reibwertänderungen. /BACH-96/

2.5.2 Fahrbahnoberfläche

Hier wird die Fahrbahnoberfläche mit ihrem typischen Aufbau und verschiedenen Bauweisen betrachtet.

Aufbau

Die Fahrbahn ist in mehrere Baukörper untergliedert, welche in Abbildung 2-20 dargestellt sind.

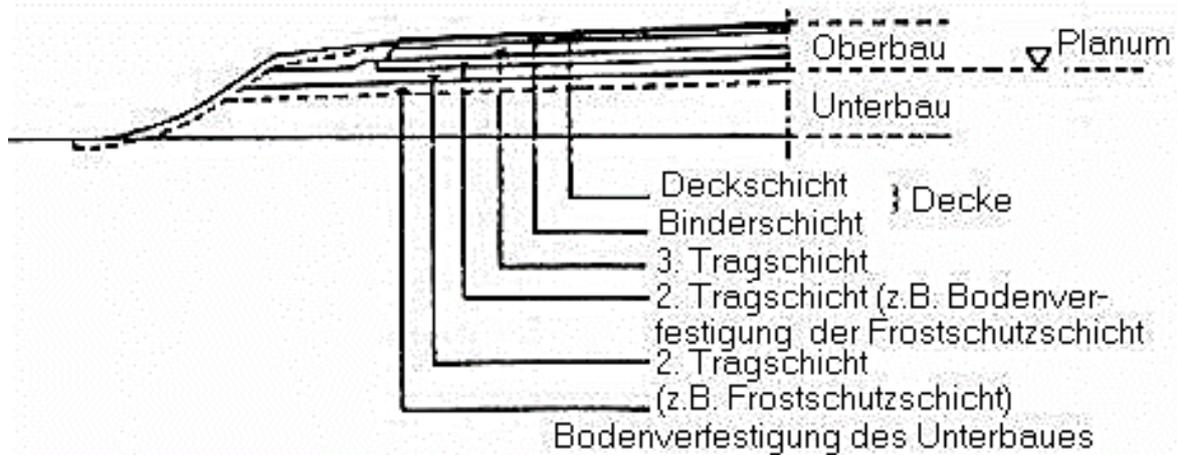


Abbildung 2-20: Aufbau der Fahrbahn nach /BACH-96/

Für den Reibwert entscheidend ist hier nur die oberste Schicht, die Fahrbahndecke. Sie besteht aus einer Deckschicht, welche eine ebene, sowie verformungs- und verschleißfeste Oberfläche für den Straßenverkehr bietet und die darunter liegende Straßenkonstruktion vor eindringender Feuchtigkeit schützt, sowie einer Binderschicht. Diese sorgt für die gleichmäßige Lastverteilung und gleicht Unebenheiten der Tragschichten aus. /BACH-96/

Baustoffe

Für die Fahrbahnoberfläche werden hauptsächlich Mineralstoffe, bituminöse und hydraulische Bindemittel, sowie bituminöse Massen und Zementbeton verwendet. Dabei lassen sich die Mineralstoffe nochmals untergliedern in ungebrochene Stoffe wie Kies und Natursand, sowie in gebrochene Stoffe wie Split und Brechsand. Bituminöse Stoffe sind solche Stoffe, die Bitumen, Teer und/oder Pech in einem bestimmten Prozentsatz enthalten. Die Bindemittel sorgen für die Verbindung der Einzelkörner eines Materialstoffgemisches zu einer dauerhaft zusammenhängenden Masse, wobei als hydraulisches Bindemittel hauptsächlich verschiedene Zementarten genutzt werden. /BACH-96/

Bauweisen

Die verbreitetsten Bauweisen für Fahrbahnoberflächen sind bituminöse Decken, wie solche aus Asphalt oder Beton, oder gepflasterte Oberflächen /BACH-96/.

Asphalt ist eine Mischung von Mineralstoffen und Bitumen, wobei das Verhältnis der beiden Anteile variieren kann. Die verschiedenen Asphalte werden eingeteilt nach ihrer Zusammensetzung, also ob es ein offener oder hohlraumarmen Asphalt ist, nach der Verarbeitungstemperatur nach Kalt-, Warm- oder Heißeinbau, nach der Einbauart, also entweder Walz- oder Gussasphalt, und nach der Herstellungsart mithilfe eines Spritz- oder Mischverfahrens. /BACH-96/

Bei dem Spritzverfahren werden die Mineralstoffe auf eine vorher aufgespritzte Schicht mit Bindemitteln gestreut und anschließend mit einer Walze angedrückt. Im Gegensatz dazu werden die Mineralstoffe im Mischverfahren in einer Mischanlage mit einem Bindemittel umhüllt und erst anschließend eingebaut. Auf diese Art aufgebrachte Fahrbahndecken gibt es sowohl als Kompressionsdecken, bei denen die endgültige Verdichtung erst durch den fließenden Straßenverkehr stattfindet, als auch als hohlraumarme Decken, bei denen die Verdichtung durch Walzen erfolgt. /BACH-96/

Die grundlegenden Einbauarten von Asphalt sind Walzasphalt und Gussasphalt. Bei Ersterem liegt noch ein Resthohlraumgehalt vor, wobei die Größe der Hohlräume auf den Straßenverkehr und die Witterungsbedingungen abgestimmt ist. Bei Gussasphalt hingegen sind die Hohlräume fast vollständig mit Bitumen ausgefüllt. Dadurch weist Gussasphalt eine hohe Streich- und Gießfähigkeit im heißen Zustand durch den geringen Bindemittelüberschuss auf. Auch muss keine Verdichtung erfolgen, da keine Hohlräume vorliegen. /BACH-96/

Im Folgenden werden die verschiedenen Arten von Fahrbahndecken etwas näher beleuchtet.

Asphaltbeton besteht aus einem hohlraumarmen, gut abgestuften Mineralstoffgemisch, welches wiederum aus Gesteinsmehl, Sand, Edelsplitt und dem Bindemittel Straßenbaubitumen besteht. Er wird hauptsächlich für Stadt- und Landstraßen verwendet. /BACH-96/

Splittmastixasphalt ist eine Mischung aus Straßenbaubitumen, Gesteinsmehl, Brechsand und Edelsplitt mit einem besonders hohen Splittgehalt. Hierbei liegen bestimmte Korngrößen in einem geringen Anteil vor und füllen so die Hohlräume mit einem Splittgerüst in Verbindung mit einer Verbindung von Füllmittel und Bitumen, dem sogenannten Mastix, aus. Dadurch liegt der Resthohlraumgehalt bei etwa sechs Volumenprozent, wodurch diese Asphaltart äußerst verschleiß- und standfest ist. Sie wird daher auf schwer belasteten Stadt- und Fernstraßen verbaut. /BACH-96/

Gussasphalt ist eine Mischung aus Straßenbaubitumen, Gesteinsmehl, Natursand und Edelsplitt. Wie bereits zuvor erwähnt, weist er in heißem Zustand eine hohe Streich- und Gießfähigkeit auf und bedarf keiner Verdichtung, da sich beim Einbau alle Hohlräume mit einer bituminösen Masse ausfüllen. Direkt danach wird die Oberfläche durch Bestreuen mit Edelsplitt aufgeraut. Dies führt zu einer hohen Griffigkeit, Standfestigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Verschleiß und Alterung. Daher ist Gussasphalt die bevorzugte Deckschicht für Autobahnen, wird aber auch für alle anderen Wege und Straßen, sowie für Flächen für ruhenden Verkehr genutzt. /VELS-09/

Die Sonderform des Drainasphaltes ist charakterisiert durch eine schnelle Ableitungsfähigkeit von Oberflächenwasser, wodurch ein geschlossener Wasserfilm und damit Aquaplaning-Effekte und übermäßig stark ausgeprägte Sprühfahnen hinter den fahrenden Fahrzeugen vermieden werden. Dies wird durch eine Ableitung des Oberflächenwassers in die darunter liegende Asphaltbinderschicht erreicht. Ein zusätzlicher Effekt ist die geräuschkindernde Wirkung durch die offenporige Oberfläche. /BACH-96/

Fahrbahndecken aus Beton weisen eine hohe Tragfestigkeit auf, wobei die Grobrauheit durch ein „Abfegen“ der frischen Betondecke mit einem Drahtbesen erreicht werden kann. Hierdurch entstehen quer zur Fahrtrichtung verlaufende Rillen /LITZ-88/. Betondecken sind vorwiegend auf älteren Autobahnen zu finden.

Pflasterstraßen sind aus einzelnen Steinen gefertigt, welche eine hohe Festigkeit aufweisen, zueinander beweglich und durch Zwischenräume getrennt sind. Die Stabilität des Pflasters ist von der Einbettungsart der Steine in den Unterbau abhängig. Generell werden Pflasterstraßen nach dem verwendeten Steinmaterial eingeteilt. So weisen Steine aus Basalt eine mattschwarze Färbung auf und zeichnen sich durch eine sehr geringe Rautiefe aus. Granitsteine sind hellgrau gefärbt und haben eine größere Rautiefe, wohingegen Steine aus Beton vorher in Form gegossen worden sind. /BACH-96/

Veränderung durch Verkehr und Witterung

Der Reibwert von Fahrbahnoberflächen wird entscheidend durch die Verkehrsbelastung beeinflusst, wobei diese hauptsächlich reibwertmindernd wirkt /BACH-96/. Denn ständiger Straßenverkehr führt zu sogenannten Poliereffekten, durch welche die Höhe der Rauigkeitsspitzen nach und nach verringert wird /LITZ-88/.

Auch haben hohe Temperaturen Einfluss auf den Reibwert, denn hier kommt es zu einem Eindrücken der Gesteinskörner und einem entgegengesetzten Herausdrücken des Bindemittels.

Die Witterung hingegen hat einen gegenteiligen Effekt. So kann saurer Regen die Oberflächenrauheit wiederherstellen, welche vorher von dem fließenden Straßenverkehr „abpoliert“ wurde. Auch wäscht der Regen reibwertmindernde Verschmutzungen von der Fahrbahnoberfläche ab. /LITZ-88/

All diese Faktoren überlagern sich typischerweise im Laufe eines Jahres und führen vor allem zu saisonal bedingten Reibwertschwankungen /BÜHL-85/.

3 Entwicklung eines Prüfstandes zur Reifenbohrmomentmessung

In diesem Kapitel wird der Konstruktionsprozess des Reifenbohrmomentprüfstandes beschrieben. Ziel der Konstruktion ist es, eine Vorrichtung aufzubauen, mit deren Hilfe ein Fahrzeugreifen hinsichtlich seines Bohrmomentes unter verschiedenen Randbedingungen analysiert werden kann.

Es werden in Kapitel 3.1 zunächst einige Modelle der Produktentwicklung erläutert, auf deren Grundlage anschließend in Kapitel 3.4 ein Variantenvergleich der realisierbaren Reifenbohrmomentprüfstände erfolgt. Aus diesem Vergleich wiederum wird dann eine Vorzugsvariante des Prüfstandes ausgewählt und die Konstruktion des Prüfstandes ab dem Kapitel 3.5 detailliert erläutert.

3.1 Vorgehensmodelle in der Produktentwicklung

Vorgehensmodelle in der Produktentwicklung dienen vor allem als Hilfsmittel im Planungsprozess und enthalten Hauptbestandteile eines speziellen Vorgehens. Für alle Beteiligten ist aus diesen Modellen abzulesen, an welchem Punkt der Produktentwicklungsphase sie sich aktuell befinden. Auch kann sich der Anwender anhand der Vorgehensmodelle selbst kontrollieren und seine Arbeitsschritte bewerten. /PONN-11/

Auf Grundlage einer Entwicklungsaufgabe wird in der VDI-Richtlinie 2221 der prinzipielle Ablauf eines Entwicklungs- bzw. Konstruktionsprozesses über sieben Zwischenschritte (siehe Abbildung 3-1, S. 33) bis zum Abschluss der Aufgabe definiert. Im Vordergrund stehen bei diesem Modell die Ergebnisdokumente, die aus den zugehörigen Arbeitsschritten hervorgehen. /VDI-19/

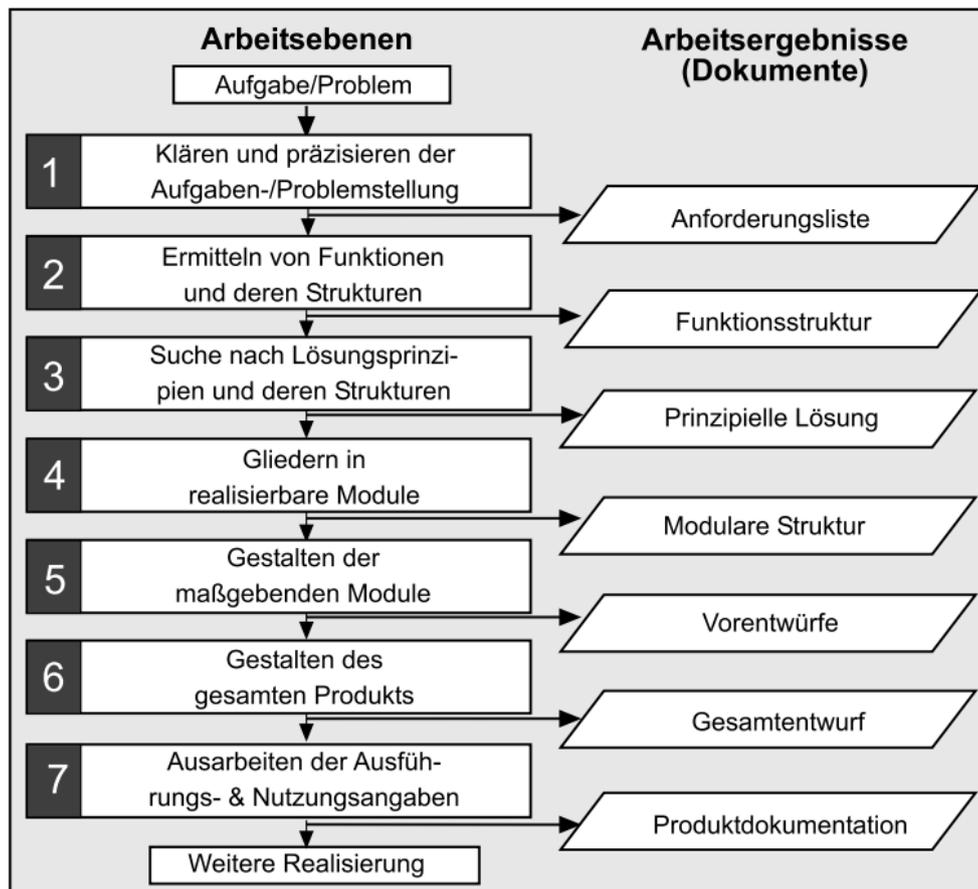


Abbildung 3-1: Vorgehensmodell beim Entwickeln und Konstruieren nach /VDI-19/

Ein weiteres weit verbreitetes Vorgehensmodell der Produktentwicklung ist das V-Modell der VDI-Richtlinie 2206, dargestellt in Abbildung 3-2, S. 34. Dieses Modell stammt ursprünglich aus der Softwareentwicklung und ist für die Entwicklung mechatronischer Systeme ausgelegt. Ausgangspunkt ist auch hier ein Entwicklungsauftrag, dessen Bearbeitung über mehrere Zwischenschritte zu einem Lösungskonzept führen soll, das das finale Produkt möglichst genau in seinen Eigenschaften beschreibt. /VDI-21/

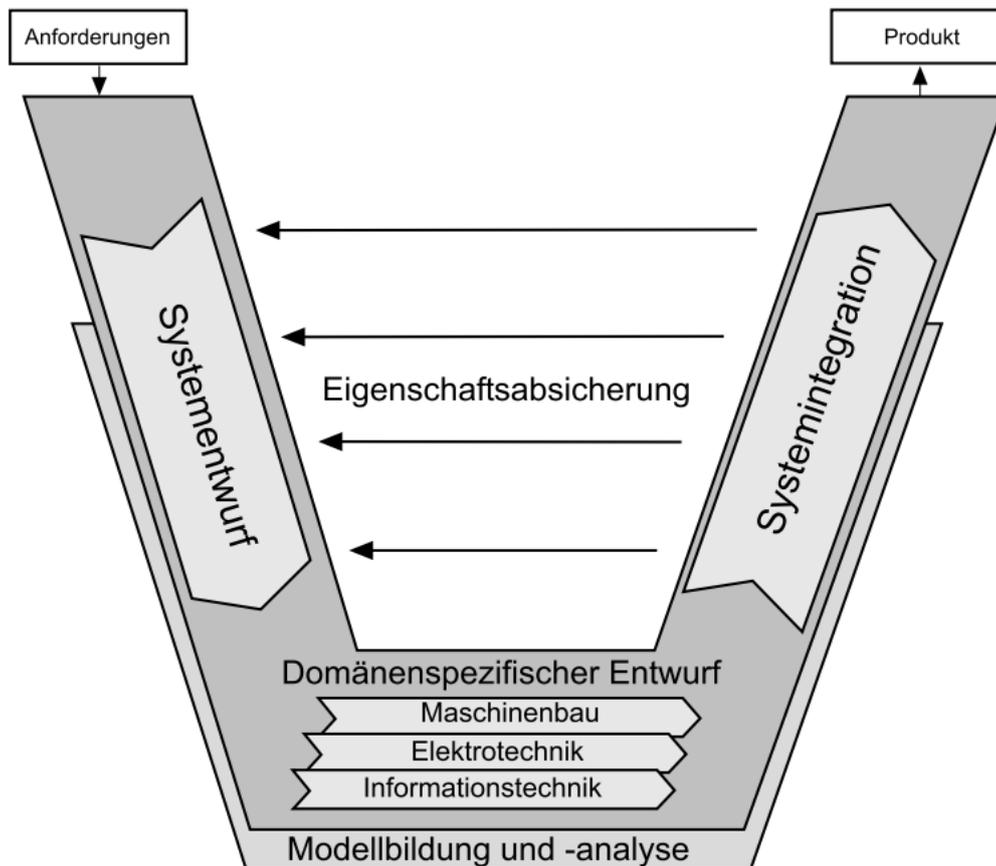


Abbildung 3-2: V-Modell der Produktentwicklung nach /VDI-21/

Abschließend wird noch ein vereinfachtes Modell der Produktentwicklung erläutert, welches aus nur vier Teilschritten besteht, für den in dieser Arbeit entwickelten Prüfstand jedoch ausreichend ist. Gemeint ist der Grundentwurf der Integrierten Produktentwicklung (IPE) nach /MAY-20/. Die einzelnen Teilschritte sind:

- Erstellung eines Anforderungskataloges
- Erstellung eines Entwurfes
- Ausarbeitung des Entwurfes
- Bewertung und Entscheidung für eine Vorzugsvariante anhand eines Variantenvergleiches

Um jedoch die Ausmaße dieser Arbeit möglichst kompakt zu halten, werden die letzten beiden Schritte getauscht und es wird nur der Entwurf ausgearbeitet, auf den die Entscheidung mithilfe des Variantenvergleichs gefallen ist.

3.2 Basiskonzept des Reifenbohrmomentprüfstandes

Bevor ein Anforderungskatalog für den Prüfstand mit daran anschließendem Variantenvergleich erfolgt, wird in diesem Abschnitt kurz das grundlegende Funktionsprinzip und der generelle Aufbau des Reifenbohrmomentprüfstandes erläutert.

Der Reifenbohrmomentprüfstand misst das Moment, welches zwischen einem Reifen bei dessen Verdrehung („Bohren“) auf einem Untergrund entsteht. Dieser Untergrund soll die reale Fahrbahn mit ihrer charakteristischen Rauheit möglichst genau simulieren. Um dieses Bohrmoment zu erfassen, muss in dem Prüfstandsaufbau ein Drehmomentaufnehmer verbaut sowie Vorrichtungen vorgesehen werden, mit deren Hilfe die Radaufstandskraft und der Lenkwinkel aufgebracht werden können.

Konstruktiv sind drei Hauptkomponenten im Prüfstandsaufbau vorgesehen. Die Grundstruktur wird von zwei senkrecht aufgestellten Portalsäulen mit einem dazwischen befestigten I-Profil gebildet. Mit dem I-Profil ist mittig der Reifenaufnehmer verbunden, an dem dann der Reifen mit Felge für die Messungen montiert wird. Dieser ist C-förmig ausgeführt, wobei der obere Schenkel des Reifenaufnehmers mit dem I-Profil verbunden und an dem unteren Ende ein Adapter zur Verschraubung mit der Felge befestigt ist. Direkt unter dem Reifenaufnehmer und mit dem Boden verschraubt befindet sich eine Aufstandsfläche, mit der der Reifen während der Messungen in Kontakt tritt.

3.3 Erstellen eines Anforderungskataloges für den Reifenbohrmomentprüfstand

Der Anforderungskatalog beinhaltet eine Liste von Merkmalen und Eigenschaften, die das zu entwickelnde Produkt am Ende aufweisen muss. Er bildet somit die Grundlage für den Entwicklungsprozess und erleichtert das Erfüllen der Entwicklungsaufgabe durch eine klare Zieldefinition des Endproduktes. /DIN-09/

In nachfolgender Tabelle 3-1 auf Seite 36 ist daher der Anforderungskatalog für den Reifenbohrmomentprüfstand aufgeführt.

Tabelle 3-1: Anforderungskatalog für den Reifenbohrmomentprüfstand

Nr.	Art	Forderung
1		Geometrie
1.1	Geometrie	möglichst kompakte Bauweise
1.2	Geometrie	Vermeidung unnötiger Materialaufwände
1.3	Geometrie	Einbaumöglichkeit unterschiedlicher Reifendimensionen
1.4	Geometrie	möglichst geringe Komplexität des Prüfaufbaus
2		Krafteinleitung durch den Prüfstand
2.1	Krafteinleitung	vertikale Betriebskraft bis zu 10 kN mittels Hydraulikvorrichtung
2.2	Krafteinleitung	Lenkwinkleinleitung mittels Hydraulikvorrichtung
3		Festigkeit
3.1	Festigkeit	kein übermäßiges Verbiegen des Reifenaufnehmers unter Einwirkung der vertikalen Betriebskraft
3.2	Festigkeit	keine Biegebelastung der Kolbenstangen der Hydraulikvorrichtungen
4		Kosten
4.1	Kosten	möglichst geringe Kosten des Prüfaufbaus

Zusätzlich zu den Anforderungen an den Prüfstand haben die zu untersuchenden Reifen die in Tabelle 3-2 auf Seite 37 aufgeführten Prüfvorgaben zu erfüllen, damit die Messungen ordnungsgemäß durchgeführt werden können. So sollen vier Rad-Reifen-Kombinationen mit verschiedenen Reifendimensionen genutzt werden. Für jede dieser Dimensionen soll die Prüfung von jeweils drei verschiedenen Radlasten und Reifenfülldrücken erfolgen. In Bezug auf die Reifendimensionen soll jeweils ein Reifen mit Rad der Fahrzeugklassen PKW-Kleinwagen, PKW-Mittelklasse und SUV vertreten sein. Zusätzliche Verwendung findet ein kompletter Satz einer weiteren Rad-Reifen-Kombination, an dem die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse überprüft wird. Die genutzten Reifen sollten hierbei ein etwa gleiches Reifenalter und eine etwa identische Profilabnutzung aufweisen, um die Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten.

Tabelle 3-2: Prüfvorgaben für den Fahrzeugreifen

Parameter	Prüfvorgaben
Reifendimension	215/60 R16 95V (kompletter Satz) 195/45 R15 78V 225/40 R18 92Y XL 245/35 ZR20 95Y 215/60 R16 99V XL (aus Fahrversuch)
Reifendruck	1,8 bar 2,4 bar 3,0 bar
Radlast	2 kN 5 kN 8 kN

3.4 Variantenvergleich der Prüfstandsvarianten

Auf der Grundlage dieser Anforderungen werden im Folgenden einige mögliche Varianten des Reifenbohrmomentprüfstandes erläutert. Dies erfolgt mittels schematischer Darstellungen des Prüfstandkonzeptes, wobei Änderungen in der Anordnung der Bauteile zu Variante 1 rot dargestellt sind. Im Anschluss erfolgt ein Variantenvergleich, woraus sich letztendlich die Auswahl einer Vorzugsvariante ergibt, welche konstruktiv umgesetzt wird.

Variante 1: Drehbare Aufstandsfläche, Aufbringen der Radaufstandskraft vom oben auf dem I-Profil montierten Hydraulikzylinder (Abbildung 3-3)

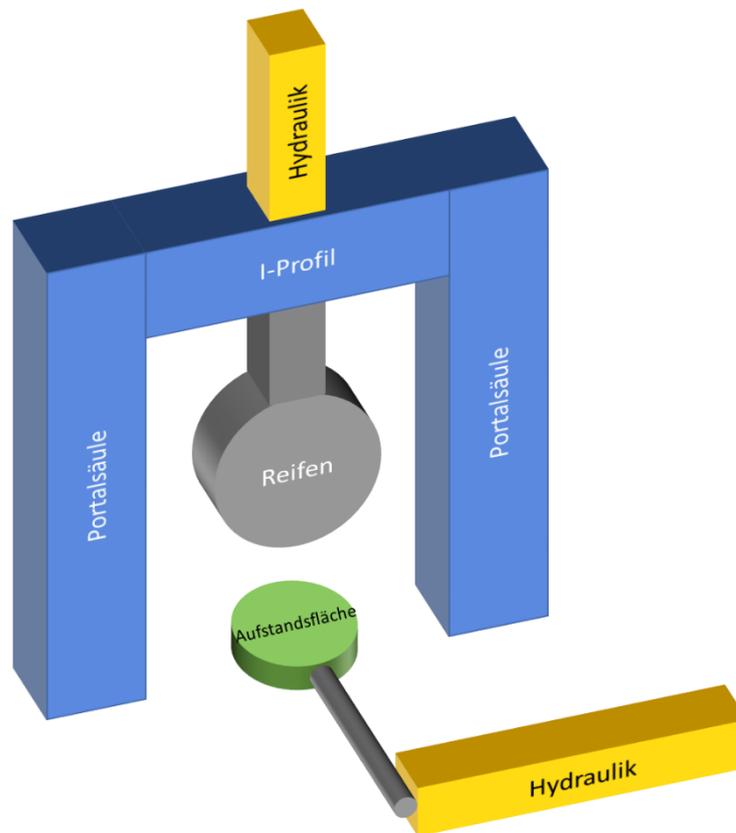


Abbildung 3-3: Variante 1 des Reifenbohrmomentprüfstandes

In der ersten Variante des Reifenbohrmomentprüfstandes wird mittig auf dem I-Profil ein Hydraulikzylinder montiert, der mit dem senkrecht darunter angebrachten Reifenaufnehmer verbunden ist. Dieser Hydraulikzylinder drückt den Reifenaufnehmer und somit auch den Reifen nach unten auf die Aufstandsfläche und simuliert so die Radaufstandskraft. Diese wird über einen unter dem Hydraulikzylinder angebrachten Kraftaufnehmer gemessen. Der Reifenaufnehmer an sich ist nicht drehbar montiert, sodass der Lenkwinkel über die drehbar gelagerte Aufstandsfläche aufgebracht wird. Dazu ist an dieser ein Hebelarm angebracht, der wiederum mit einem zweiten Hydraulikzylinder verbunden wird, welcher für das Aufbringen des Lenkwinkels sorgt. Der Drehmomentaufnehmer zum Messen des Bohrmomentes befindet sich unter der Aufstandsfläche und ist fest mit dieser verbunden.

Variante 2: Reifenaufnehmer drehbar gelagert, Einleitung der Radaufstandskraft vom oben auf dem I-Profil montierten Hydraulikzylinder (Abbildung 3-4)

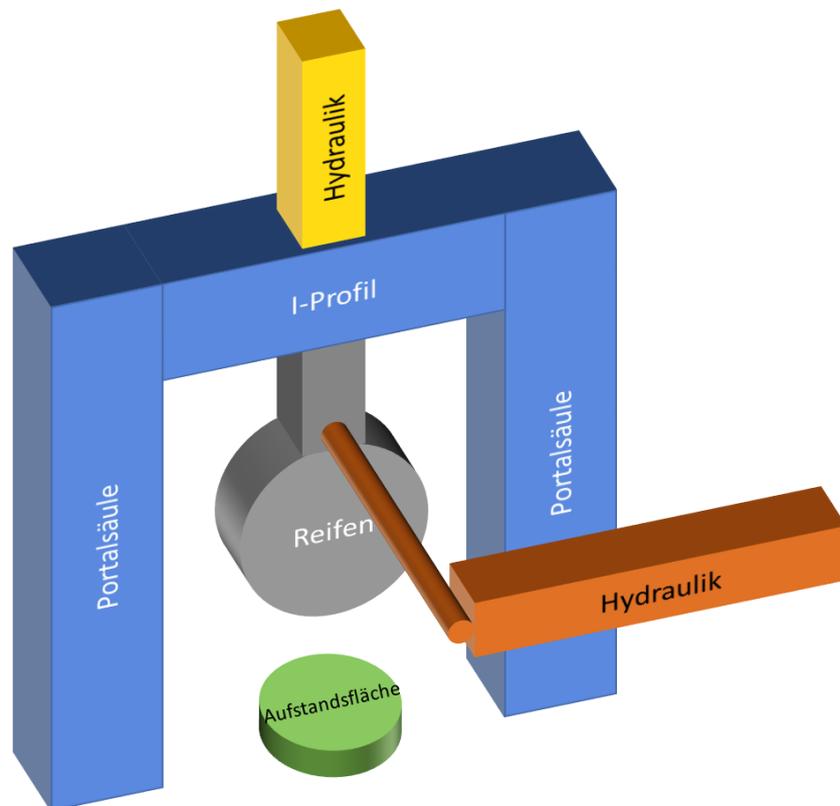


Abbildung 3-4: Variante 2 des Reifenbohrmomentprüfstandes

Der Aufbau der zweiten Variante ist ähnlich zur ersten Variante. Der Unterschied liegt darin, dass der Reifenaufnehmer drehbar mit dem oberen Hydraulikzylinder verbunden ist und auch über den Reifenaufnehmer die Einleitung des Lenkwinkels mit Hebelarm und zweitem Hydraulikzylinder erfolgt. Dementsprechend ist die Aufstandsfläche fest mit dem Boden verbunden und gegen jegliche Rotation gesichert. Die Position der Messtechnik bleibt dieselbe wie in Variante 1.

Variante 3: Aufbringen der Radaufstandskraft von der Aufstandsfläche, Einleiten des Lenkwinkels über den Reifenaufnehmer (Abbildung 3-5)

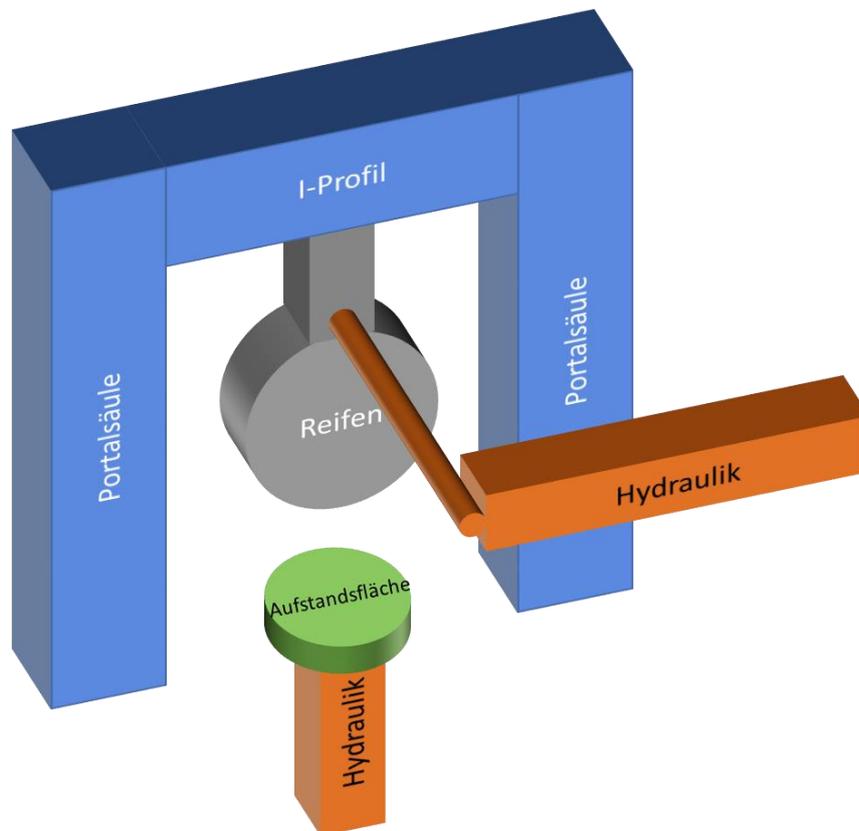


Abbildung 3-5: Variante 3 des Reifenbohrmomentprüfstandes

In der dritten Variante wird der Lenkwinkel weiterhin von einem Hydraulikzylinder über einen Hebelarm in den drehbar gelagerten Reifenaufnehmer eingeleitet. Das Aufbringen der Radaufstandskraft erfolgt jedoch durch die in vertikaler Richtung verschiebbare Aufstandsfläche, welche von unten gegen den Reifen gedrückt wird. Dabei wird der Reifen von einem seitlich angebrachten, biegesteifen Arm gehalten. Realisiert wird die Radaufstandskraft durch eine unter der Aufstandsfläche montierte Hydraulikanlage. Dafür wird vorausgesetzt, dass unter der Aufstandsfläche entsprechend Bauraum zur Verfügung steht, um die Hydraulikanlage anzuschließen. In dieser Variante würde dann der oben auf dem I-Profil montierte Hydraulikzylinder entfallen. Der Einbau des Drehmomentaufnehmers erfolgt hier ebenfalls in Verbindung mit der Aufstandsfläche.

Variante 4: Einleitung von Radaufstandskraft und Lenkwinkel über die Aufstandsfläche (Abbildung 3-6)

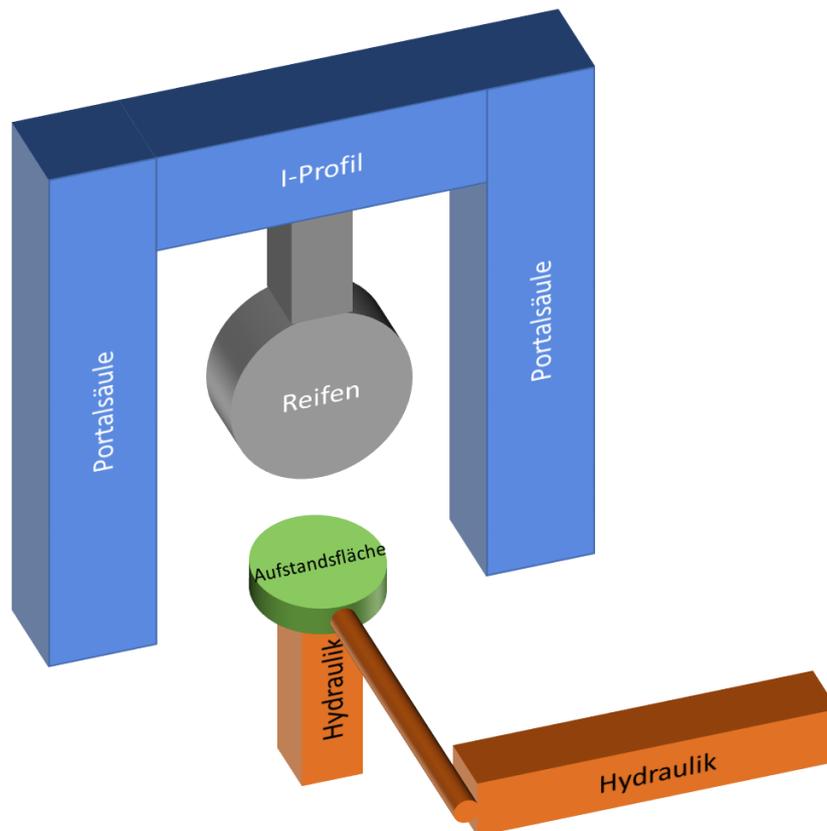


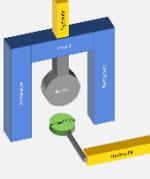
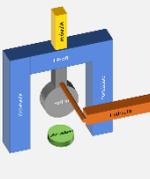
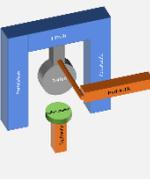
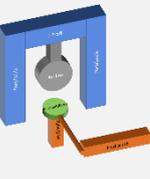
Abbildung 3-6: Variante 4 des Reifenbohrmomentprüfstandes

Die vierte Variante ähnelt der dritten Variante, jedoch wird sowohl das Aufbringen der Radaufstandskraft als auch das Einleiten des Lenkwinkels von der Aufstandsfläche mit entsprechend darunter montierten Hydraulikanlagen realisiert. Dies setzt einerseits voraus, dass sich die Aufstandsfläche wie in Variante 3 in vertikaler Richtung bewegen lässt, andererseits muss die Aufstandsfläche drehbar gelagert sein, um den Lenkwinkel realisieren zu können. Daher muss unter der Aufstandsfläche wie auch in Variante 3 ausreichend Platz verfügbar sein, um die Hydraulik unterzubringen. Dadurch werden jedoch die beiden Hydraulikzylinder der Varianten 1 und 2 nicht mehr benötigt. Der Reifenaufnehmer ist hier fixiert und, gegen jede Rotation gesichert, mit dem I-Profil verbunden. Die Installation der Messtechnik bei dieser Variante gestaltet sich entsprechend schwieriger, da die Montage des Drehmomentaufnehmers an der bewegten Aufstandsfläche komplizierter umzusetzen ist.

Diese vier Varianten werden im Folgenden mithilfe einiger relevanter, selbst gewählter und gewichteter Kriterien miteinander verglichen. Dies erfolgt in der Tabelle 3-3, S. 42. Die Wichtung erfolgt hierbei mittels der Ziffern 1 für eine niedrige Wichtung, der Ziffer 3

für eine mittelmäßige Wichtigkeit und der Ziffer 5 für ein besonders wichtiges Kriterium. Entsprechend der Eignung jeder Prüfstandsvariante werden Punkte für das jeweilige Kriterium vergeben. Die Punktevergabe beginnt bei der Ziffer 1 für eine nicht so gute Eignung und wird über die Ziffer 3 für eine mittelmäßige Eignung bis zur Ziffer 5 für eine sehr gute Eignung der entsprechenden Prüfstandsvariante in dem jeweiligen Kriterium fortgesetzt. Die endgültige Punktzahl jeder Variante ergibt sich dann aus der Summe der Produkte von Wichtigkeit und Punkten jedes Kriteriums.

Tabelle 3-3: Variantenvergleich der Prüfstandsvarianten 1 bis 4

Kriterium	W	V1		V2		V3		V4	
									
		P	W * P	P	W * P	P	W * P	P	W * P
Anpassungsfähigkeit an verschiedene Reifendimensionen	5	5	25	5	25	3	15	3	15
Installation der Messtechnik	5	3	15	5	25	1	5	1	5
Bauraumbedarf	3	3	9	3	9	1	3	3	9
Komplexität des Aufbaus	3	5	15	5	15	1	3	3	9
Kosten	3	5	15	5	15	3	9	3	9
Adaptionmöglichkeiten für zukünftige, weiterführende Messungen	1	3	3	1	1	3	3	5	5
Summe	Σ		82		<u>90</u>		38		52

Wichtung (W): 1 (niedrig), 3 (mittel), 5 (hoch)

Punkte (P): 1 (nicht gut), 3 (mittel), 5 (sehr gut)

3.4.1 Zur Punktevergabe des Variantenvergleiches

In diesem Abschnitt wird kurz erläutert, wie die Punktzahlen der einzelnen Kriterien der jeweiligen Prüfstandsvariante zustande kommen.

Anpassungsfähigkeit an verschiedene Reifengrößen

Bezüglich dieses Kriteriums sind die ersten beiden Varianten sehr gut geeignet, da hier keine Probleme bestehen, sowohl sehr kleine als auch größere Reifen zu montieren. Bei Variante drei und vier kann es durch die bewegliche Aufstandsfläche zu Problemen bei der Montage sehr großer Reifenmodelle kommen, da hier in vertikaler Richtung über der Aufstandsfläche nicht genug Platz für einen solchen Reifen vorhanden sein kann.

Installation der Messtechnik

Die Installation der Messtechnik sollte möglichst einfach umzusetzen sein. Daher erhält die erste Variante in diesem Kriterium nur drei Punkte. Denn obwohl die Radaufstandskraft einfach über eine Kraftmessdose in der Wirkachse der Kolbenstange des oberen Hydraulikzylinders gemessen wird, gestaltet sich bei einer drehbaren Aufstandsfläche das Abgreifen des Drehmomentes schwieriger. Zusätzlich ist hier zu berücksichtigen, dass auch das Reibmoment der Lagerung der Aufstandsfläche in die Messung mit einfließen würde. Dieses Problem ist bei Variante zwei nicht mehr vorhanden, da hier die Aufstandsfläche nicht drehbar verschraubt ist und somit ein Drehmomentaufnehmer problemlos direkt darunter montiert werden kann.

In den Varianten 3 und 4 gestaltet sich die Installation der Messtechnik vor allem dadurch schwierig, dass die Einstellung von Lenkwinkel und Radaufstandskraft vollständig von der beweglichen Aufstandsfläche mit entsprechend darunter montierter Hydraulikanlagen realisiert wird. Daher muss die Messtechnik so installiert werden, dass sie nicht durch die Bewegungen der Aufstandsfläche beeinträchtigt wird.

Bauraumbedarf

In der Kategorie des Bauraumbedarfes erreichen alle vier Varianten nicht die volle Punktzahl. In den Varianten 1 und 2 ist dies vor allem durch den Hebelarm bedingt, der für das Einleiten des Lenkwinkels benötigt wird. Der mit diesem Hebelarm verbundene Hydraulikzylinder, der waagrecht montiert ist, vergrößert die gesamte Konstruktion in ihrer horizontalen Ausdehnung.

Bei Variante 3 muss zusätzlich zu dem Bauraum für den Hebelarm unter der Aufstandsfläche großzügiger Bauraum vorgesehen werden, um die Hydraulikvorrichtungen einbauen zu können, die für die Bewegung der Aufstandsfläche verantwortlich sind. Daher fällt die Bewertung dieser Variante im Kriterium Bauraumbedarf im Vergleich zu den anderen drei Varianten am schlechtesten aus.

In Variante 4 kann zwar der horizontale Hebelarm eingespart werden, der Platz unter der Aufstandsfläche wird jedoch immer noch benötigt und fällt auch größer aus als bei Variante 3, da jetzt zusätzlich der Lenkwinkel von den Hydraulikanlagen unter der Aufstandsfläche realisiert werden muss.

Komplexität des Aufbaus

Bei diesem Kriterium erfolgt die Vergabe der Punkte für die Varianten aus ähnlichen Gründen wie für das Kriterium Bauraumbedarf.

Variante 1 und 2 sind sehr einfach umzusetzen und zu montieren, da hier nacheinander der obere Hydraulikzylinder auf die Grundstruktur montiert und anschließend der Reifenaufnehmer mit dem zweiten Hydraulikzylinder verbaut werden kann. Je mehr Hydraulikanlagen unter die Aufstandsfläche verlegt werden, desto komplexer wird der gesamte Prüfstandsaufbau, weshalb Variante 3 mit weniger Punkten als die Varianten 1 und 2 bewertet wird. Variante 4 wiederum erhält weniger Punkte als Variante 3.

Kosten

Die Kosten für den Prüfstandsaufbau werden umso höher, je mehr Messtechnik und Hydraulikanlagen gebraucht werden und je komplexer sich der Aufbau als Ganzes gestaltet. Daher sind die Varianten 1 und 2 günstiger als die Varianten 3 und 4. Denn um die bewegliche Aufstandsfläche zu realisieren, sind die entsprechenden Hydraulikanlagen umfangreicher und komplexer als in den ersten beiden Varianten.

Adaptionmöglichkeiten für zukünftige, weiterführende Messungen

Weiterführende Messungen können hier beispielsweise Messungen unter Sturzeinfluss sein oder solche, bei denen das Rad ungebremst auf der Aufstandsfläche verdreht wird. Um diese Vorgaben realisieren zu können, muss der Prüfstand verhältnismäßig einfach daran anpassbar sein.

Dies ist bei Variante 1 nicht der Fall, da der Reifenaufnehmer fest mit dem oberen Hydraulikzylinder verbunden ist. Auch die Aufstandsfläche ist zwar drehbar gelagert, lässt sich aber in keine andere Richtung bewegen. Daher sind hier weiterführende Messungen ohne umfangreiche, konstruktive Änderungen nicht möglich. Ähnlich verhält es sich mit Variante 2, da auch hier der Reifenaufnehmer fixiert ist und sich nur um seine vertikale Achse rotieren lässt.

Mit der dritten Variante steigen die Adaptionmöglichkeiten durch die in vertikaler Richtung bewegliche Aufstandsfläche an. Hier müssen dann nur noch einige zusätzliche

Hydraulikanlagen montiert werden, um die Bewegungsmöglichkeiten zu vergrößern. In der vierten Variante sind die Adaptionmöglichkeiten dann am größten, da hier schon sehr viele Hydraulikanlagen zum Verstellen der Ausrichtung der Aufstandsfläche vorhanden sind.

Aus dem in Tabelle 3-3 auf Seite 42 durchgeführten Variantenvergleich der Prüfstandsvarianten 1 bis 4 mit der entsprechenden Punkteverteilung ergibt sich, dass die Variante 2 mit drehbarem Reifenaufnehmer und Einleitung der Radaufstandskraft über den oben montierten Hydraulikzylinder die Vorzugsvariante darstellt. Daher wird diese Variante ausgewählt und deren Konstruktionsprozess im folgenden Abschnitt beschrieben.

3.5 Konstruktionsprozess des Reifenbohrmomentprüfstandes

Die Konzeptionierung des Prüfstandes sieht grundlegend vier Komponenten vor. Die Grundstruktur wird von zwei senkrecht aufgestellten Portalsäulen mit einem dazwischen befestigten I-Profil gebildet. In dem I-Profil ist mittig ein Hydraulikzylinder mit daran befestigtem, C-förmigen Reifenaufnehmer montiert. Direkt darunter und mit dem Boden verschraubt befindet sich die Messeinheit, welche das Bohrmoment misst. Die vierte Komponente ist ein Hebelarm zum Aufbringen des Lenkwinkels.

Nachfolgend werden die einzelnen Konstruktionselemente des Prüfstandes bis zu seiner finalen Ausführung näher erläutert und mithilfe von während des Konstruktionsprozesses entstandenen Abbildungen aus dem Programm CATIA V5-6R2021 des Unternehmens Dassault Systèmes unterstützt.

3.5.1 Erster Entwurf der Vorzugsvariante des Reifenbohrmomentprüfstandes

Das erste Konzept der gewählten Vorzugsvariante des Bohrmomentprüfstandes ist in folgender Abbildung 3-7 auf Seite 46 dargestellt.

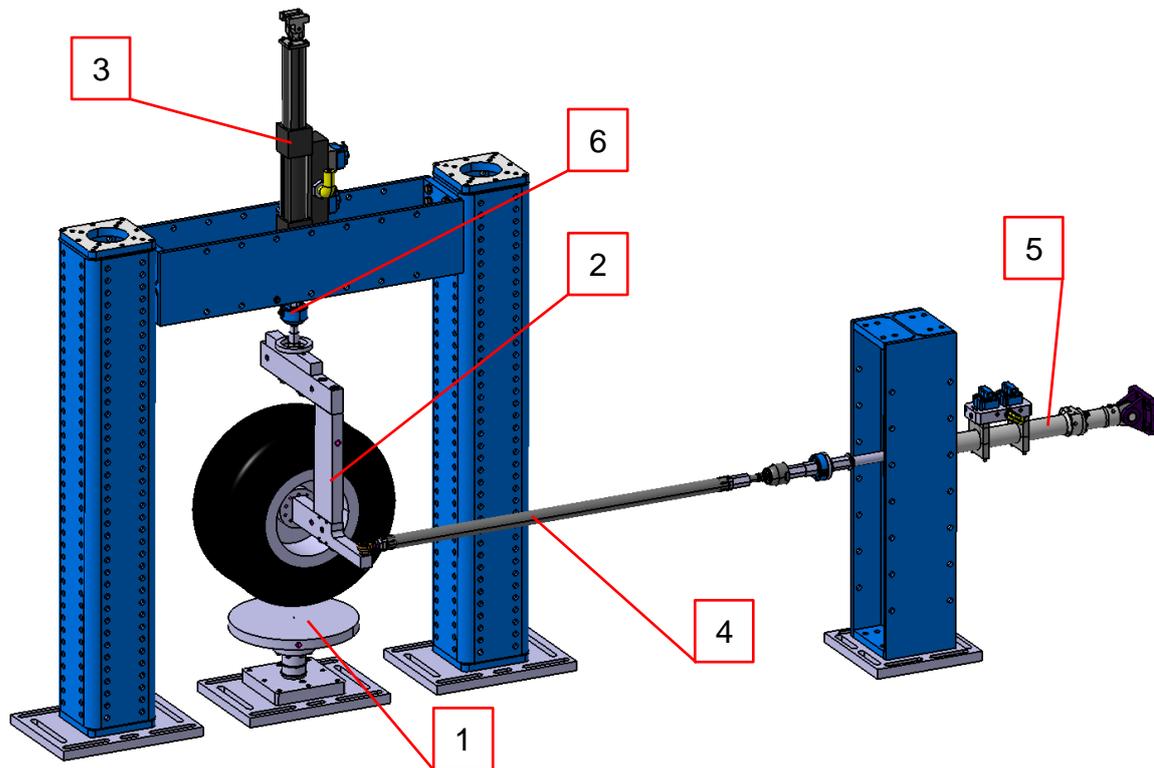


Abbildung 3-7: erster Entwurf des Reifenbohrmomentprüfstandes

Wie bereits in Abschnitt 3.4 beschrieben, ist in dieser Ausführung nicht die Messeinheit (Nr. 1) drehbar gelagert, sondern der Reifenaufnehmer (Nr. 2) mit dem daran montierten Reifen. Direkt über diesem ist zur Messung der eingeleiteten Aufstandskraft durch den oberen Hydraulikzylinder (Nr. 3) eine Kraftmessdose des Modells 1710 der Firma Interfaceforce (Nr. 6) verbaut. Das Datenblatt für diesen Typ kann der Anlage 1 entnommen werden.

Die Messeinheit (Nr. 1 in Abbildung 3-7) ist vergrößert in Abbildung 3-8, S. 47 dargestellt.

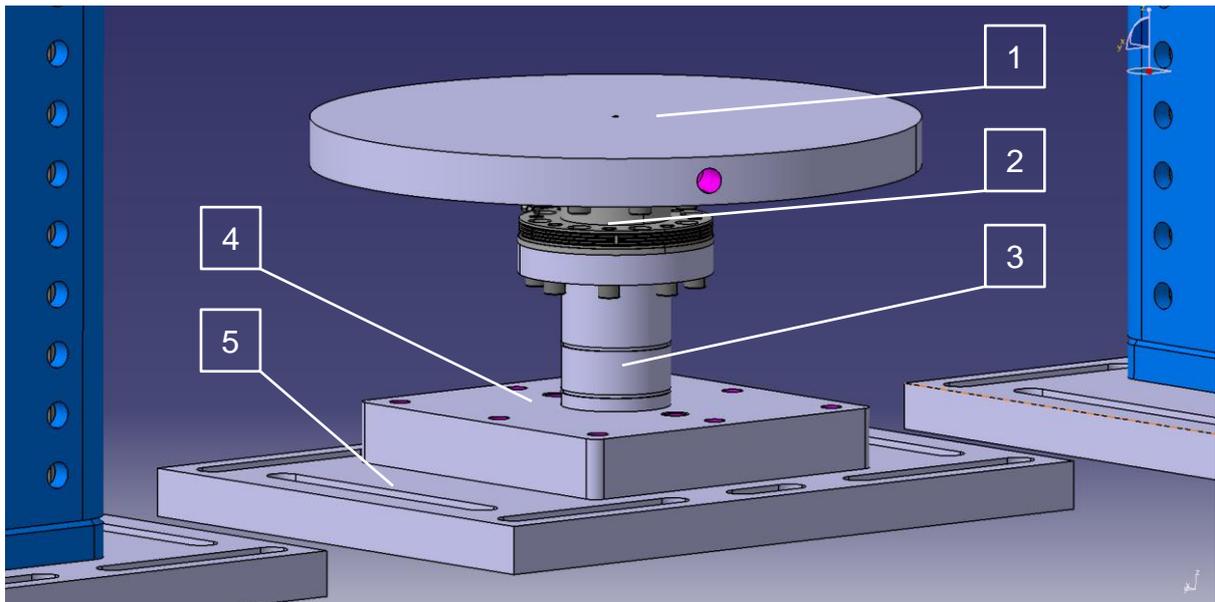


Abbildung 3-8: Detailansicht der Messeinheit

Das obere Ende der Messeinheit wird von der kreisförmigen Aufstandsfläche (Nr. 1) gebildet, auf welcher der Reifen während der Messungen aufsteht. Um hier einen Untergrund mit einem möglichst realistischen Reibwert nachbilden zu können, ist die Aufstandsfläche mit einem Schleifpapier der Körnung P120 beklebt.

Fest mit der Aufstandsfläche verschraubt ist ein Drehmomentaufnehmer (Nr. 2) des Typs TB2 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM) GmbH. Die technischen Daten für diesen Drehmomentaufnehmer können Anlage 2 entnommen werden. Dieser Drehmomentaufnehmer erfasst während der laufenden Prüfung das Bohrmoment zwischen dem Reifen und der Aufstandsfläche. Der Drehmomentaufnehmer wiederum ist fest mit einer Welle (Nr. 3) verbunden, welche mittels eines Sockels (Nr. 4) und einer Fußplatte (Nr. 5) mit dem Boden verschraubt wird.

Je nach montiertem Reifen und entsprechendem Rad kann es zu unterschiedlichen Einpresstiefen kommen. Damit sich der Radaufstandspunkt trotzdem immer genau mittig über der Aufstandsfläche der Messeinheit befindet, ist der Reifenaufnehmer am oberen Ende in Richtung der Rotationsachse des Reifens verschiebbar, siehe hierzu auch Abbildung 3-9, S. 48.

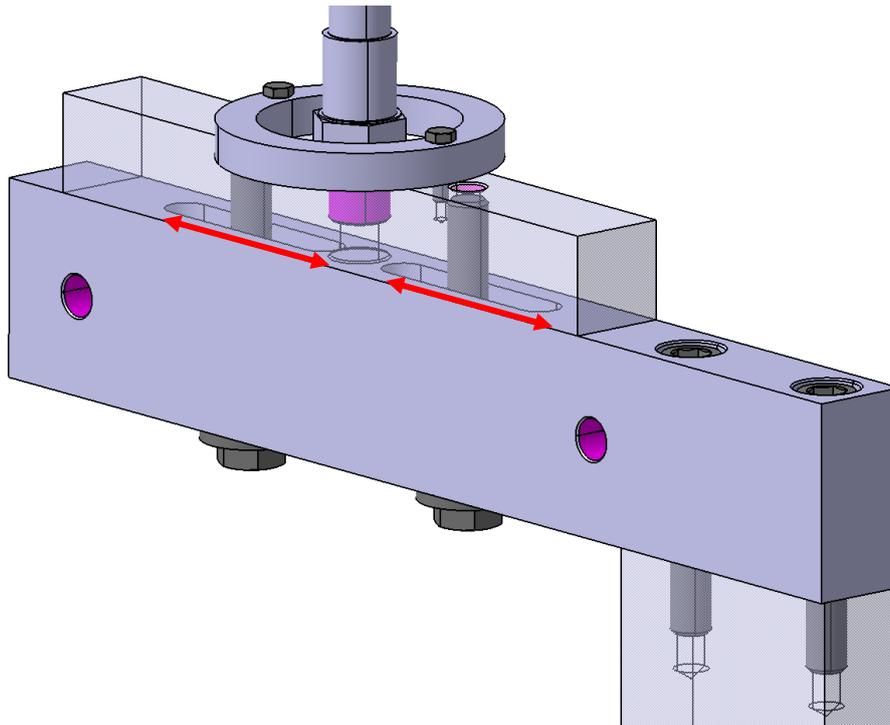


Abbildung 3-9: Verstellmöglichkeit des Reifenaufnehmers

Der Reifenaufnehmer besteht aus vier einzelnen Metallteilen, welche mittels Schraubverbindungen miteinander verbunden sind. Dies reduziert den Fertigungsaufwand erheblich und ist einfach zu montieren, da nicht ein einzelnes, sehr schweres Teil montiert werden muss, sondern sich das Gewicht des Reifenaufnehmers stattdessen auf die vier Einzelkomponenten verteilt. Die Kolbenstange im Inneren des oberen Hydraulikzylinders (Nr. 3 in Abbildung 3-7, S. 46) ist frei drehbar, sodass an dieser Stelle die Drehung des Reifenaufnehmers bei Einleitung des Lenkwinkels nicht behindert wird. Dieser Lenkwinkel wird durch einen kleinen Ableger mit rechtwinklig daran angebrachter Koppelstange (Nr. 4 in Abbildung 3-7, S. 46) realisiert. Die Kraft zur horizontalen Verschiebung der Koppelstange und somit zum Einleiten des Lenkwinkels auf den Reifen wird von dem zweiten Hydraulikzylinder (Nr. 5 in Abbildung 3-7, S. 46) aufgebracht. Dieser kann eine Maximalkraft von 28 kN und einen Verschiebungsweg von maximal 500 mm umsetzen.

In Abbildung 3-10 auf Seite 49 ist die Anbindung der Koppelstange an den Reifenaufnehmer und den zweiten Hydraulikzylinder vergrößert dargestellt.

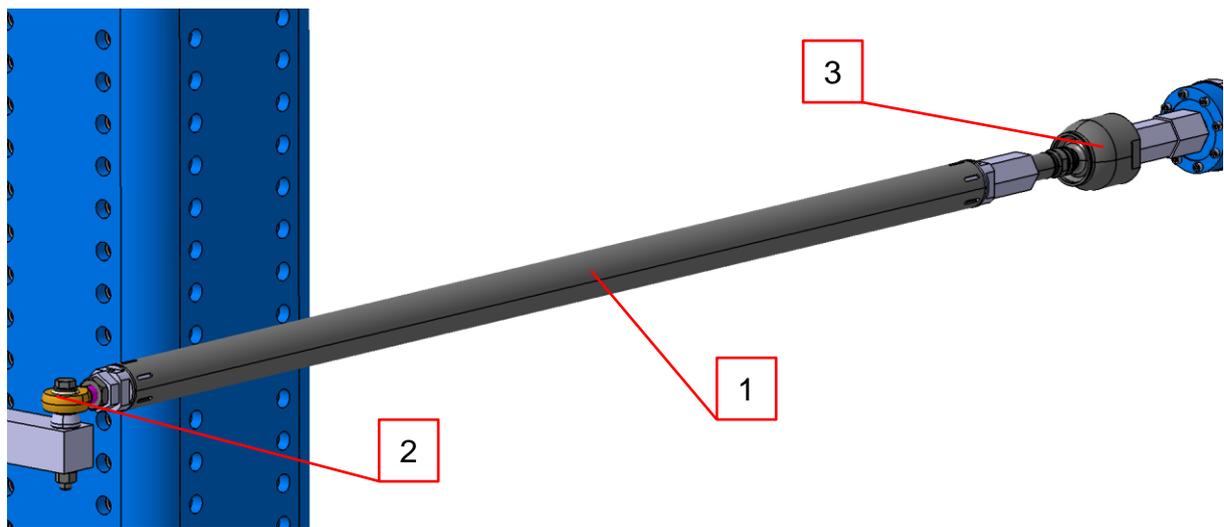


Abbildung 3-10: Detailaufnahme der Anbindung der Koppelstange

Am linken Ende ist die Koppelstange (Nr. 1) über einen Gelenkkopf (Nr. 2) so mittels einer Buchse mit dem Reifenaufnehmer verbunden, dass an dieser Stelle ausschließlich eine Rotation um die vertikale Achse der Buchse, sowie in kleinen Bereichen eine Rotation um die parallel zur Rotationsachse des Reifens verlaufende Achse durch den Mittelpunkt des Gelenkkopfes erfolgen kann. Am rechten Ende der Koppelstange befindet sich ein Axialgelenk (Nr. 3), hier sind Rotationen um alle drei Achsen möglich. Dies ist nötig, um einerseits die Auf- und Abbewegung des Reifenaufnehmers bei Einleiten der Vertikalkraft und andererseits die Winkeländerung zwischen Koppelstange und dem zweiten Hydraulikzylinder bei Einleitung des Lenkwinkels zu ermöglichen.

Doch auch mit dieser Version gab es noch ein paar Ungenauigkeiten zu beseitigen. So war noch keine Messeinheit vorgesehen, mit der genau der tatsächlich anliegende Lenkwinkel bestimmt werden kann. Dies ist jedoch nötig für die Auswertung der Messergebnisse.

Ein größeres Problem bestand darin, dass bei Einleitung des Lenkwinkels die Gefahr bestand, dass sich das untere Ende des Reifenaufnehmers mit dem daran montierten Reifen minimal von seiner zentrierten Position genau vertikal über der Aufstandsfläche entfernt. Dies würde dazu führen, dass sich einerseits der Radaufstandspunkt nicht mehr mittig auf der Aufstandsfläche befindet und so die Messung des Bohrmomentes leicht abweichende Werte ergeben würde. Andererseits würde hier eine Biegebelastung für die Kolbenstange des oberen Hydraulikzylinders entstehen, wofür diese nicht ausgelegt ist und daher vermieden werden sollte.

Aus der Lösung dieser Probleme entstand die finale Version des Reifenbohrmomentprüfstandes.

3.5.2 Finale Version der Vorzugsvariante des Reifenbohrmomentprüfstandes

In der finalen Version des Reifenbohrmomentprüfstandes ist eine Linearführung vorgesehen, welche den Reifenaufnehmer mit der Messeinheit unter dem Reifen verbindet, dargestellt in Abbildung 3-11.

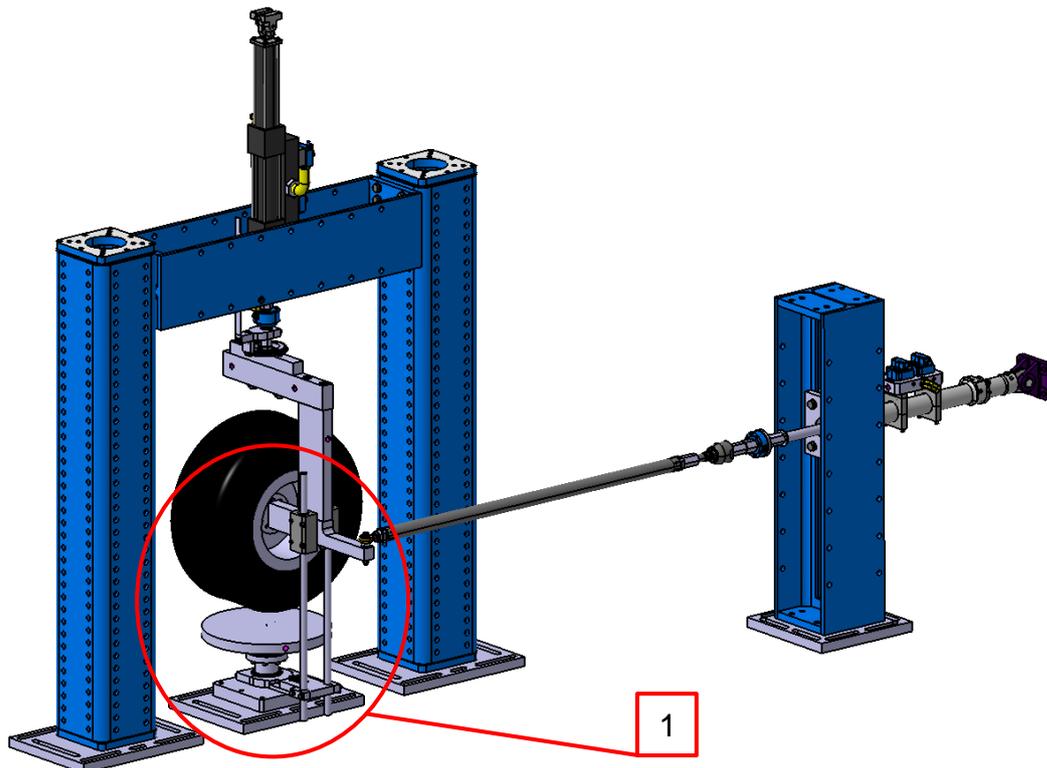


Abbildung 3-11: finale Version des Reifenbohrmomentprüfstandes

Eine vergrößerte Darstellung dieser integrierten Linearführung (Nr. 1) ist in Abbildung 3-12 auf Seite 51 dargestellt.

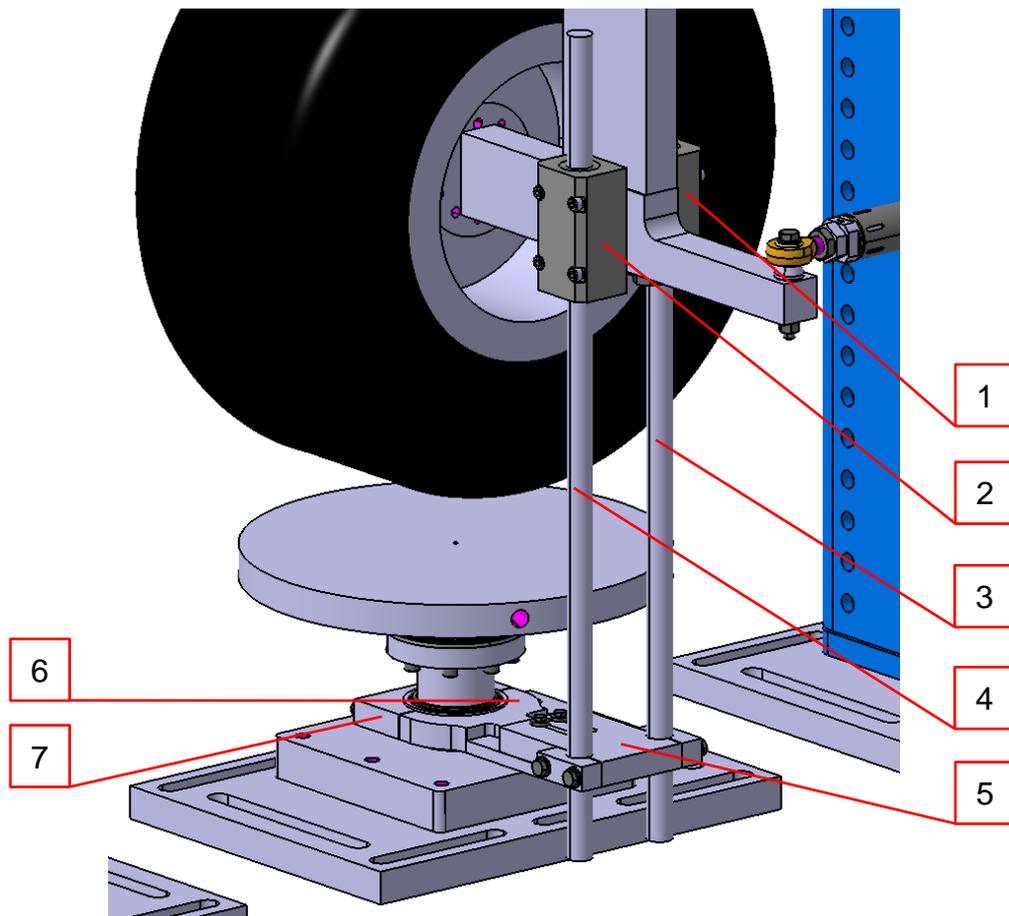


Abbildung 3-12: vergrößerte Darstellung der Linearführung

Die Linearführung setzt sich aus mehreren Einzelteilen zusammen. Direkt mit dem Reifenaufnehmer verschraubt sind zwei Lagerungsblöcke (Nr. 1 und Nr. 2), welche die Führung für zwei Gleitwellen (Nr. 3 und Nr. 4) von jeweils 1 m Länge bilden. Diese Gleitwellen sind an einem Verbindungselement (Nr. 5) geklemmt, welches wiederum mit zwei Schrauben in Langlöchern an einem weiteren Verbindungselement (Nr. 6) befestigt ist. Diese Langlöcher dienen der Verstellmöglichkeit zum Verändern des Abstandes zwischen den Gleitwellen und der Messeinheit. Denn je nach verwendetem Reifen verschiebt sich der Radaufstandspunkt in Abhängigkeit von der Einpresstiefe des Rades, weshalb der Reifenaufnehmer verschoben werden muss, damit sich der Radaufstandspunkt wieder mittig auf der Aufstandsfläche der Messanlage befindet. Und in diesem Fall muss auch der Abstand zwischen den Gleitwellen und der Messeinheit angepasst werden.

Das zweite Verbindungselement ist mithilfe eines Klemmteils (Nr. 7) auf ein Nadellager geklemmt, welches auf der Welle der Messeinheit unterhalb der Aufstandsfläche befestigt ist. Dieses Nadellager stellt sicher, dass die Linearführung der Rotation des Reifenaufnehmers bei Einleitung des Lenkwinkels folgen kann.

Mit dieser Lösung bleibt der Radaufstandspunkt immer genau mittig auf der Aufstandsfläche positioniert und die Kolbenstange des Hydraulikzylinders erfährt keine Biegebeanspruchung.

Um zusätzlich den eingeleiteten Lenkwinkel erfassen zu können, wird zwischen dem Reifenaufnehmer und dem oberen Hydraulikzylinder der magnetische Drehwinkelgeber ITD89H00 der Firma Baumer montiert (siehe Abbildung 3-13). Die ausführlichen technischen Daten für diesen Sensor können Anlage 3 entnommen werden.

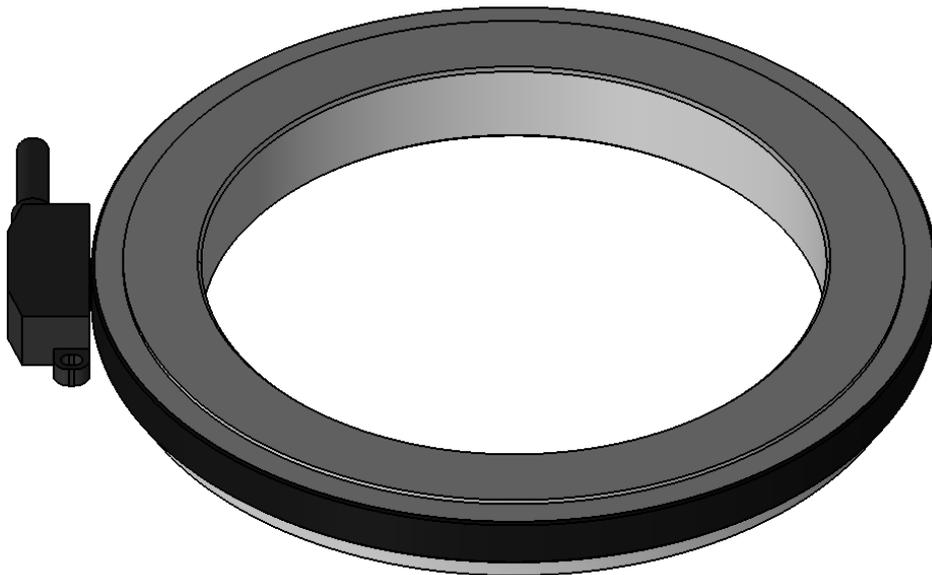


Abbildung 3-13: Detaildarstellung des Drehwinkelsensors ITD89H00 der Firma Baumer

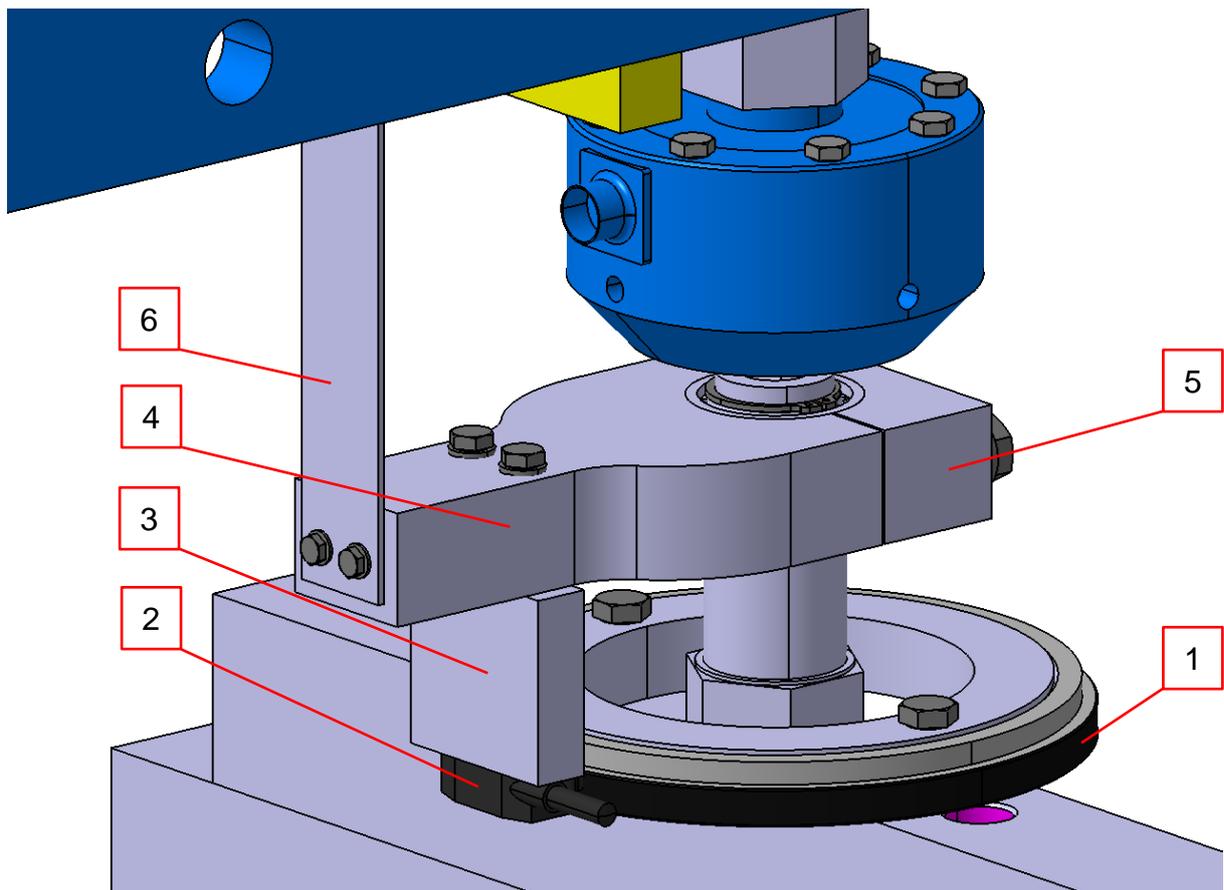


Abbildung 3-14: Darstellung des Einbaus des Drehwinkelgebers

In Abbildung 3-14 ist die Einbauweise des Drehwinkelsensors in den Prüfstand veranschaulicht. Der Drehwinkelgeber besteht aus zwei Teilkomponenten, einem Polrad mit aufgeklebtem Magnetstreifen (Nr. 1) und dem eigentlichen Sensorkopf (Nr. 2). Dieses Polrad ist fest mit dem Reifenaufnehmer verbunden, sodass es sich um denselben Winkelbetrag dreht, mit dem sich auch der Reifenaufnehmer dreht. Der Sensorkopf ist mit zwei Gewindeschrauben M3 an einem Verbindungselement (Nr. 3) befestigt. Dieses wiederum ist mit einem waagrecht ausgerichteten Element (Nr. 4) verbunden. Die Verbindung zwischen diesen beiden Teilen (Nr. 3 und Nr. 4) erfolgt durch zwei Gewindeschrauben M6 mit jeweils einer Unterlegscheibe, da die Bohrungen in dem Element mit der Nummer 4 als kurze Langlöcher ausgeführt sind. Dies ist nötig, da für den Drehwinkelgeber herstellerseitig vorgegeben ist, dass der Luftspalt zwischen dem Sensorkopf (Nr. 2) und dem Polrad mit aufgeklebtem Magnetstreifen (Nr. 1) nicht mehr als 0,4 mm betragen darf. Um diese enge Toleranz einhalten zu können, muss eine minimale Verschiebungsmöglichkeit des vertikalen Verbindungselementes (Nr. 3) konstruktiv vorgesehen werden, welche hier durch die beiden Langlöcher realisiert wurde. Die gesamte bis hier beschriebene Konstruktion wird mittels eines Klemmteils (Nr. 5) mit einem an der Drehachse des

Reifenaufnehmers befestigten Nadellager verbunden. So ist sichergestellt, dass der Sensorkopf bei Einleitung des Drehwinkels nicht der Drehung der restlichen Konstruktion des Reifenaufnehmers folgt. Zur vollständigen Unterbindung der Rotation ist eine zusätzliche Abstützung nötig. Diese erfolgt durch einen vertikal ausgerichteten und mit dem waagerechten Verbindungselement (Nr. 4 in Abbildung 3-14, S. 53) verschraubten Metallblechstreifen (Nr. 6 in Abbildung 3-14, S. 53). Er ist durch ein Abstützungselement geführt, welches mit dem I-Profil des Portals verschraubt wird. Die Abstützungseinheit ist in Abbildung 3-15 zum besseren Verständnis noch einmal genauer dargestellt.

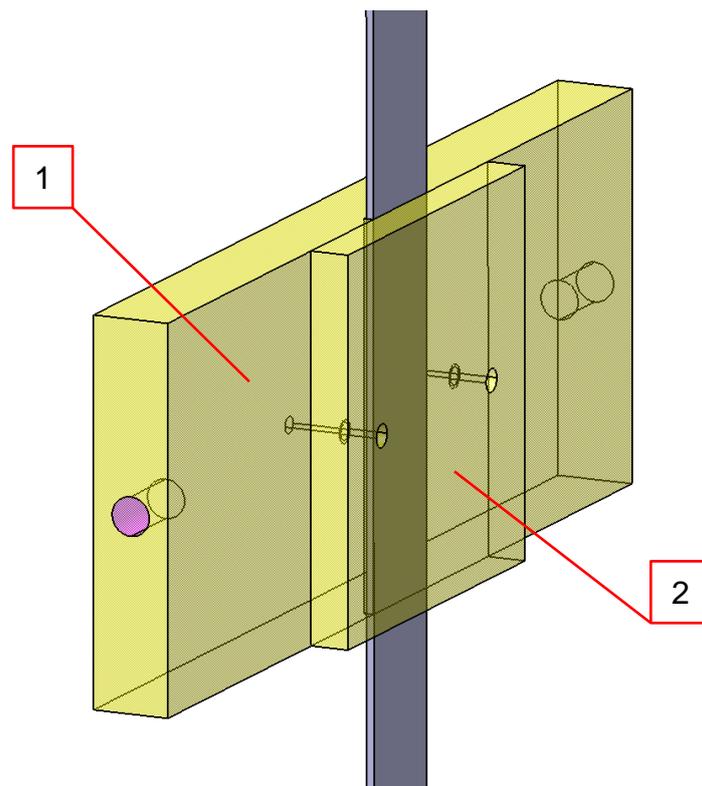


Abbildung 3-15: Detaildarstellung der Abstützung gegen Verdrehung des Sensorkopfes des Drehwinkelgebers

Die hier transparent dargestellten Elemente sind aus Kunststoff gefertigt, um eine möglichst reibungsarme Bewegung des Blechstreifens zu ermöglichen. Die Bewegungsfreiheit in vertikaler Richtung ist nötig, da sich der Reifenaufnehmer und somit auch das Nadellager, auf dem die Aufnahmekonstruktion des Drehwinkelgebers geklemmt ist, bei Aufbringung der Vertikalkraft durch den oberen Hydraulikzylinder in vertikaler Richtung bewegt.

In dem größeren der beiden Abstützungselemente (Nr. 1 in Abbildung 3-15) ist eine Aussparung vorgesehen, in welcher der Blechstreifen geführt wird, sowie zwei seitliche Befestigungspunkte für die Verbindung mit dem I-Profil. Das kleinere Element

(Nr. 2 in Abbildung 3-15, S. 54) wird mit dem Größeren verschraubt und sorgt nur dafür, dass der Blechstreifen in der Aussparung verbleibt.

Mit dieser Vorrichtung ist also eine Fixierung des Sensorkopfes und somit auch eine korrekte Aufnahme des Drehwinkels sichergestellt.

3.6 Analyse der Belastungen

Nachdem der konstruktive Prozess zur Entwicklung des Bohrmomentprüfstandes abgeschlossen ist, müssen noch zwei kritische Elemente der Konstruktion bezüglich ihrer Belastbarkeit und Festigkeit überprüft werden. Zum einen der Reifenaufnehmer an sich, der hinsichtlich seiner Verformung bei Einleitung der Betriebskraft untersucht werden muss. Zum anderen ist die äußere Zylinderschraube M20 mit Innensechskant zu betrachten, welche die Verbindungsstelle mit der höchsten Belastung zwischen der oberen Querstrebe und der Vertikalstrebe des Reifenaufnehmers ist.

3.6.1 FEM-Analyse des Reifenaufnehmers

Um eine konstante und unverfälschte Weiterleitung der Vertikalkraft von dem oberen Hydraulikzylinder über den Reifenaufnehmer mit Reifen auf die Aufstandsfläche der Messanlage zu gewährleisten, muss der Reifenaufnehmer in seiner Gesamtheit möglichst biegesteif sein. Bei Einleitung der Vertikalkraft sollten also nur äußerst geringfügige Biegungen innerhalb des Reifenaufnehmers entstehen. Außerdem soll der Reifenaufnehmer der eingeleiteten Belastung standhalten können. Um zu überprüfen, dass diese beiden Voraussetzungen hier erfüllt sind, wurde von der Berechnungs- und Simulationsabteilung der Firma IAMT eine vereinfachte Analyse des Reifenaufnehmers mithilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) im Programm CATIA V5 des Unternehmens Dassault Systèmes durchgeführt.

Als Ausgangsbelastung für das FEM-Modell wurde eine Betriebskraft F_B von 20 kN angenommen. Diese Ausgangsbelastung kommt durch die Prüfvorgabe von einer maximal möglichen Betriebskraft während des Messprozesses des Reifenbohrmomentes von 10 kN (siehe Tabelle 3-2, S. 37) zuzüglich einem Sicherheitsfaktor von 2 zustande.

Die nachfolgende Abbildung 3-16, S. 56 zeigt das erstellte FEM-Modell.

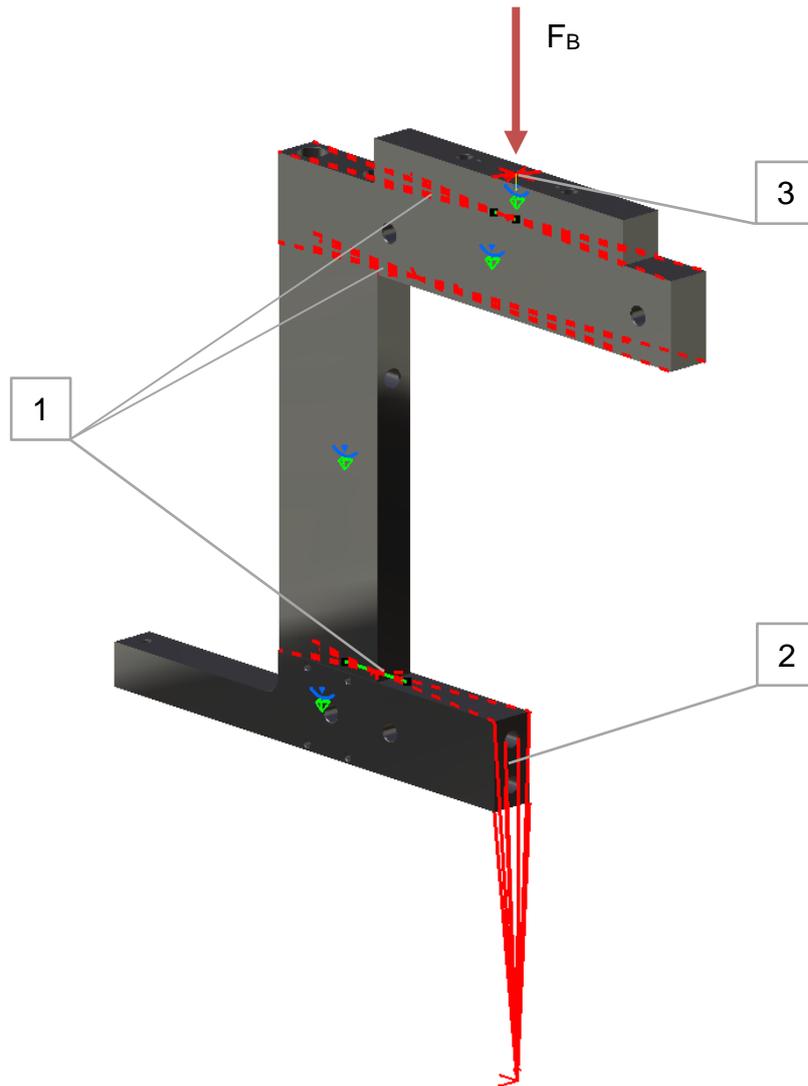


Abbildung 3-16: FEM-Modell des Reifenaufnehmers

Die Verbindung zwischen den vier Einzelbauteilen des Reifenaufnehmers ist hier durch flexible Verbindungen (Nr. 1) simuliert, die sich nicht gegeneinander verschieben können. Zusätzlich wurde die Fläche (Nr. 2), an der der Felgenadapter angeschraubt ist, ebenfalls als ortsfest gegenüber der Aufstandsfläche der Messanlage angenommen, da hier der Reifen bei Belastung durch die Vertikalkraft eine annähernd feste Verbindung zu der Aufstandsfläche darstellt. Dadurch kann sich diese Fläche des Reifenaufnehmers nicht mehr verschieben.

Als Krafteinleitungspunkt dient der Mittelpunkt der oberen Deckfläche des obersten Bauteils des Reifenaufnehmers (Nr. 3 in Abbildung 3-16), da dieser in der senkrechten Achse der Kolbenstange des oberen Hydraulikzylinders liegt.

Jedem einzelnen Bauteil liegt eine Vernetzung mithilfe von Tetraederelementen zu Grunde, wobei jedes Element eine Größe von 15 mm in jede Richtung aufweist. Die

Elementgröße kommt dadurch zustande, dass hier ein Wert gewählt werden sollte, der mindestens einem Drittel des kleinsten Bauteilmaßes entspricht, welches in dem Fall des Reifenaufnehmers 50 mm beträgt.

Mit diesen Ausgangsbetrachtungen kann mit der Simulation des Verhaltens des Reifenaufnehmers unter Einleitung der Betriebskraft von 20 kN begonnen werden. Diese liefert nach Abschluss des Berechnungszyklus das in Abbildung 3-17 dargestellte, grafische Ergebnis.

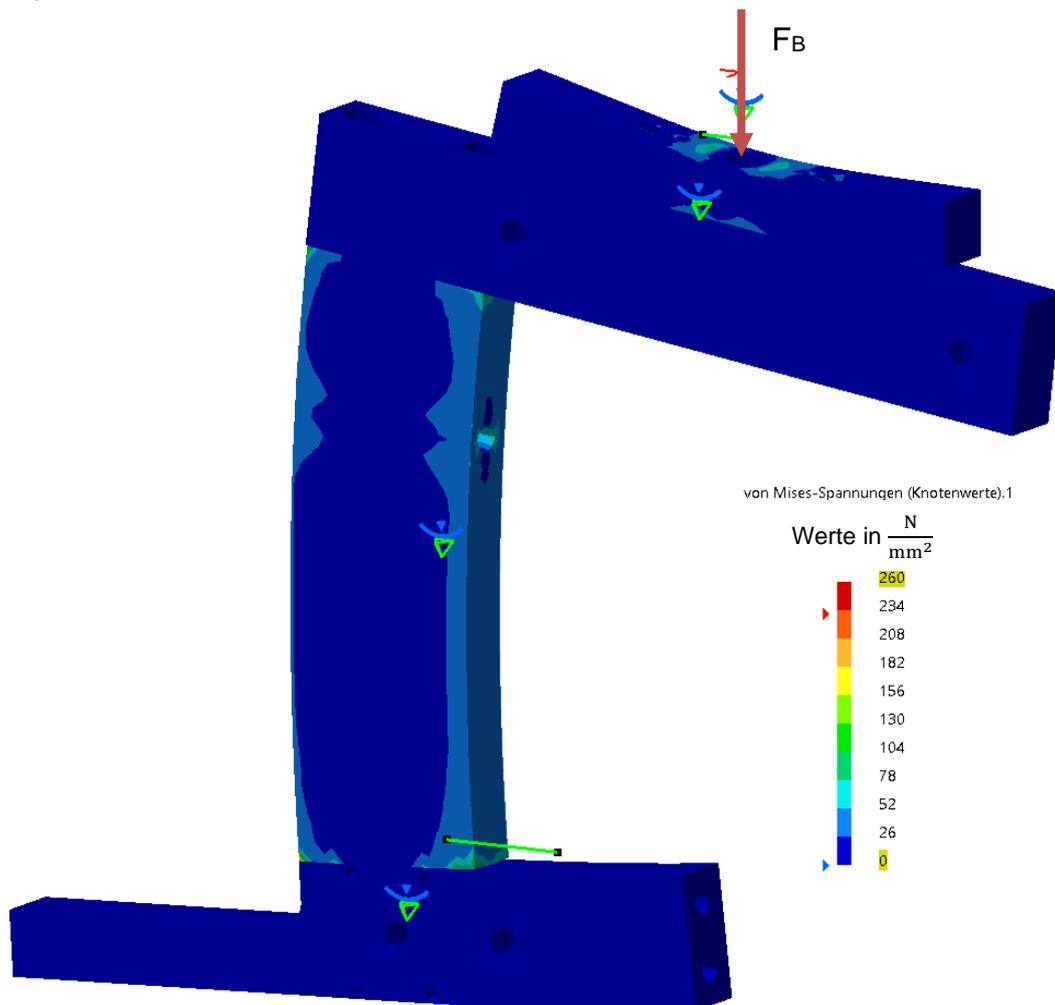


Abbildung 3-17: grafisches Simulationsergebnis der von-Mises-Spannungen

Die Simulation liefert zwei wesentliche Ergebnismengen. Einerseits werden farblich die von-Mises-Spannungen mit der entsprechenden Farbskala dargestellt, welche einen Bereich von $0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ bis $260 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ abbildet. Die obere Grenze dieser Skala, dargestellt durch das rote Dreieck, entsteht durch die Streckgrenze des Stahls von $235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Aus der Abbildung 3-17 auf Seite 57 ist erkennbar, dass die Spannungen im gesamten Reifenaufnehmer in vollkommen unproblematischen Bereichen von maximal $81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ im Bereich der Kräfteinleitung liegen. Die Spannungsspitzen in den Ecken der Bauteile des Reifenaufnehmers sind dem Vernetzungsmodell geschuldet und bilden keine in der Realität auftretenden Spannungen ab.

Andererseits wird optisch die Verschiebung jedes Punktes des Modells dargestellt, wenn die Betriebskraft von 20 kN eingeleitet wird. Diese Verschiebung ist in Abbildung 3-18 zur besseren Sichtbarkeit um den Faktor 200 verstärkt dargestellt.

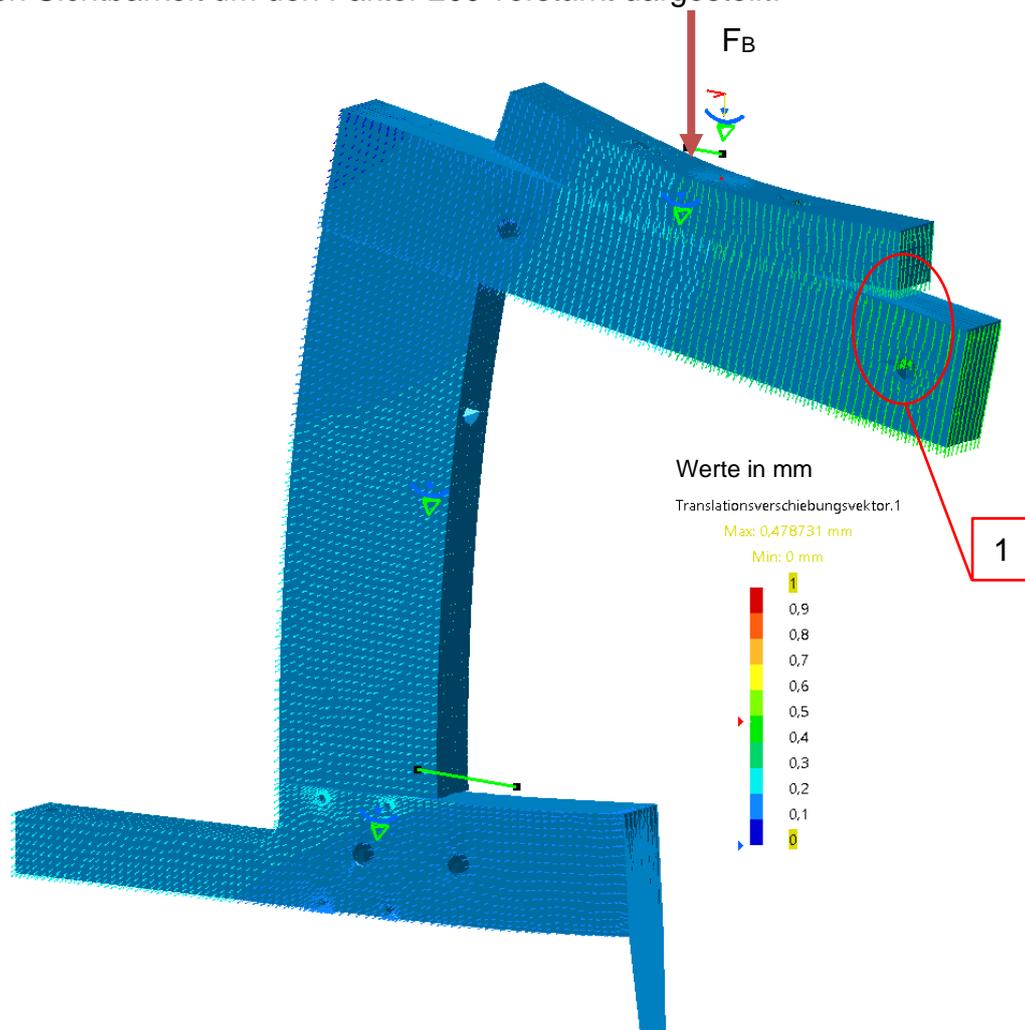


Abbildung 3-18: Verschiebung des Reifenaufnehmers

Das Maximum der Verschiebung eines Punktes innerhalb des Reifenaufnehmers befindet sich hier am rechten Ende der oberen Querstrebe des Reifenaufnehmers (Nr. 1). Das Maximum der Verschiebung an dieser Stelle liegt bei 0,47 mm in vertikaler Richtung, ist also verschwindend gering.

3.6.2 Vorauslegung und Nachrechnung der Zylinderschraube mit der größten Belastung

Die Position der zuvor erwähnten Zylinderschraube M20 ist zur besseren Nachvollziehbarkeit in Abbildung 3-19, S. 59 (Nr. 1) dargestellt. Dies ist die Schraube mit der größten Belastung, da hier der Hebelarm zum Kräfteinleitungspunkt am größten ist und somit die größten Kräfte entstehen.

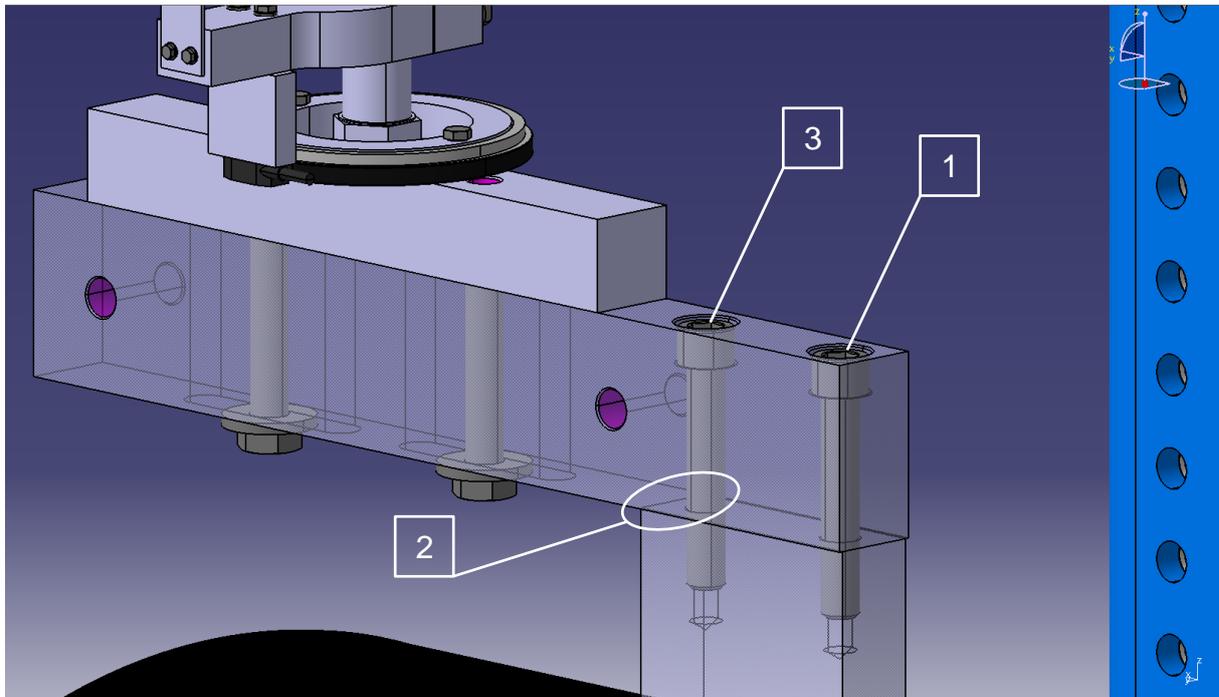


Abbildung 3-19: Position der Schraube mit der größten Belastung des Reifenaufnehmers

Zur Auswahl einer geeigneten Schraube für diese Verbindungsstelle erfolgt eine Vorauslegung mit anschließender Nachrechnung, welche nachfolgend dargelegt sind.

Vorauswahl einer geeigneten Schraubengröße

Um mit der Vorauswahl einer geeigneten Schraubengröße für die genannte Stelle zu beginnen, muss zuerst die an dieser Stelle auftretende Belastung ermittelt werden. Dies erfolgt auf Grundlage der Anwendung des Schnittprinzips und somit des Freischneidens des oberen Querträgers des Reifenaufnehmers. Das Ergebnis hiervon ist in Abbildung 3-20, S. 60 dargestellt.

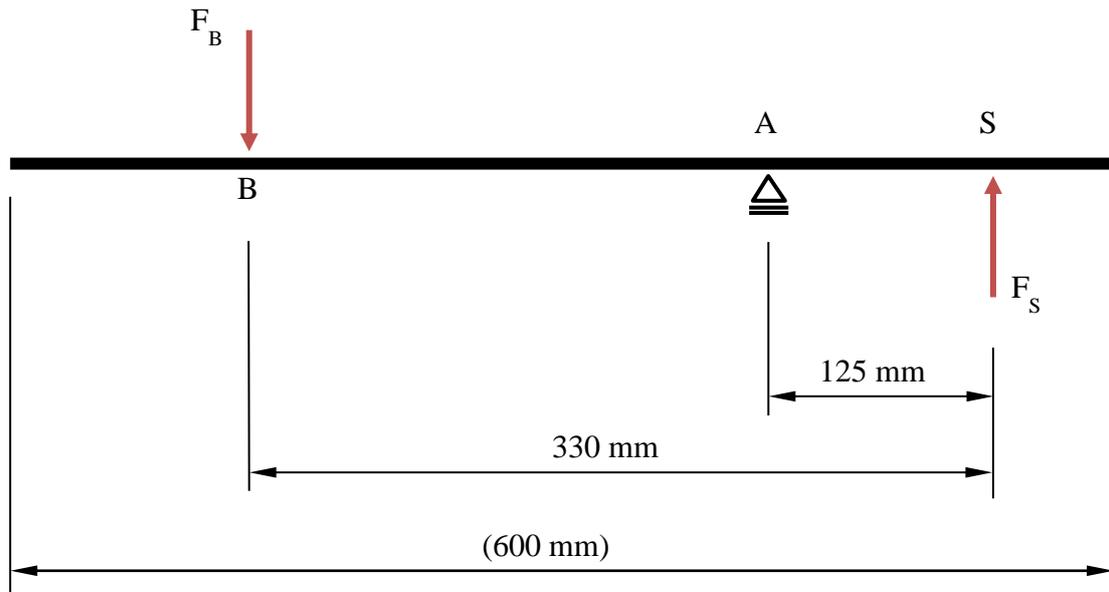


Abbildung 3-20: Modell des oberen Querträgers des Reifenaufnehmers nach dem Freischnitt

Punkt B in Abbildung 3-20 beschreibt den Punkt der Krafteinleitung der Betriebskraft F_B , welche zum Zweck der Sicherheit wie bereits in der FEM-Simulation unter Abschnitt 3.6.1 mit 20 kN angenommen wurde. Der Lagerungspunkt A befindet sich hier an der Stelle, an der die Unterseite der oberen Querstrebe auf der kurzen Kante der Querschnittsfläche der Vertikalstrebe aufliegt (siehe Nr. 2 in Abbildung 3-19, S. 59). Dieser Punkt beschreibt den Drehpunkt der oberen Querstrebe, um den ein Kippen der oberen Querstrebe bei Einleitung der Betriebskraft F_B erfolgt, wenn die zweite Schraube in der oberen Querstrebe (siehe Nr. 3 in Abbildung 3-19, S. 59) vernachlässigt wird. Punkt S bezeichnet die Position der auszulegenden Schraube mit der entsprechend an dieser Stelle auftretenden Schraubenkraft F_S .

Diese Schraubenkraft wird mittels Formel 2 berechnet, welche sich aus der Gleichgewichtsbedingung bei der Drehung um Punkt A ergibt.

$$0 = F_B * (330 \text{ mm} - 125 \text{ mm}) + F_S * 125 \text{ mm} \quad (2)$$

Nach Umstellung der Formel 2 nach F_S und Einsetzen der 20.000 N für die Betriebskraft F_B ergibt sich die Formel 3 für die Schraubenkraft F_S :

$$|F_S| = \frac{20000 \text{ N} * 205 \text{ mm}}{125 \text{ mm}} \quad (3)$$

$$|F_S| \approx 33000 \text{ N}$$

Auf der Grundlage der bekannten Schraubenkraft erfolgt mittels Tabelle 3-4, S. 61 eine Vordimensionierung der Schraube.

Tabelle 3-4: Vordimensionierung von Einschraubenverbindungen nach /VDI-15/

1	2	3	4
Kraft in N	Nenn Durchmesser in mm		
	Festigkeitsklasse		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1.000	M3	M3	M3
1.600	M3	M3	M3
2.500	M3	M3	M4
4.000	M4	M4	M5
6.300	M4	M5	M6
10.000	M5	M6	M8
16.000	M6	M8	M10
25.000	M8	M10	M12
40.000	M10	M12	M14
63.000	M12	M14	M16
100.000	M16	M18	M20
160.000	M20	M22	M24
250.000	M24	M27	M30
400.000	M30	M33	M36
630.000	M36	M39	

Eine Vorgabe ist bereits die Festigkeitsklasse 10.9 der zu nutzenden Schraube. In Spalte 1 der Tabelle 3-4 wird die nächst größere Kraft zu der berechneten Schraubenkraft gewählt. Dies wäre hier 40 kN, in Tabelle 3-4 ist die entsprechende Zelle gelb hervorgehoben. Für eine statische und exzentrisch angreifende Betriebskraft wird laut /VDI-15/ eine Zeile darunter die erforderliche Mindestvorspannkraft der Schraube $F_{Mmin} = 63 \text{ kN}$ abgelesen.

Eine weitere Zeile darunter wird für die Verwendung eines Drehmomentschlüssels beim Anziehen der Schraube nach /VDI-15/ die maximal zu ertragende Vorspannkraft der Schraube $F_{Mmax} = 100 \text{ kN}$ entnommen. Für diese Kraft wird nun in Spalte 3 der Tabelle 3-4 für die Festigkeitsklasse 10.9 die erforderliche Schraubengröße abgelesen.

Diese liegt hier bei einer M18-Schraube, in Tabelle 3-4, S. 61 ist die entsprechende Zelle grün hervorgehoben.

Somit ist eine Schraube mit einem M18-Gewinde für die betrachtete Stelle vordimensioniert worden. Diese Schraube muss hinsichtlich ihrer Festigkeit und Sicherheit gegen Überschreiten ihrer Streckgrenze nachgerechnet werden.

Nachrechnung der Einschraubverbindung

In den ersten Schritten der Nachrechnung wird die elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_s laut Formel 4 berechnet.

$$\delta_s = \delta_{\text{Gew}} + (\delta_{\text{SK}} + \delta_{\text{GM}})$$

$$\delta_s = \frac{l_{\text{Gew}}}{E_s \cdot A_{d3}} + \frac{1,6}{E_s \cdot d} \quad (4)$$

Mit dem Elastizitätsmodul des Schraubenmaterials von $E_s = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und einem Kernquerschnitt des M18-Gewindes $A_{d3} = 175 \text{ mm}^2$ ergibt sich folgende Berechnung:

$$\delta_s = \frac{78 \text{ mm}}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 175 \text{ mm}^2} + \frac{1,6}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 18 \text{ mm}}$$

$$\delta_s = 0,32 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Anschließend erfolgt die Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit der Klemmteile δ_p laut Formel 5.

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan(\varphi)} \cdot \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \cdot \left[l_k - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan(\varphi)} \right]}{E_p \cdot \pi} \quad (5)$$

Nach dem Einsetzen der folgenden Werte in Formel 5 ergibt sich:

$$D_A = 50 \text{ mm}$$

$$d_h = 22 \text{ mm}$$

$$d_w = 27 \text{ mm}$$

$$E_p = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$l_k = 78 \text{ mm}$$

$$w = 2$$

$$\varphi = 30^\circ$$

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{2 * 22 \text{ mm} * \tan(30^\circ)} * \ln \left[\frac{(27 \text{ mm} + 22 \text{ mm}) * (50 \text{ mm} - 22 \text{ mm})}{(27 \text{ mm} - 22 \text{ mm}) * (50 \text{ mm} + 22 \text{ mm})} \right] + \frac{4}{(50 \text{ mm})^2 - (22 \text{ mm})^2} * \left[78 \text{ mm} - \frac{50 \text{ mm} - 27 \text{ mm}}{2 * \tan(30^\circ)} \right]}{21000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \pi}$$

Daraus folgt:
$$\delta_p = 0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Mit der erfolgten Ermittlung der beiden elastischen Nachgiebigkeiten lässt sich das Kraftverhältnis Φ_K laut Formel 6 berechnen.

$$\Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (6)$$

$$\Phi_K = \frac{0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}}{0,32 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + 0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}}$$

$$\Phi_K = 0,09$$

Nachfolgend werden noch Tabellenwerte für die Montagevorspannkraft F_{MTab} und das Anziehdrehmoment M_A benötigt, welche Tabellen aus /VDI-15/ entnommen werden können. Beide Werte gelten für eine Ausnutzung der Streckgrenze der Schraube von 90 % und für eine Reibungszahl im Gewinde $\mu_G = 0,12$.

Für eine Schraube M18 der Festigkeitsklasse 10.9 gilt nach /ISO-13/:

$$F_{MTab} = 145 \text{ kN}$$

$$M_A = 420 \text{ Nm.}$$

Anschließend wird laut Formel 7 die minimale Vorspannkraft F_{Vmin} ermittelt, welche nach dem Setzvorgang an der Schraube wirkt.

$$F_{Vmin} = F_{Mmin} - F_Z \quad (7)$$

$$F_{Vmin} = F_{Mmin} - \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p}$$

Der Gesamtsetzbetrag f_z ergibt sich hier laut /VDI-15/ zu $f_z = 0,008 \text{ mm}$. Somit ergibt sich für die minimale Vorspannkraft F_{Vmin} :

$$F_{Vmin} = 63000 \text{ N} - \frac{0,008 \text{ mm}}{0,32 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + 0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}}$$

$$F_{Vmin} \approx 60700 \text{ N}$$

Nachdem alle an der Verschraubung auftretenden Kräfte und andere Größen berechnet wurden, erfolgt die Berechnung der auftretenden Spannung und Sicherheit der Schraubverbindung. In Formel 8 erfolgt zunächst die Berechnung der Vergleichsspannung im Montagezustand σ_{vB} .

$$\sigma_{vB} = \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + 3 * (k_{\tau} * \tau_{tmax})^2} \quad \text{mit } k_{\tau} = 0,5$$

$$\sigma_{vB} = \sqrt{\left(\frac{F_{MTab} + (\Phi_K * F_B)}{A_S}\right)^2 + 3 * \left(k_{\tau} * \frac{F_{MTab} * (0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_G)}{\frac{\pi}{16} * \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^3}\right)^2} \quad (8)$$

$$\sigma_{vB} = \sqrt{\left(\frac{145000 \text{ N} + (0,09 * 20000 \text{ N})}{193 \text{ mm}^2}\right)^2 + 3 * \left(0,5 * \frac{145000 \text{ N} * (0,16 * 2,5 \text{ mm} + 0,58 * 16,37 \text{ mm} * 0,12)}{\frac{\pi}{16} * \left(\frac{16,37 \text{ mm} + 14,93 \text{ mm}}{2}\right)^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{vB} \approx 802 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mittels dieser Vergleichsspannung und einer Streckgrenze $R_{p0,2} = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ der Schraube der Festigkeitsklasse 10.9 lässt sich die Sicherheit gegen Überschreiten dieser Streckgrenze der Schraube laut Formel 9 ermitteln.

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{vB}} \geq 1,0 \quad (9)$$

$$S_F = \frac{900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{802 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \geq 1,0$$

$$S_F = 1,1 \geq 1,0 = S_{F\text{erf}} \quad \rightarrow \quad \text{i. O.}$$

Das Ergebnis der Sicherheitsberechnung zeigt, dass die Sicherheit gegen Überschreiten der Streckgrenze der Schraube mit $S_F = 1,1$ der Vorgabe $S_{F\text{erf}} \geq 1,0$ entspricht.

In Tabelle 3-5, S. 65 sind alle Ergebnisse der vorhergehenden Berechnung zusammengefasst.

Tabelle 3-5: Zusammenfassung der Ergebnisse der Schraubenberechnung

Größe	Ergebnis	Benennung
d	18 mm	Nenn Durchmesser der Schraube
F _S	33 kN	Schraubenkraft
δ _S	$0,32 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
δ _P	$0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$	elastische Nachgiebigkeit der Klemmteile
Φ _K	0,09	Kraftverhältnis
F _{Vmin}	60,7 kN	minimale Vorspannkraft
σ _{vB}	$802 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Vergleichsspannung im Montagezustand
S _F	1,1	Sicherheit gegen Überschreiten der Streckgrenze der Schraube

Um in der Praxis noch etwas mehr Spielraum für zukünftige Messungen mit einer möglicherweise höheren Betriebskraft zu erzeugen, wird für den Bohrmomentprüfstand an der betrachteten Stelle eine Zylinderschraube M20 mit Innensechskant gewählt. Wird die vorhergehende Berechnung mit einer Zylinderschraube M20 mit deren entsprechenden Parametern unter Nutzung der Formeln 2 bis 9 wiederholt, ergeben sich folgende Ergebnisse:

$$\delta_S = 0,2 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_P = 0,03 * 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\Phi_K = 0,13$$

$$F_{MTab} = 186 \text{ kN}$$

$$M_A = 592 \text{ Nm}$$

$$F_{Vmin} = 60 \text{ kN}$$

$$\sigma_{vB} = 810 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = 1,1 \geq 1,0 = S_{F_{erf}} \quad \rightarrow \quad \text{i. O.}$$

Somit ist gezeigt, dass auch eine Schraube M20 die erforderliche Sicherheit gegen Überschreiten der Streckgrenze $S_{\text{Fef}} = 1,0$ erfüllt und ohne Bedenken die auftretenden Belastungen an der betrachteten Stelle aushält. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass die Berechnung der Schraubenkraft und somit auch der Sicherheitsnachweis mit der doppelten Betriebskraft erfolgt ist. Außerdem wurde die zweite Schraube in dem oberen Querträger in der Berechnung komplett vernachlässigt, diese trägt jedoch auch noch zur Festigkeit und Stabilität des Reifenaufnehmers bei. Durch diese zwei nicht berücksichtigten Elemente liegt der Berechnung noch eine zusätzliche Sicherheit zugrunde, welche sich nicht in den Berechnungsergebnissen widerspiegelt.

4 Messprozess des Reifenbohrmomentes

Die Messung des Reifenbohrmomentes erfolgt auf dem im Zusammenhang mit dieser Arbeit entwickelten Reifenbohrmomentprüfstand. In diesem Kapitel werden zu Beginn in Abschnitt 4.1 kurz die verwendeten Reifen beschrieben, mit denen die Reifenbohrmomente gemessen wurden. Anschließend wird der Prüfablauf aller Messungen und somit die Prüfvorgaben in Abschnitt 4.2 näher erläutert.

4.1 Reifenbeschreibung

Wie in Tabelle 3-2 auf Seite 37 aufgeführt ist, wurde zu Beginn ein kompletter Satz einer einzigen Reifendimension, bestehend aus vier Reifen eines Herstellers, genutzt. Dieser Reifenkomplettsatz dient vor allem dazu, zu überprüfen, ob der Prüfstand unter identischen Ausgangsbedingungen bei wiederholten Messungen vergleichbare und konstante Ergebnisse liefert.

Zusätzlich zu diesem Reifensatz wurden drei verschiedene Reifen von unterschiedlichen Herstellern und verschiedenen Dimensionen verwendet, anhand derer letztendlich die eigentlichen Bohrmomentmessungen durchgeführt wurden.

Zuletzt wurde ein Reifen eines Firmenfahrzeuges der IAMT untersucht. Mit diesem Fahrzeug ist, unabhängig von dieser Arbeit, in der Vergangenheit ein Fahrversuch durchgeführt worden, bei dem unter anderem das Bohrmoment beim Lenken im Stand gemessen wurde. Einer dieser Reifen soll auf dem Bohrmomentprüfstand dazu dienen, mittels eines Vergleiches dieser zuvor gesammelten Daten mit den Ergebnissen der Prüfstandsmessung zu bestimmen, inwiefern der Reibwert der Aufstandsfläche dem Reibwert der realen Fahrbahn entspricht.

In der folgenden Tabelle 4-1 auf Seite 68 wird daher eine kurze Zusammenfassung der Dimensionen und Eigenschaften, vor allem der Reifenhärte nach Shore, dieser acht Reifen gegeben. Die Shore-Härte wurde hierbei zum Vergleich der Reifen untereinander mit einem analogen Handmessgerät der Westsächsischen Hochschule Zwickau ermittelt. Da dieses Gerät aber nicht nach aktuellen Standards kalibriert ist, werden diese Härtewerte im Folgenden nur als vergleichende Relativwerte der Reifen untereinander aufgenommen. Da die Reifen des Komplettsatzes die Neuesten der gesamten Messungen sind,

wird die Härte dieser Reifen als Referenzwert definiert und entspricht 100 Prozent der gemessenen Härte-Werte.

Tabelle 4-1: Reifenbeschreibung der untersuchten Reifen

Reifendimension	Reifenhersteller und -typ	Produktionswoche	Profiltiefe	Härtewert [in % des Referenzwertes]
195/45 R15 78V	Platin RP410 Diamant	13/2018	7 mm	103
225/40 R18 92Y XL	Bravuris 3 HM	49/2017	5 mm	106
245/53 ZR20 95Y	Bridgestone Potenza S007	03/2023	6 mm	100
215/60 R16 95V (Komplettsatz)	Bridgestone Turanza T005	38/2023	5 mm	100
215/60 R16 99V XL (aus Fahrversuch)	Point-S Summer S	18/2022	5 mm	103

4.2 Prüfvorgaben

Vor Beginn der eigentlichen Messungen wurde der Prüfablauf in einer Software der Firma MTS Systems vordefiniert. Hierbei wird in die Software eingegeben, ob die Hydraulikzylinder weg- oder kraftgeregelt angesteuert werden und welche entsprechende Kraft oder welcher Weg umgesetzt werden soll. Außerdem wird die Reihenfolge der einzelnen Laststufen definiert, welche von den beiden Hydraulikzylindern realisiert werden sollen. Zuletzt wird festgelegt, welche Messgrößen erfasst und aufgezeichnet werden.

Dementsprechend wird nachfolgend der zuvor in dieser Software festgelegte Prüfablauf beschrieben, der während jeder Messung durchlaufen wird.

Ein Zyklus innerhalb einer Messung besteht immer aus dem Aufbringen der Radaufstandskraft von dem vertikal eingebauten Hydraulikzylinder, dem folgenden Start der Aufzeichnung der relevanten Messwerte und daran anschließend dem Einleiten des

Lenkwinkels durch den waagrecht montierten Hydraulikzylinder mit entsprechend mehrmaligem Lenken des Rades in die jeweiligen Endanschläge. Hierbei wird das Rad zuerst in den linken Endanschlag, dann in den rechten Endanschlag und anschließend wieder in den linken Endanschlag bewegt. Die Endanschläge liegen, bedingt durch den Verstellweg des waagrecht verbauten Hydraulikzylinders, bei einer Auslenkung aus der Neutralstellung des Rades von $\pm 25^\circ$. Als Mittelwert der in Kapitel 2.3.1 genannten Literaturwerte wird dieser Lenkvorgang mit einer konstanten Lenkgeschwindigkeit von 10 Grad pro Sekunde realisiert.

Die Messgrößen, die während der Messprozedur erfasst werden, sind:

- die Radaufstandskraft, aufgebracht vom vertikal montierten Hydraulikzylinder
- der Verstellweg des waagrecht montierten Hydraulikzylinders
- die Kraft des waagrecht montierten Hydraulikzylinders
- das Bohrmoment zwischen Reifen und Aufstandsfläche
- der Drehwinkel des Reifenaufnehmers und somit auch des Reifens an sich

Der erste Zyklus wird mit einer Radaufstandskraft von 1 kN durchgeführt, unter welcher das Rad zehn Mal in die Endanschläge ausgelenkt wird. Dies dient dazu, den Abschnitt der Lauffläche des Reifens, mit welchem dieser mit der Aufstandsfläche in Kontakt tritt, „einzuschleifen“, also von möglichen Verunreinigungen zu befreien und durch die dadurch angeraute Lauffläche des Reifens konstantere Ergebnisse zu erhalten.

Im zweiten Zyklus wird die Radaufstandskraft auf 2 kN gesteigert und somit die erste relevante Messstufe erreicht. Mit dieser Aufstandskraft wird das Rad jeweils drei Mal in die beiden Endanschläge gelenkt. Nach Abschluss dieses Zyklus wird die Radaufstandskraft auf 5 kN gesteigert. Unter dieser Belastung wird das Rad sechs Mal ausgelenkt, da vorherige Testmessungen gezeigt haben, dass bei nur dreimaligem Lenken Differenzen zwischen den einzelnen Lenkungen bestehen, welche sich durch Verdopplung der Lenkungsanzahl erheblich verringern lassen. Anschließend wird die letzte Radaufstandskraft in Höhe von 8 kN eingeleitet. Auch hier wird jeweils sechs Mal in die beiden Endanschläge gelenkt. Nach Fertigstellung dieses Zyklus wird das Rad wieder in die Nullposition zurückgelenkt und die Radaufstandskraft auf 0 kN zurückgefahren. Damit ist die erste Messung eines Rades abgeschlossen.

Da das Rad nicht drehbar an dem Reifenaufnehmer montiert ist, muss dieses nach jeder Messung von dem Reifenaufnehmer abgeschraubt, manuell um durch den Lochkreis jeder Felge bedingte 72 Grad gedreht und anschließend wieder mit dem Reifenaufnehmer verschraubt werden. Dies geschieht, damit bei möglichst vielen Messungen ein unberührter Abschnitt der Lauffläche des Reifens in Kontakt mit der Aufstandsfläche tritt. Gleichzeitig wird in diesem Schritt der Reifenluftdruck kontrolliert. Diese Prozedur wird drei Mal wiederholt. Nach dem dritten Messdurchlauf wird der Luftdruck des Reifens auf den nächsten vorgegebenen Reifenluftdruck angepasst und die gesamte Prozedur erneut durchgeführt, ebenso mit dem letzten zu untersuchenden Luftdruck.

Wenn dann ein Reifen jeweils mit den drei verschiedenen Luftdrücken die Messprozedur durchlaufen hat, wird der nächste Reifen auf dem Prüfstand montiert. Hierbei ist darauf zu achten, dass die in Abbildung 3-9 auf Seite 48 beschriebene Verstellmöglichkeit des Reifenaufnehmers genutzt wird, um den neuen Reifen mit einer eventuell anderen Einpresstiefe des Rades wieder genau mittig auf der Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes auszurichten.

Eine Ausnahme von diesem letzten Schritt der Luftdruckänderung bilden die Messungen der Reifen des Reifensatzes. Da es bei diesen nur darum geht, die Vergleichbarkeit der Messungen untereinander bei gleichen Ausgangsbedingungen zu kontrollieren, ist es nicht nötig, Messungen mit mehr als einem Reifenluftdruck durchzuführen.

Damit ist die Beschreibung der Voraussetzungen und Prüfabläufe der Bohrmomentmessungen abgeschlossen. Im nächsten Kapitel folgt die Auswertung der Messergebnisse und deren Interpretation.

5 Auswertung der Reifenbohrmomentmessungen

In diesem Kapitel erfolgt die Auswertung der auf dem Reifenbohrmomentprüfstand erfassten Daten.

5.1 Allgemeine Ergebnisdarstellung am Beispiel der Messergebnisse eines Reifens des Reifensatzes

Dieser Abschnitt befasst sich mit der allgemeinen Darstellung der Messergebnisse an dem Beispiel der Messung des Reifens 1 des Reifensatzes. Dies dient zur Beschreibung und Erläuterung der Ergebnisdiagramme, wie sie bei den nachfolgenden Reifen ebenfalls auftreten werden.

In Abbildung 5-1 ist das Ergebnisdiagramm der Reifenbohrmomentmessung eines Reifens der Dimension 215/60 R16 mit einem Luftdruck von 2,25 bar unter Einwirkung einer Radaufstandskraft von 5 kN dargestellt.

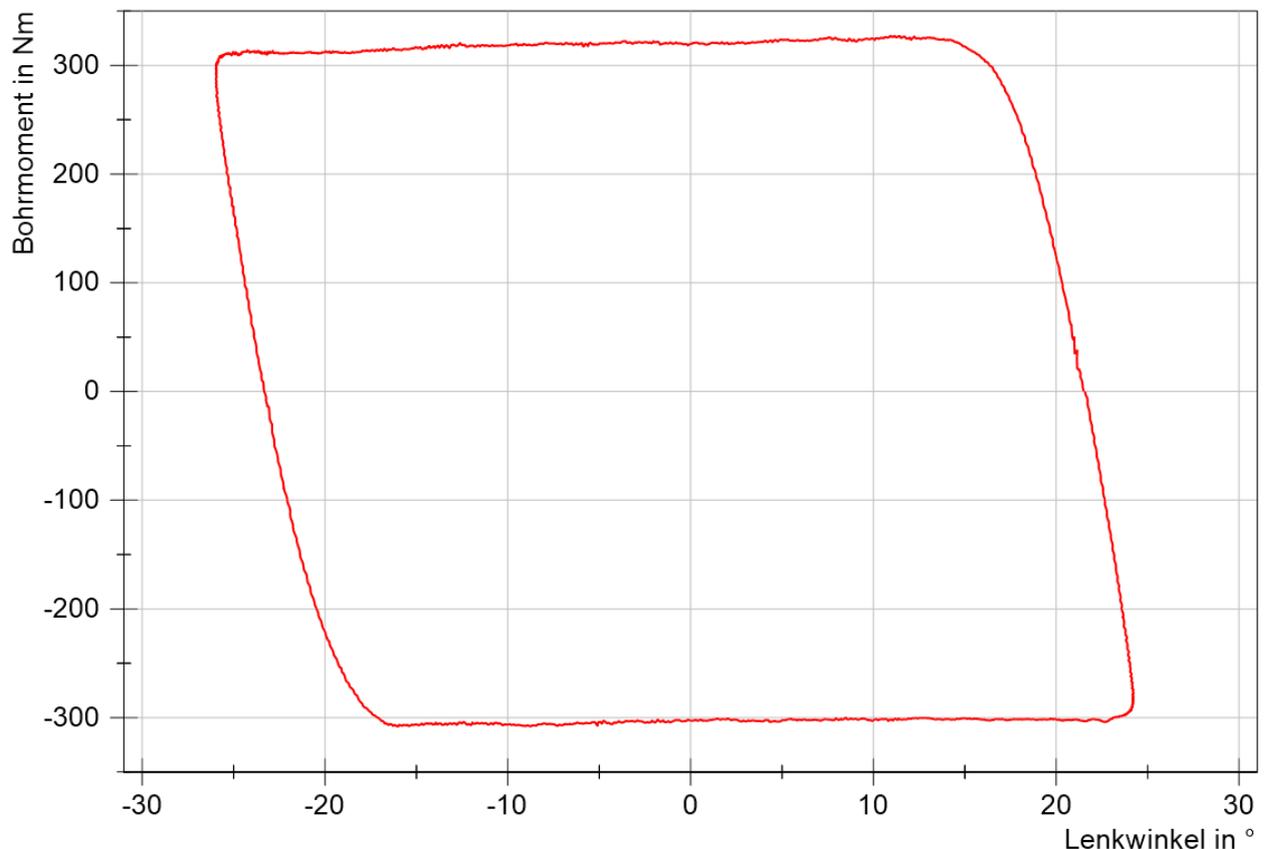


Abbildung 5-1: exemplarischer Bohrmomentverlauf unter Einwirkung einer Radaufstandskraft von 5 kN

Dieses Diagramm zeigt den gemittelten Bohrmomentverlauf des Reifens über dem Lenkwinkel unter Einwirkung einer einzelnen Radaufstandskraft. Dabei entsteht ein parallelogrammförmiger Verlauf des Bohrmomentes. Der gezeigte Kurvenverlauf wurde dabei entgegen des Uhrzeigersinns aufgezeichnet, sodass die Umkehrpunkte im Lenkvorgang jeweils oben links und unten rechts des Graphen angesiedelt sind.

Es ist zu erkennen, dass das Reifenbohrmoment nach Erreichen der Umkehrpunkte jeweils bis zu einem Maximalwert ansteigt und danach bei weiterem Lenken bis in den anderen Umkehrpunkt annähernd konstant bleibt. Dann geschieht dasselbe erneut, bis wieder der erste Umkehrpunkt erreicht wird.

Dies ist dem besonderen Reibungsverhalten des Reifenmaterials geschuldet. Ist ein Umkehrpunkt erreicht, wird begonnen, in die andere Richtung zu lenken. Während der ersten Gradänderungen haften die Gummielemente der Reifenlauffläche auf der Aufstandsfläche des Prüfstandes. Daher baut sich das Bohrmoment in dieser Phase annähernd kontinuierlich auf. Wird daraufhin ein bestimmter Schwellenwert des Lenkwinkels erreicht, beginnen die Gummielemente in der Reifenlauffläche auf der Aufstandsfläche zu gleiten. Dadurch steigt das Bohrmoment nicht mehr weiter an und bleibt annähernd konstant bis in den anderen Umkehrpunkt.

5.2 Reproduzierbarkeit der Messergebnisse

Anhand der vier Reifen des Reifensatzes ist untersucht worden, ob der Reifenbohrmomentprüfstand reproduzierbare und konstante Ergebnisse liefert. In den folgenden Abbildungen 5-2 bis 5-4 der Seiten 73 bis 75 ist daher der Bohrmomentverlauf dieser vier Reifen unter den drei relevanten Radaufstandskräften (2 kN, 5 kN und 8 kN) dargestellt.

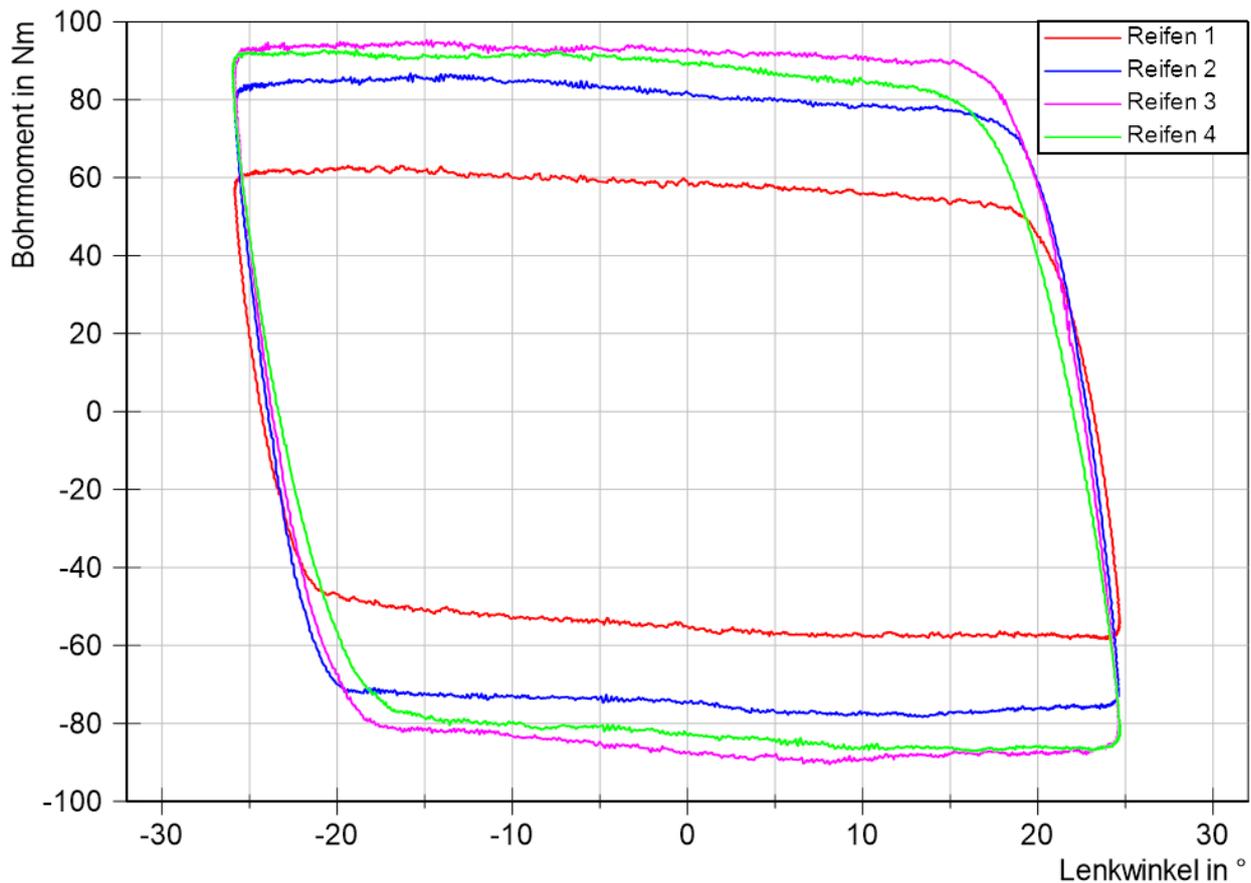


Abbildung 5-2: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifensatzes bei 2 kN Radaufstandskraft

Die Abbildung 5-2 zeigt den Bohrmomentverlauf aller vier Reifen des Reifensatzes bei einem konstanten Luftdruck von 2,25 bar unter Einwirkung einer Radaufstandskraft von 2 kN. Es fällt auf, dass bei der Messung von Reifen 1 ein noch deutlich geringeres Bohrmoment entsteht als bei den folgenden drei Reifen, bei welchen ein Bohrmoment zwischen etwa 75 Nm und 95 Nm erfasst wurde. Der Grund für die Abweichung des Reifens 1 liegt darin, dass die Aufstandsfläche des Prüfstandes, auf dem der Reifen verdreht wurde, zum Zeitpunkt dieser Messung noch vergleichsweise unberührt war. Es hat sich hierbei erst nach wiederholten Messungen ein Zustand eingestellt, bei dem der Untergrund „eingeschliffen“ wurde und keine solch deutlichen Abweichungen mehr zu verzeichnen waren. Anlage 5 ist die optische Entwicklung der Aufstandsfläche des Prüfstandes vom Beginn bis zum Abschluss der Messungen zu entnehmen.

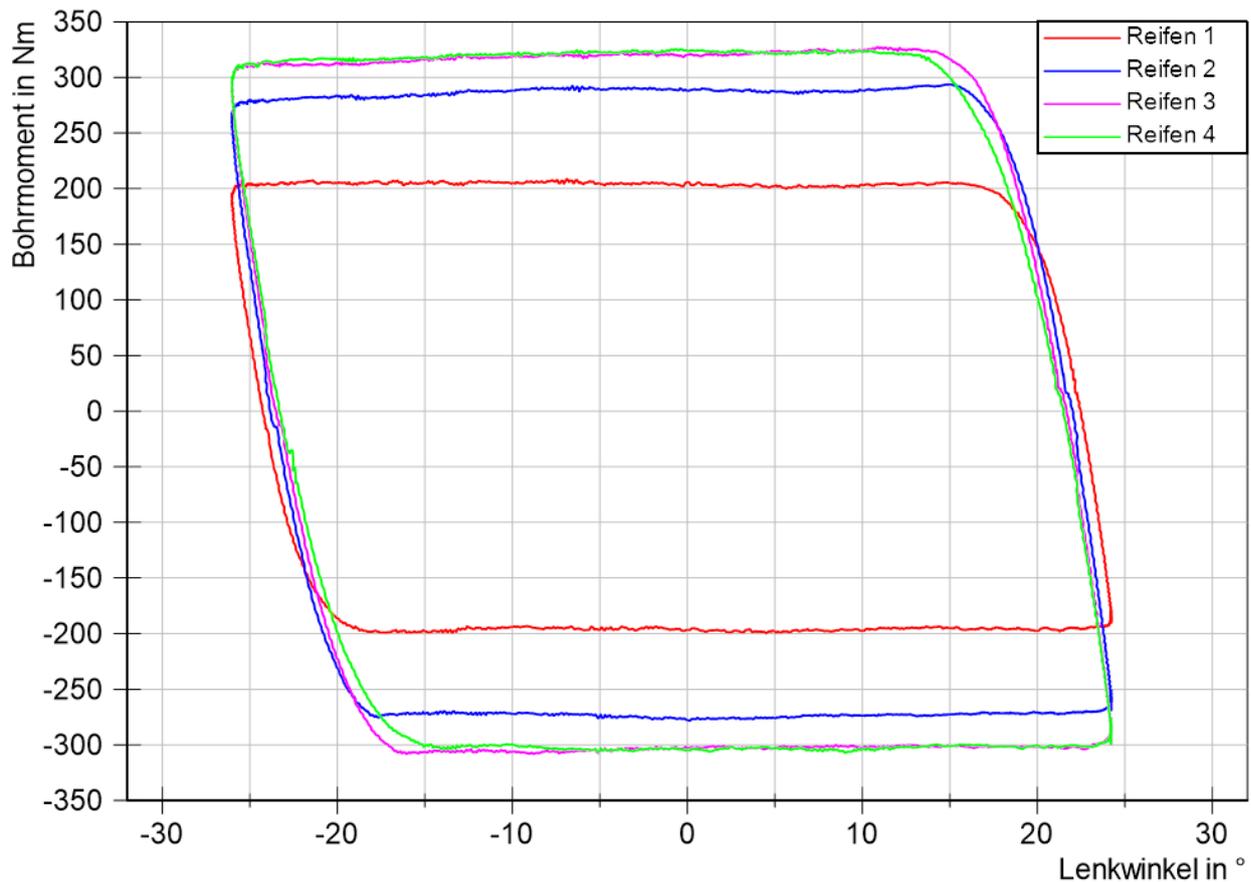


Abbildung 5-3: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifensatzes bei 5 kN Radaufstandskraft

Abbildung 5-3 zeigt den Bohrmomentverlauf aller vier Reifen des Reifensatzes bei einem konstanten Reifenluftdruck von 2,25 bar unter Einwirkung einer Radaufstandskraft von 5 kN. Hier verhält es sich mit Reifen 1 genauso wie bei einer Radaufstandskraft von 2 kN. Dieses zu den anderen drei Reifen abweichende Messergebnis ist ebenfalls der noch neuen Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes geschuldet.

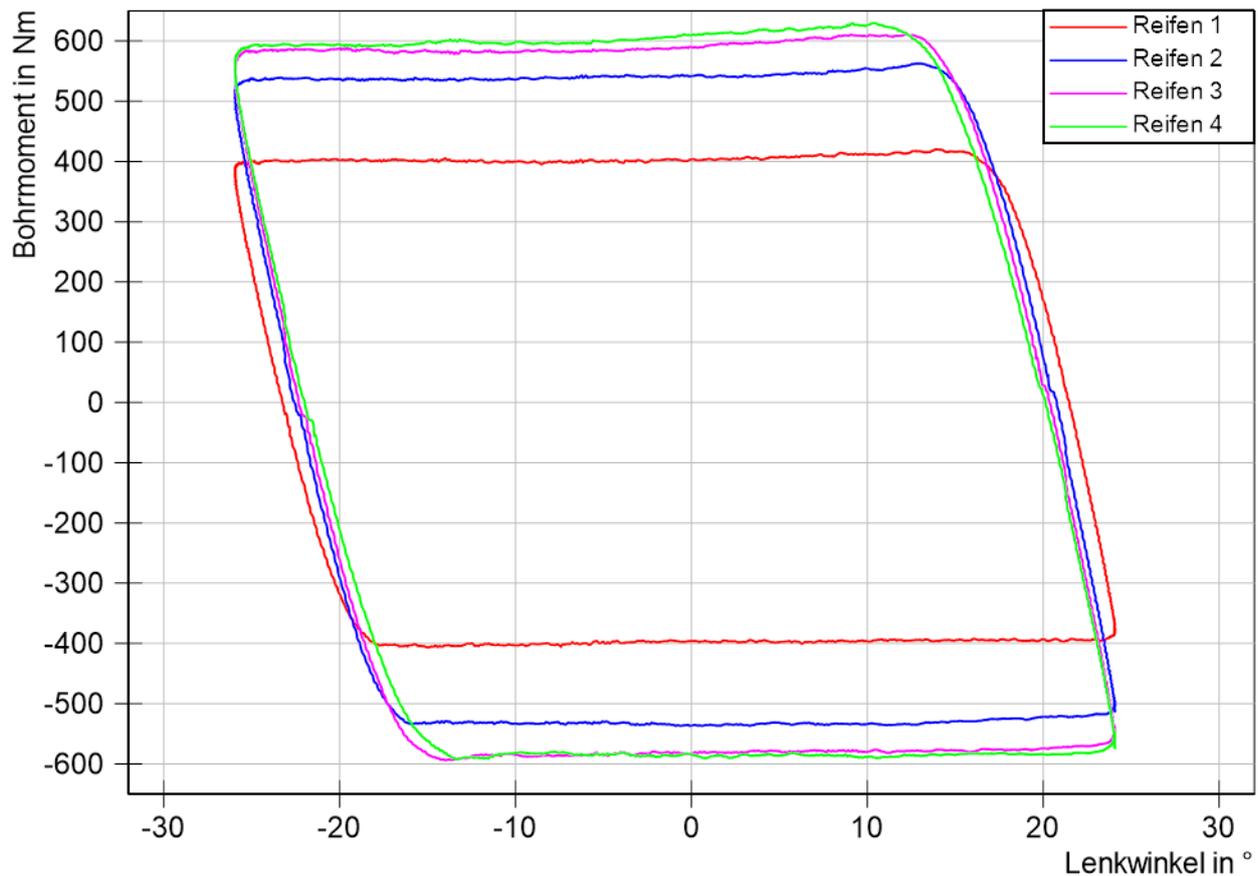


Abbildung 5-4: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Reifen des Reifensatzes bei 8 kN Radaufstandskraft

In Abbildung 5-4 ist der Bohrmomentverlauf aller Reifen des Reifensatzes bei einem konstanten Luftdruck von 2,25 bar und einer Radaufstandskraft von 8 kN gezeigt. Auch hier setzt sich das Schema fort, in dem Reifen 1 niedrigere Werte für das Bohrmoment zeigt. Andererseits ist bei den anderen drei Reifen mittlerweile zu erkennen, dass sich die Bohrmomentverläufe der einzelnen Reifen etwas aneinander annähern. Betrug die Abweichung von Reifen 3 zu Reifen 2 bei einer Radaufstandskraft von 2 kN noch etwa 16 %, reduzierte sich diese Abweichung bei einer Radaufstandskraft von 8 kN auf etwa 7 %. Diese Verringerung der Abweichung der Reifen untereinander ist der Entwicklung der Aufstandsfläche des Reifenbohrmomentprüfstandes zuzuschreiben, da sich diese mit jeder weiteren Messung verändert. Da in der Prüfreihenfolge festgelegt wurde, dass erst Reifen 1 unter allen Radaufstandskräften gemessen wird, danach Reifen 2 und zuletzt die Reifen 3 und 4, ist die Aufstandsfläche bei den ersten beiden Reifen noch relativ frisch. Bei der Messung der letzten beiden Reifen sind jedoch schon einige Messungen durchgeführt worden und die Aufstandsfläche hat einen Zustand einer einigermaßen unveränderlichen Oberfläche erreicht. Dies ist auch daran zu erkennen, dass die

Bohrmomentverläufe der Reifen 3 und 4 vor allem bei Radaufstandskräften von 5 kN und 8 kN fast identische Werte ergeben.

Damit ist auch gezeigt, dass die Messungen auf dem Bohrmomentprüfstand bei den gleichen Ausgangsbedingungen nach einer ausreichenden Vorbereitung der Aufstandsfläche konstant identische Werte liefern.

5.3 Messergebnisse der Einzelreifen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Bohrmomentmessungen der Einzelreifen der Dimensionen 195/45 R15 78V, 225/40 R18 92Y XL und 245/35 ZR20 95Y behandelt. Dabei geht es im Abschnitt 5.3.1 um den Einfluss der Radaufstandskraft, im Abschnitt 5.3.2 vor allem um den Einfluss der verschiedenen Reifenfülldrücke bei den drei Radaufstandskräften und im Abschnitt 5.3.3 mittels eines Vergleiches der Reifen untereinander um den Einfluss der Reifengröße und somit der Reifenaufstandsfläche.

5.3.1 Einfluss der Radaufstandskraft

In der folgenden Abbildung 5-5 auf Seite 77 sind die Bohrmomentverläufe eines kompletten Messdurchlaufes mit allen Radaufstandskräften unter demselben Reifenluftdruck von 2,25 bar desselben Reifens dargestellt und zeigen den Einfluss der Radaufstandskraft auf das Reifenbohrmoment.

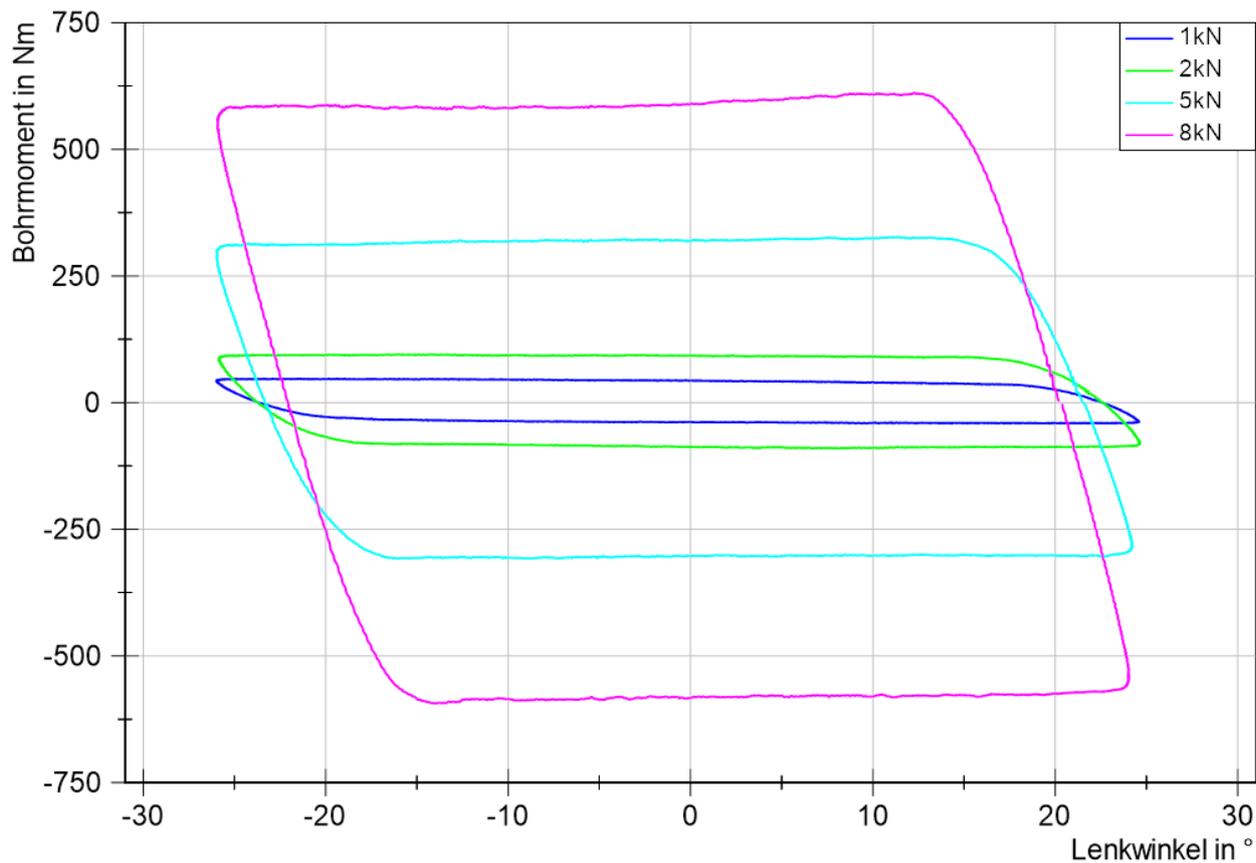


Abbildung 5-5: exemplarische Bohrmomentverläufe aller Radaufstandskräfte des Reifens 1 des Reifensatzes

Dem dargestellten Ergebnisdiagramm des Reifenbohrmomentverlaufes über dem Lenkwinkel ist zu entnehmen, dass bei größerer Radaufstandskraft auch das maximal erreichte Bohrmoment größer wird. Dies liegt an der durch die erhöhte Radaufstandskraft flächenmäßig vergrößerten Kontaktfläche des Reifens mit dem Untergrund. Dadurch treten mehr Gummielemente des Reifens mit dem Untergrund in Kontakt und erzeugen somit eine größere Reibfläche, welche wiederum größere Bohrmomente übertragen kann, bevor sich Haftreibung in Gleitreibung umwandelt.

Dieses annähernd proportionale Verhalten aller Reifen bei einem Reifendruck von 2,4 bar ist in Abbildung 5-6 auf Seite 78 grafisch dargestellt, womit der in Formel 10 gezeigte Zusammenhang gilt:

$$M_z \sim F_B \quad (10)$$

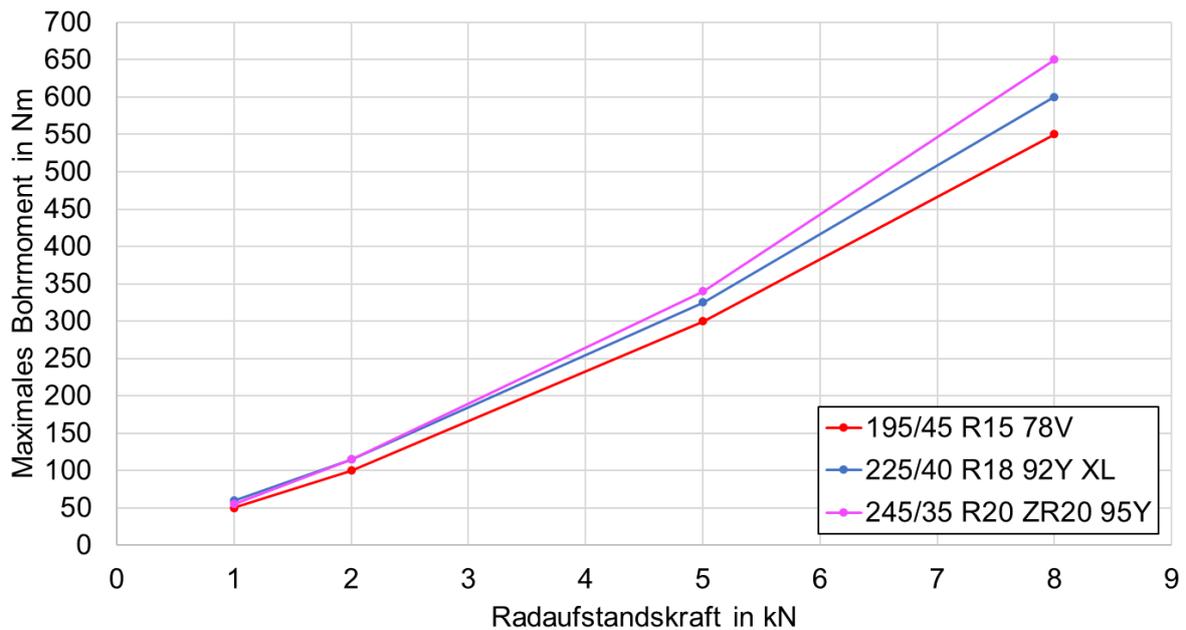


Abbildung 5-6: Einfluss der Radaufstandskraft auf das maximale Reifenbohrmoment bei einem Reifendruck von 2,4 bar

5.3.2 Einfluss des Reifenfülldruckes

Gemessen wurden hier laut dem in Tabelle 3-2 auf Seite 37 aufgeführten Anforderungskatalog für die zu messenden Reifen die Reifendrucke 1,8 bar, 2,4 bar und 3,0 bar. Beispielhaft wird dieser Zusammenhang bei einer Radaufstandskraft von 5 kN für jeden Reifen erläutert. Die Diagramme für 2 kN und 8 kN können Anlage 6 entnommen werden.

Die Bohrmomentverläufe der verschiedenen Reifendrucke bei einer Radaufstandskraft von 5 kN des kleinsten Einzelreifens der Dimension 195/45 R15 78V sind in der nachfolgenden Abbildung 5-7 auf Seite 79 dargestellt.

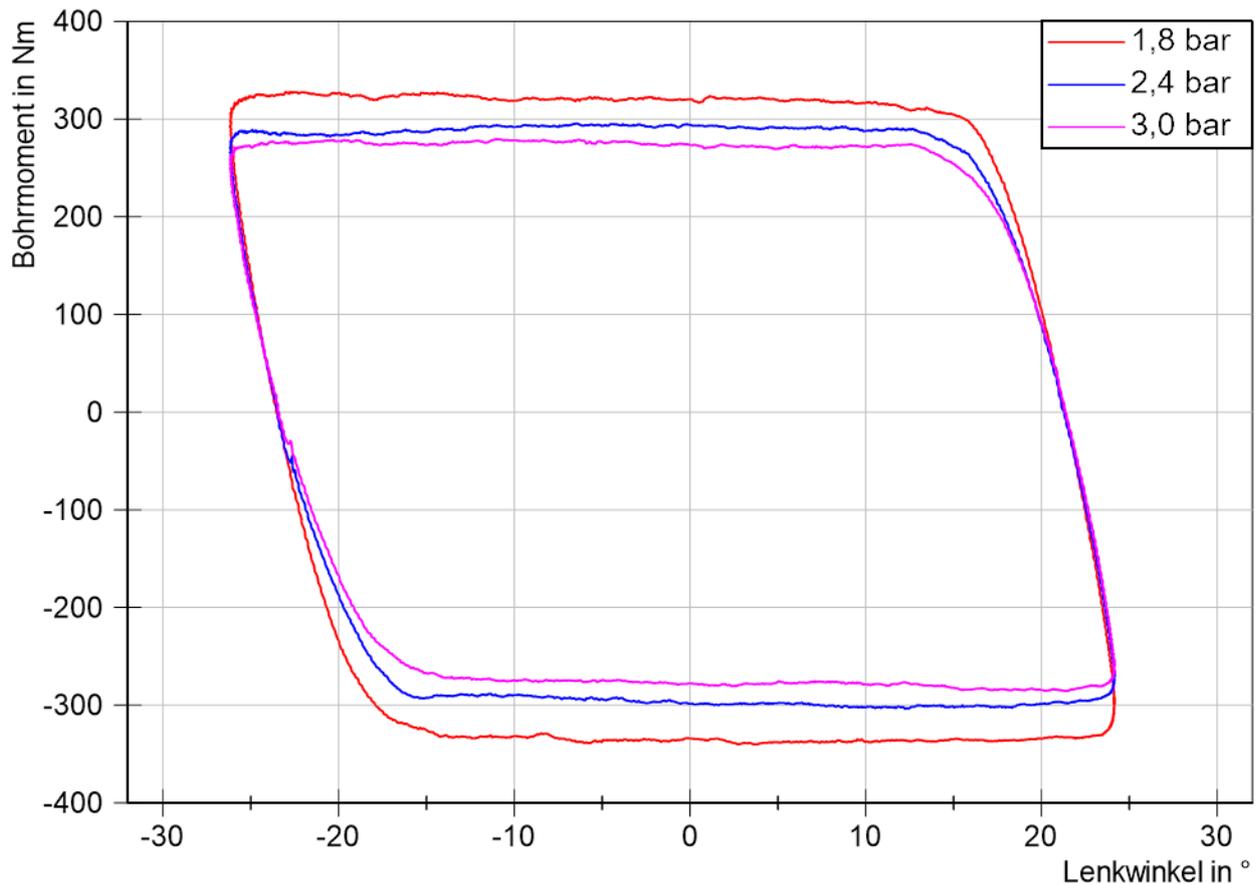


Abbildung 5-7: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 195/45 R15 78V (5 kN)

Aus Abbildung 5-7 geht hervor, dass bei steigendem Reifendruck das maximale Reifenbohrmoment kleiner wird. Auch dies ist mit der Größe der Reifenaufstandsfläche zu erklären. Denn je größer der Reifendruck ist, desto kleiner wird die Aufstandsfläche. Dadurch stehen weniger Gummielemente der Lauffläche in Kontakt mit dem Untergrund und können somit geringere Bohrmomente als bei einer größeren Kontaktfläche übertragen.

Die Bohrmomentverläufe des zweiten Einzelreifens der Dimension 225/40 R18 92Y XL sind in Abbildung 5-8 auf Seite 80 abgebildet. Das Ergebnis auf den Fülldruckeinfluss bezogen ist das gleiche wie bei dem ersten Einzelreifen. Auch hier erzeugt ein niedriger Reifenfülldruck ein höheres Bohrmoment als ein höherer Reifenfülldruck.

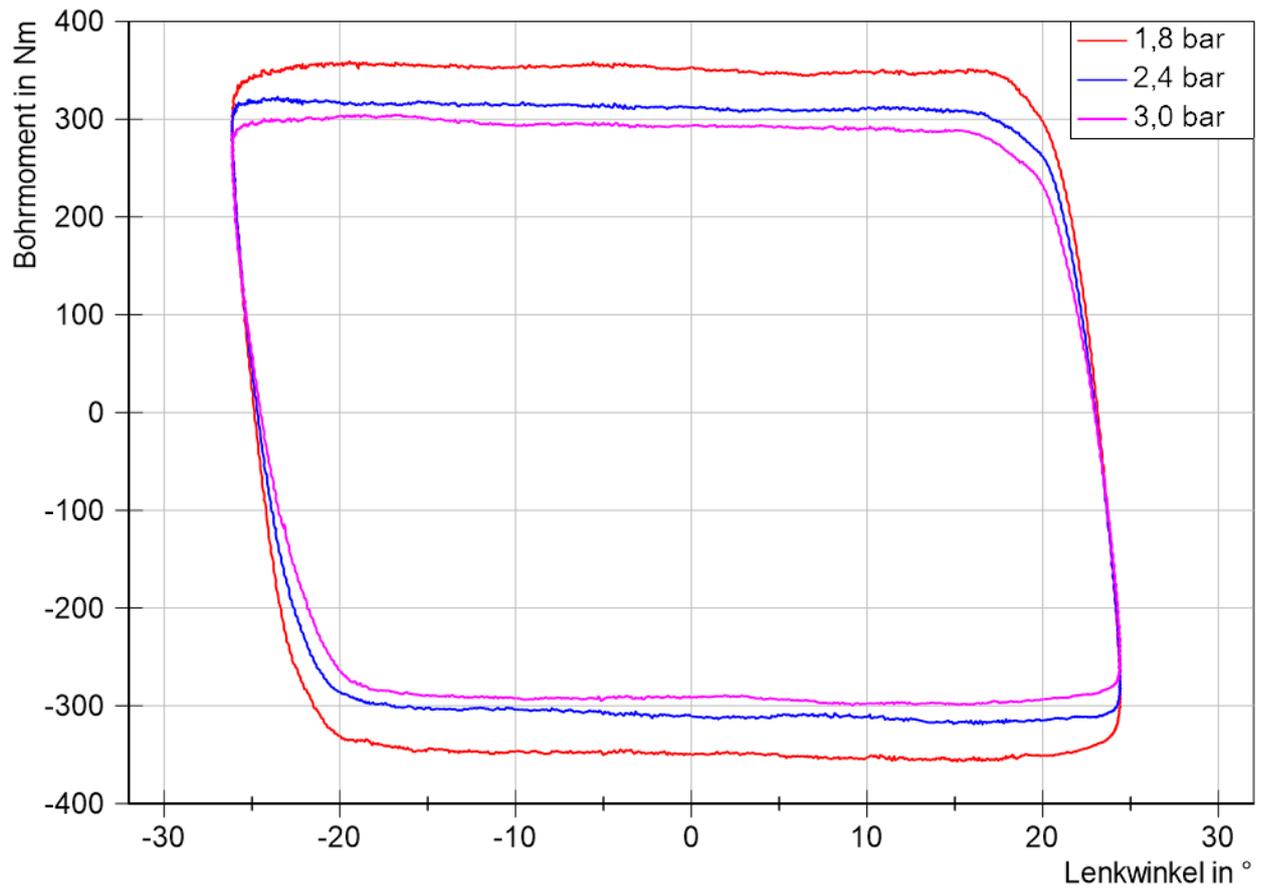


Abbildung 5-8: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 225/40 R18 92Y XL

Genauso verhält es sich mit dem letzten der drei Einzelreifen mit der Dimension 245/35 ZR20 95Y, entnehmbar der Abbildung 5-9 auf Seite 81.

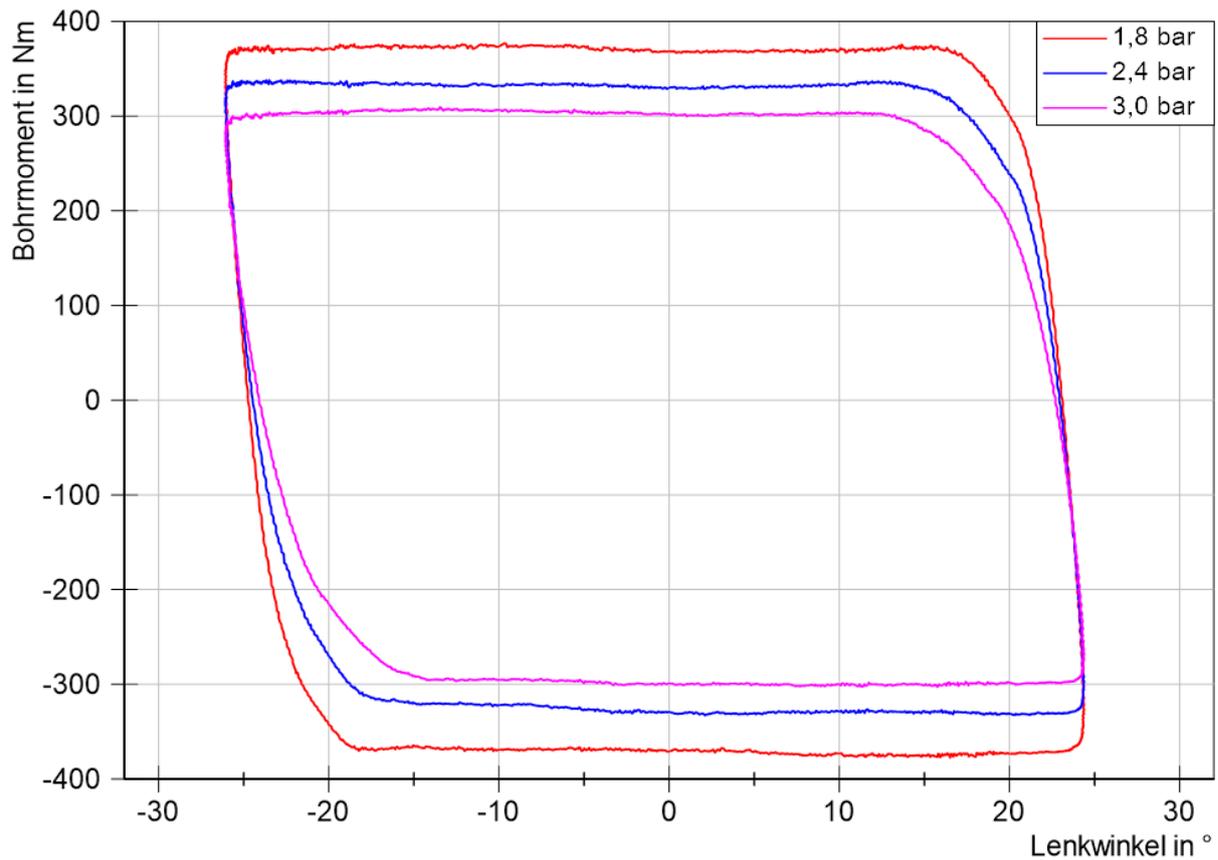


Abbildung 5-9: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 245/35 ZR20 95Y

Aus den Abbildungen 5-7 bis 5-9 auf den Seiten 79 bis 81 geht hervor, dass sich das erreichte Reifenbohrmoment umgekehrt proportional zum eingestellten Reifendruck verhält. Es gilt somit Formel 11:

$$M_z \sim \frac{1}{p_R} \quad (11)$$

Dieser annähernd umgekehrt proportionale Zusammenhang der drei Reifen bei einer Radaufstandskraft von 5 kN ist in Abbildung 5-10 auf Seite 82 grafisch veranschaulicht.

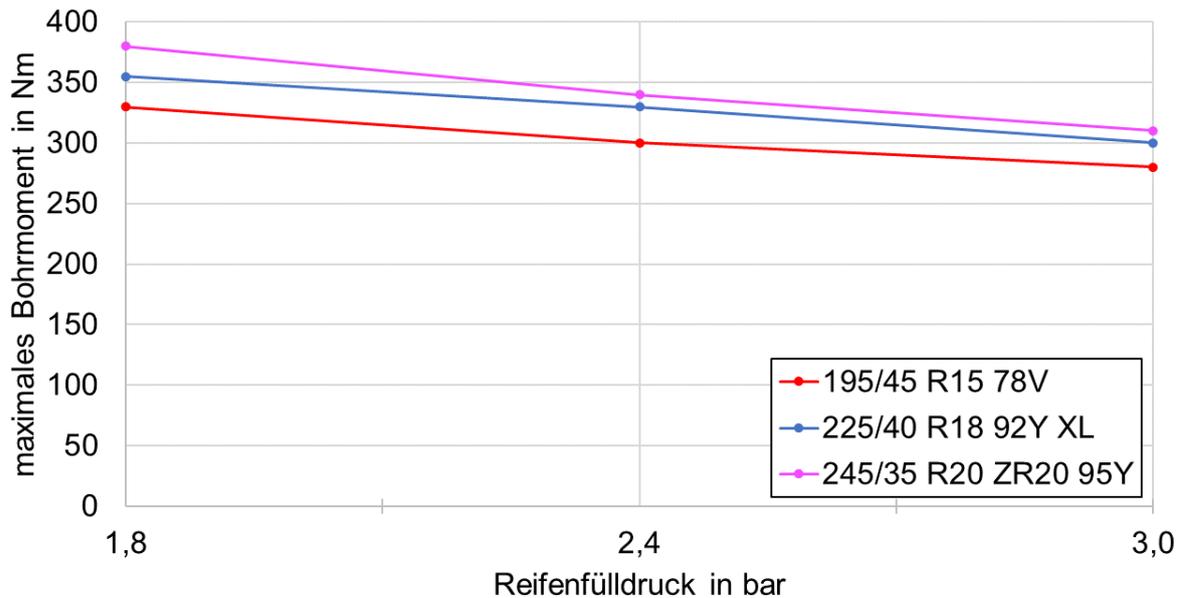


Abbildung 5-10: Einfluss des Reifenfülldruckes auf das maximale Reifenbohrmoment bei einer Radaufstandskraft von 5 kN

5.3.3 Einfluss der Reifengröße

In diesem Abschnitt soll untersucht werden, welchen Einfluss die Reifengröße und damit vor allem die Größe der Reifenaufstandsfläche auf die Größe des maximal erzeugten Bohrmomentes hat.

Dazu werden in den folgenden Abbildungen die drei Einzelreifen mit den drei Radaufstandskräften 2 kN, 5 kN und 8 kN untereinander verglichen, wobei der Reifenfülldruck immer konstant bei beispielhaft 2,4 bar ist. Die restlichen Diagramme für 1,8 bar und 3,0 bar können Anlage 7 entnommen werden.

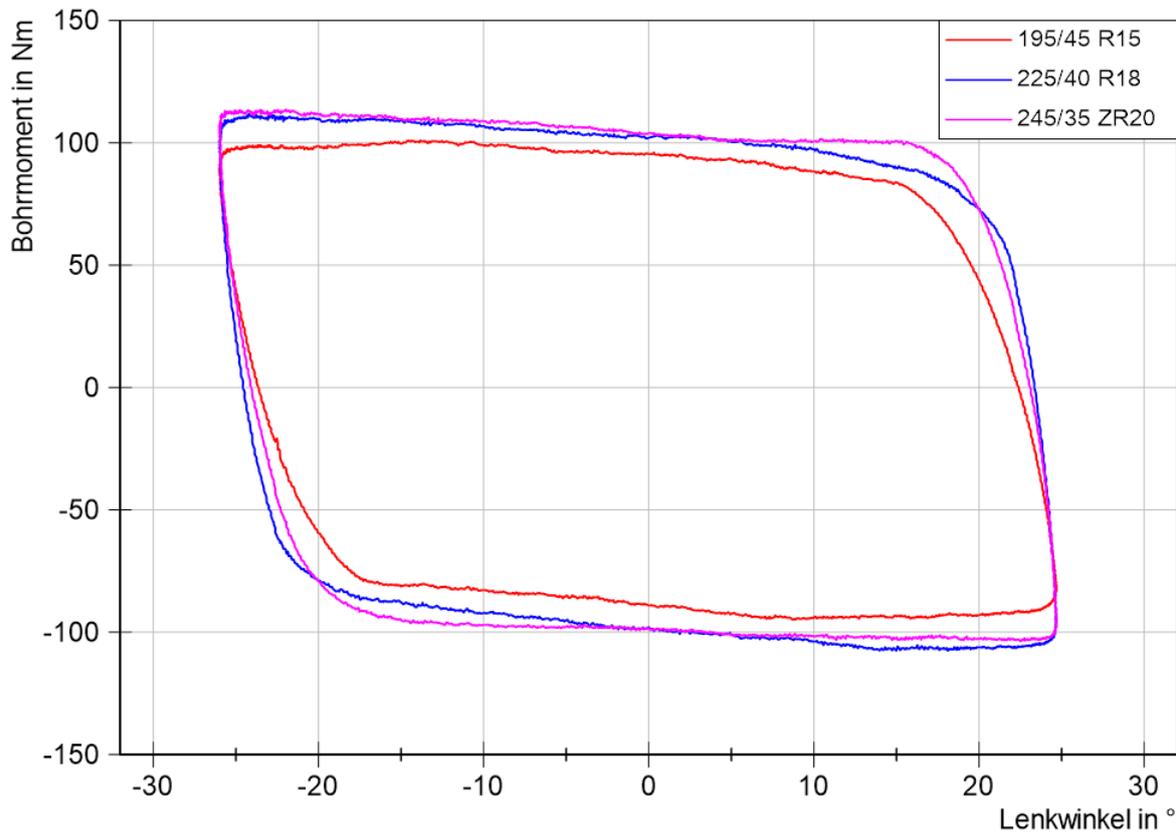


Abbildung 5-11: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 2 kN

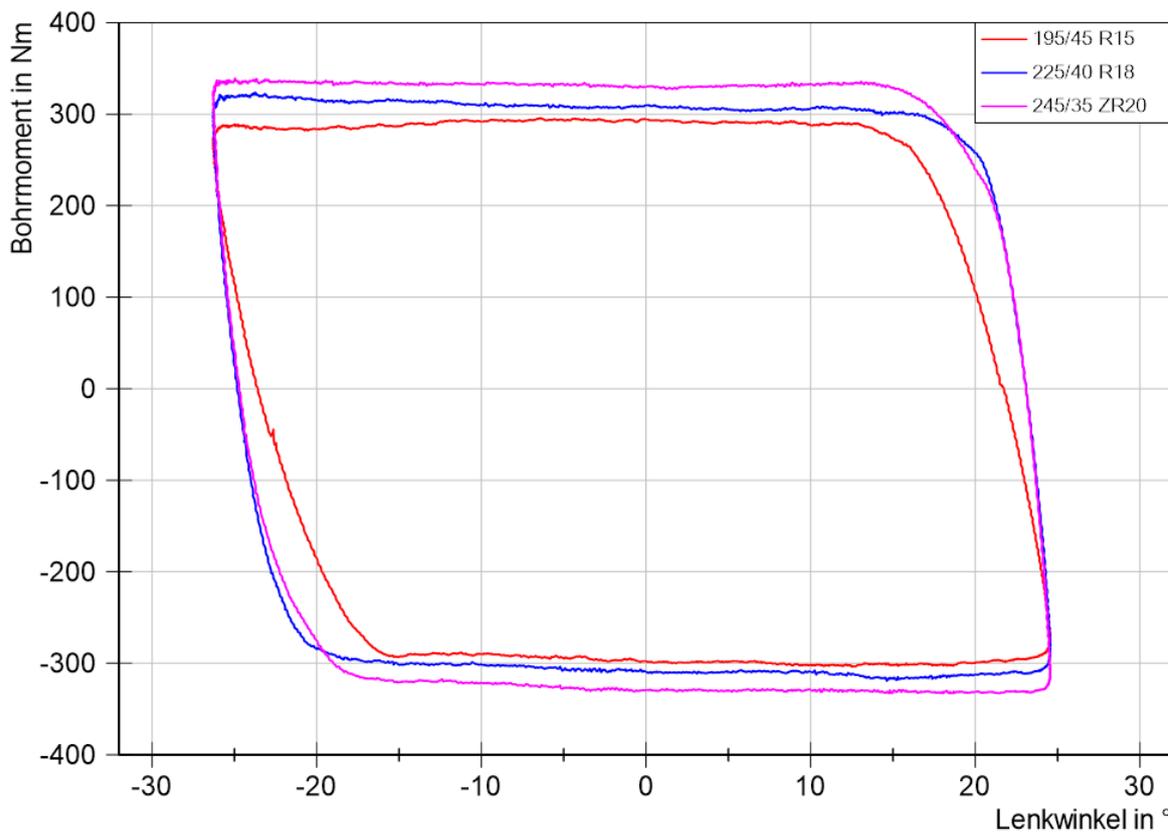


Abbildung 5-12: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 5 kN

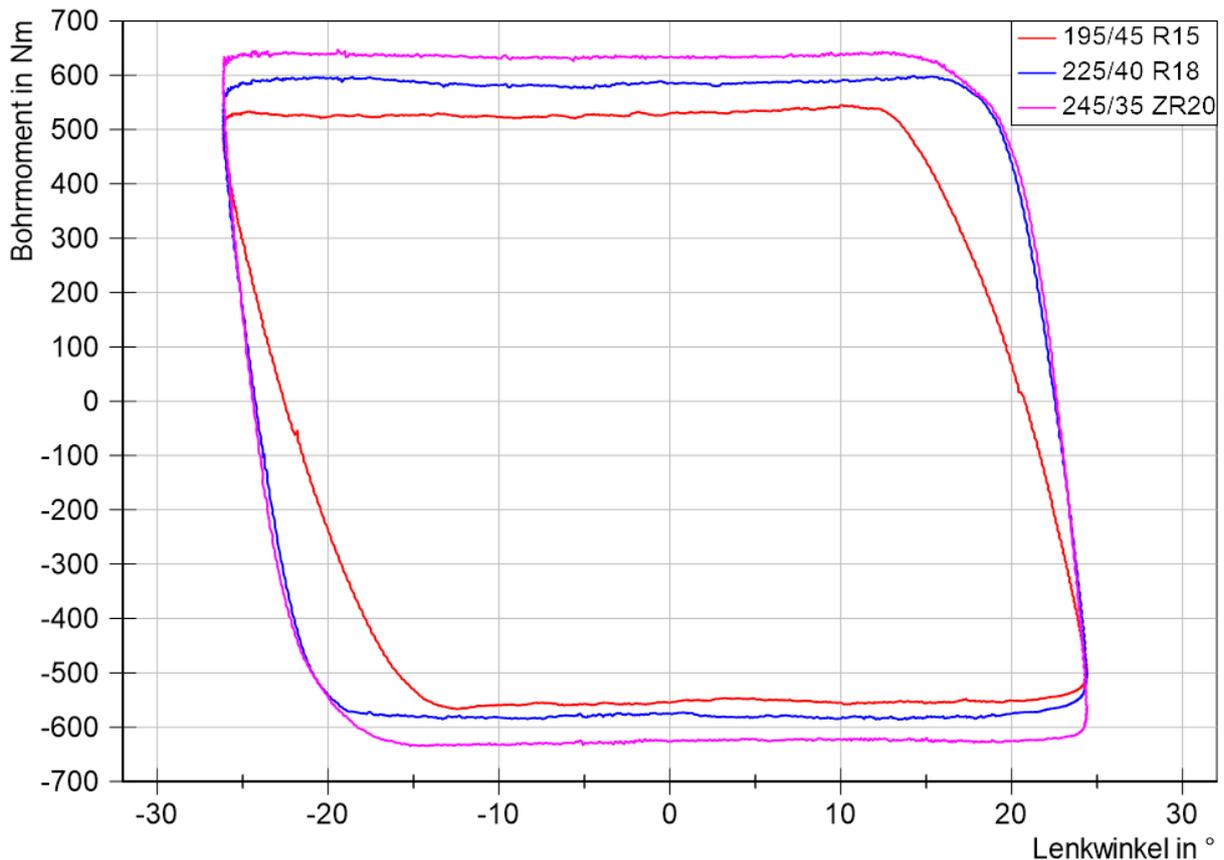


Abbildung 5-13: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 8 kN

Aus den Diagrammen der Abbildungen 5-11 bis 5-13 auf den Seiten 83 und 84 ist ersichtlich, dass sich mit einem größeren Reifen und somit auch mit größerer Reifenaufstandsfläche das erzeugte Reifenbohrmoment proportional dazu verhält. Es gilt der in Formel 12 beschriebene Zusammenhang:

$$M_z \sim A \quad (12)$$

Die Reifenaufstandsfläche ist, bedingt durch die Reifendimension, bei dem kleinsten Reifen 195 mm breit, bei dem zweitgrößten Reifen 225 mm breit und bei dem größten Reifen 245 mm breit. Wird der Reifenfülldruck verändert, ändert sich auch die Größe der Reifenaufstandsfläche gemäß der in Kapitel 2.2.3 ab Seite 6 beschriebenen Zusammenhänge.

Aus diesen Abbildungen ist weiterhin entnehmbar, dass mit größerer Reifenaufstandsfläche das maximale Reifenbohrmoment nach einer geringeren Änderung des Lenkwinkels aus den Umkehrpunkten erreicht wird als bei einer kleineren Reifenaufstandsfläche. Dies ist dadurch zu erklären, dass bei den größeren Reifen auch größere Räder montiert sind. Dies führt dazu, dass die Reifenflanke kleiner ausfällt als bei kleineren Rädern. Dadurch

ist weniger Gummimaterial vorhanden, welches beim Lenkvorgang elastisch verformbar ist. Somit wird der Punkt während des Lenkvorganges, an dem Haft- in Gleitreibung übergeht, schneller erreicht. Dies zeigt sich in einem stärkeren Anstieg des Reifenbohrmomentes im Verlauf aus den Umkehrpunkten der beiden größeren Reifen in den Abbildungen 5-11 bis 5-13 auf den Seiten 83 und 84.

5.4 Zusammenfassung der Messergebnisse

Aus Abschnitt 5.3 gehen einige zentrale Erkenntnisse hervor.

Es hat sich gezeigt, dass die Radaufstandskraft den größten Einfluss auf das Reifenbohrmoment hat. Aus Abbildung 5-6 (Seite 78) geht hervor, dass sich das Reifenbohrmoment etwa linear proportional zur Radaufstandskraft verhält.

Die beiden anderen Einflussgrößen, also Reifenfülldruck und die Größe der Reifenaufstandsfläche, weisen ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf die Größe des Reifenbohrmomentes auf. Wird der Reifenfülldruck etwa um 0,6 bar erhöht, sinkt das Reifenbohrmoment bei gleichem Reifen und gleicher Radaufstandskraft um etwa 10 % ab. Der Einfluss der Größe des Reifens lässt sich nicht pauschal in konkreten Zahlenwerten ausdrücken. Hierzu ist lediglich zu sagen, dass bei größerer Reifenaufstandsfläche das Reifenbohrmoment zunimmt und bei einer Zunahme des Durchmessers des Rades der Anstieg des Reifenbohrmomentes aus den jeweiligen Umlenkpunkten steiler ausfällt.

5.5 Bewertung des Reibwertes der Aufstandsfläche des Reifenbohrmomentprüfstandes

Um bewerten zu können, ob die Rauigkeit und damit der Reibwert der in dem Reifenbohrmomentprüfstand verbauten Aufstandsfläche etwa dem Reibwert einer realen Fahrbahn mit Asphaltdecke entspricht, wird eine Fahrversuchsmessung hinzugezogen. Diese wurde unabhängig von dieser Arbeit im Frühjahr 2024 von der Firma IAMT mit einem Fahrzeug des Typs VW Passat B8 aus dem firmeneigenen Fuhrpark durchgeführt. Dabei wurde das Fahrmanöver „Parkieren im Stand“ bei nicht betätigter Bremse auf einer asphaltierten Fahrbahn absolviert. Gemessen wurde das Reifenbohrmoment während des mehrmaligen Hin- und Herlenkens. Diese Messwerte dienen als Grundlage und werden mit Reifenbohrmomentwerten verglichen, welche mittels des Reifenbohrmomentprüfstandes erfasst wurden. Dazu ist ein Komplettrad des oben genannten Fahrzeugtyps auf dem Prüfstand montiert und unter den gleichen Ausgangswerten gemessen worden.

Diese Ausgangswerte setzen sich aus einer Radaufstandskraft von 5 kN und einem Reifenfülldruck von 2,4 bar zusammen. Entsteht unter diesen Voraussetzungen ein Reifenbohrmoment von ähnlicher Größe wie bei dem Fahrversuch, ist auch der Reibwert der Aufstandsfläche des Reifenbohrmomentprüfstandes vergleichbar mit dem einer asphaltierten Fahrbahn.

In der folgenden Abbildung 5-14 ist das Messergebnis des Fahrversuches und das Ergebnis der Messung auf dem Reifenbohrmomentprüfstand mit den ermittelten Reifenbohrmomentverläufen dargestellt.

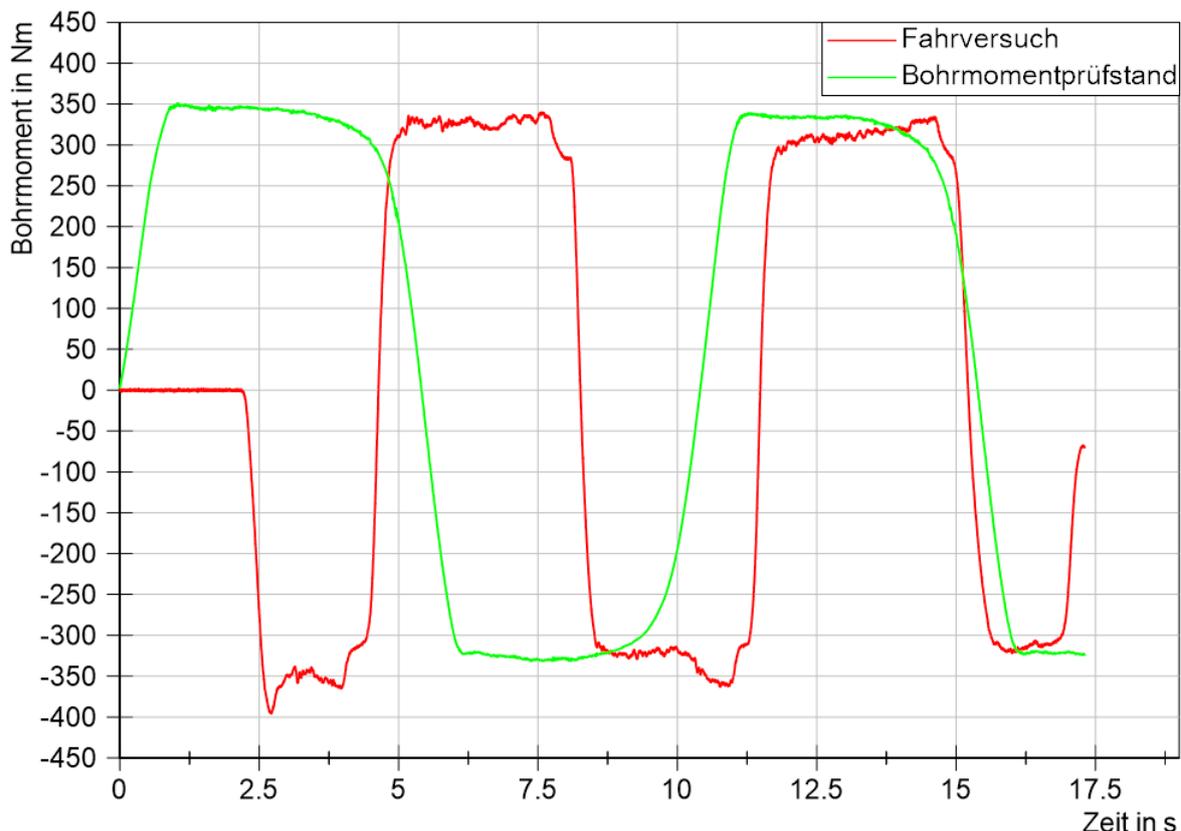


Abbildung 5-14: Bohrmomentvergleich zwischen Reifenbohrmomentprüfstand und Fahrversuch

Aus den dargestellten Bohrmomentverläufen geht hervor, dass die beiden Messmethoden annähernd vergleichbare Ergebnisse liefern. Das Maximum der Werte für das Bohrmoment, das auf dem Reifenbohrmomentprüfstand ermittelt wurde, liegt bei etwa 340 Nm, während der Wert bei dem Fahrversuch in der Spitze bei etwa 400 Nm liegt.

Diese Abweichung und auch der leicht un stetigere Verlauf der Kurve des Fahrversuches können damit erklärt werden, dass der Reifen auf dem Reifenbohrmomentprüfstand im Gegensatz zum Fahrversuch in gebremstem Zustand gemessen wurde. Des Weiteren unterliegt der Reifen in der Fahrversuchsmessung durch die Montage am realen

Fahrzeug der entsprechenden Achskinematik, während der Reifen auf dem Reifenbohrmomentprüfstand idealisiert befestigt wurde und somit nicht den Einflussgrößen der typischen Radstellungsgeometrien unterliegt.

Somit kann also gesagt werden, dass der Reibwert der Aufstandsfläche des Reifenbohrmomentprüfstandes etwa dem einer realen, asphaltierten Fahrbahn entspricht.

5.6 Fehleranalyse

Um den Abschnitt der Auswertung der Messergebnisse abzuschließen, folgt hier eine kurze Betrachtung der möglichen Fehlerquellen, welche bei dem Messprozess des Reifenbohrmomentes auf dem Reifenbohrmomentprüfstand entstehen können.

Eine der größeren Fehlerquellen bei der Erhebung der Messwerte des Reifenbohrmomentes ist die Oberflächenbeschaffenheit der Aufstandsfläche des Reifenbohrmomentprüfstandes. Ist diese Schicht aus dem Kunstharz-Quarzsand-Gemisch frisch aufgebracht worden, entspricht deren Reibwert noch nicht dem einer realen Fahrbahn. Um das zu erreichen, müssen erst wenigstens drei Messzyklen absolviert werden, um die Rauigkeitsspitzen in der Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes zu glätten. Geschieht dies nicht, entstehen geringere Bohrmomente während der Messungen, welche nicht die gewünschten Werte darstellen.

Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, ist weiterhin auf ein ähnliches Reifenalter der zu prüfenden Reifen zu achten. Denn bei älteren Reifen verhärtet sich das Gummimaterial, verliert einen Teil seiner Elastizität und erzeugt somit geringere Bohrmomentwerte als solche, die bei jüngeren Reifen entstehen würden. Auch sollte die Reifenprofiltiefe als Indikator für die Reifenabnutzung etwa identisch sein und alle Reifen sollten entweder Sommer- oder Winterprofil haben. Werden die beiden Reifentypen während der Messungen gemischt, entstehen ebenfalls Reifenbohrmomentwerte, die in der Form ohne Weiteres nicht miteinander vergleichbar sind.

Eine weitere Fehlerquelle liegt in der Genauigkeit der Messtechnik, vor allem in der Genauigkeit des Drehwinkelgebers. Denn herstellerseitig ist für diesen Sensor ein Luftspalt zwischen Sensorkopf und abzutastenden Magnetband von maximal 0,4 mm einzuhalten (siehe Anlage 3). Da der Reifenbohrmomentprüfstand nicht die einzige Prüfvorrichtung ist, welche zum Zeitpunkt der Bohrmomentmessungen bei der IAMT in Betrieb war, können diese anderen Prüfvorrichtungen Vibrationen und Erschütterungen verursachen,

welche sich wiederum negativ auf den Luftspalt des Drehmomentgebers auswirken. Dadurch kann es zu Unregelmäßigkeiten in den Ausgabewerten des Lenkwinkels kommen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das Reifenbohrmoment ist eine Größe, die besonders für die Lenkungsauslegung zu berücksichtigen ist. Auf deren Grundlage lässt sich ermitteln, auf welche Kräfte die Lenkungskomponenten eines Fahrzeuges ausgelegt werden müssen.

Um dieses Reifenbohrmoment zu erfassen, wurde ein eigens entwickelter Prüfstand konzipiert und in Betrieb genommen, welcher das Bohrmoment unter idealisierten Bedingungen ohne den Einfluss jeglicher Radstellungsgrößen erfasst.

Der Reifenbohrmomentprüfstand setzt sich aus vier Hauptkomponenten zusammen. Die beiden senkrecht stehenden Portalsäulen mit dazwischen montiertem I-Profil bilden die Grundstruktur und zwei Hydraulikzylinder sorgen für das Einleiten von Radaufstandskraft und Lenkwinkel. Der Reifenaufnehmer mit daran montiertem Komplettrad und, direkt senkrecht darunter angeordnet, die Messanlage mit dem Drehmomentaufnehmer zur Erfassung des Reifenbohrmomentes bilden die zentrale Einheit des Reifenbohrmomentprüfstandes.

Auf diesem Prüfstand wurden verschiedene Reifen unter Einwirkung von drei verschiedenen Radaufstandskräften und Reifenfülldrücken untersucht, wobei jeder Reifen unter Einwirkung beider Einflussgrößen mehrmals erst in die eine und anschließend in die andere Richtung gelenkt wurde.

Bei diesen Messungen hat sich ergeben, dass die Radaufstandskraft den größten Einfluss auf das Reifenbohrmoment aufweist und bei einer Erhöhung eine starke Steigerung des maximalen Bohrmomentes verursacht. Der Einfluss des Reifenfülldruckes ist im Gegensatz dazu eher gering, wobei sich das Reifenbohrmoment umgekehrt proportional zu Änderungen des Reifenfülldruckes verhält. Die Reifengröße und damit verbunden der Raddurchmesser wirken sich vor allem auf den Anstieg des Reifenbohrmomentes aus den Umlenkpunkten aus. Steigt der Durchmesser des Rades an, wird der Anstieg steiler und das maximale Bohrmoment bei Auslenkung aus den Umkehrpunkten somit schneller erreicht.

Ziel dieser und weiterer Messungen ist es, auf Grundlage einer umfangreichen Datenbank aus Messdaten eine Berechnungsvorschrift erstellen zu können, mit deren Hilfe das Reifenbohrmoment eines jeden beliebigen Kompletttrades unter Einwirkung jeder beliebigen Einflussgröße ermittelt werden kann.

Dazu sind jedoch noch zahlreiche weitere Messungen nötig, um eine ausreichend große Datenbank zu erstellen. Auch kann der entwickelte Reifenbohrmomentprüfstand dahingehend adaptiert werden, dass noch zusätzlich relevante Radstellungsgrößen wie beispielsweise Radsturz und Schräglaufwinkel eingestellt werden können.

Mithilfe der dadurch erzeugten Daten können Reifen bei künftigen Prüfungen und Versuchen der IAMT bereits vorparametriert werden, wodurch Kapazitäten sowohl im Personal als auch im Prüfstandsbetrieb eingespart werden können.

Quellenverzeichnis

- /ARMS-94/ Armstrong-Helouvry, B.: A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, in: Automatica, 30. Ausg. (1994), S. 1083 ff.
- /BACH-96/ Bachmann, T.: Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. Düsseldorf: VDI Verlag, 1996
- /BACH-06/ Bachus, K. N. et al.: Measuring contact area, force, and pressure for bioengineering applications: Using Fuji Film and TekScan systems, in: Medical Engineering & Physics, 28. Ausg. (2006), S. 483 ff.
- /BACH-17/ Bachmann, C.: Innovative Prüfstandsarchitektur zur Ermittlung von Reifeneigenschaften, in: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, 119. Ausg. (2017), S. 42 ff.
- /BESS-19/ Besselink, I. J. M.: Tire Characteristics and Modelling, in: Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars, 2019, S. 47 ff.
- /BREN-12/ Brenton-Rule, A. et al.: Reliability of the TekScan MatScan® system for the measurement of postural stability in older people with rheumatoid arthritis, in: Journal of Foot and Ankle Research, 5. Ausg. (2012), S. 21
- /BREU-15/ Breuer, S. und A. Rohrbach-Kerl: Fahrzeugdynamik: Mechanik des bewegten Fahrzeuges. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015
- /BÜHL-85/ Bühlmann, F.: Einfluss der Witterung auf die Griffigkeit von Fahrbahnen. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Dissertation, 1985
- /CAST-17/ Castillo Aguilar, J. J. et al.: Optimization of an Optical Test Bench for Tire Properties Measurement and Tread Defects Characterization, in: Sensors, 17. Ausg. (2017)
- /CHO-09/ Cho, Y. G.: Vehicle steering returnability with maximum steering angle at low speeds, in: International Journal of Automotive Technology, 10. Ausg. (2009), S. 431 ff.
- /DIN-09/ Deutsches Institut für Normung e. V.: Projektmanagement – Projektmanagementsysteme – Teil 1: Grundlagen. DIN 69901-1:2009-01. Berlin, 2009
- /DIN-13/ Deutsches Institut für Normung e. V.: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe: Teil 2: Koordinatensysteme. DIN ISO 8855:2013-11. Berlin, 2013
- /EINS-11/ Einsle, S.: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern. Technische Universität Dresden, Fakultät für Verkehrswissenschaften, Dissertation, 2010
- /FERN-06/ Fernando, E. G. et al.: Evaluation of effects of tire size and inflation pressure on tire contact stresses and pavement response, in: FHWA/TX-06/0-4361-1, 2006

- /FISC-00/ Fischlein, H.: Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000
- /GENT-06/ Gent, A. N. und J. D. Walter: The Pneumatic Tire, in: Mechanical Engineering Faculty Research, 2006
- /GEYE-72/ Geyer, W.: Der Einfluss geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi, in: Automobil-Industrie, 17. Ausg. (1972), S. 41 ff.
- /GRAG-70/ Gragger, F.: Reibung und Verschleiß bituminöser Fahrbahndecken, in: Mitteilung aus dem Institut für Baustoffkunde und Materialprüfwesen, 14. Ausg. (1970)
- /GUTH-17/ Guthrie, A. G. et al.: 3D contact patch measurement inside rolling tyres, in: Journal of Terramechanics, 69. Ausg. (2017), S. 13 ff.
- /HEIß-13/ Heißing, B.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 4. Auflage, Wiesbaden: Springer-Verlag, 2013
- /HOLT-06/ Holtschulze, J.: Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2006
- /ISER-06/ Isermann, R.: Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2006
- /ISO-13/ International Organisation for Standardization: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes - Coarse thread and fine pitch thread. ISO 898-1:2013. Genf, 2013
- /JAGT-99/ van der Jagt, P.: Prediction of steering efforts during parking maneuvers, in: Proc. Eur. ADAMS Users´ Conf. Papers, 1999
- /JAGT-00/ van der Jagt, P.: The road to virtual vehicle prototyping: New CAE-models for accelerated vehicle dynamics development. Technische Universität Eindhoven, 2000
- /KELL-05/ Keller, T.: Model for the Prediction of the Contact Area and the Distribution of Vertical Stress below Agricultural Tyres from Readily Available Tyre Parameters, in: Biosystems Engineering, 92. Ausg. (2005), S. 85 ff.
- /KENA-17/ Kenarsari, A. E. et al.: Creating 3D models of tractor tire footprints using close-range digital photogrammetry, in: Journal of Terramechanics, 74. Ausg. (2017), S. 1 ff.
- /LITZ-88/ Litzka, J. und E. Friedl: Untersuchungen über den maßgebenden Reibungsbeiwert, in: Straßenforschung, Ausg. 376 (1988)
- /LOEB-90/ Loeb, J. S. et al.: Lateral Stiffness, Cornering Stiffness and Relaxation Length of the Pneumatic Tire, in: SAE Transactions, 99. Ausg. (1990), S. 147 ff.

- /LU-10/ Lu, R.-S. et al.: Measurement of Vehicle Tire Footprint Pattern and Pressure Distribution Using Piezoresistive Force Sensor Mat and Image Analysis, in: Key Engineering Materials, 437. Ausg. (2010), S. 467 ff.
- /MA-16/ Ma, B. et al.: Analysis of vehicle static steering torque based on tire–road contact patchsliding model and variable transmission ratio, in: Advance in Mechanical Engineering, Ausg. 8.9 (2016)
- /MÄCK-02/ Mäckle, G. und T. Schirle: Active Tire Tilt Control: Ein Reifen-Fahrwerksystem zur verbesserten Kraftübertragung zwischen Reifen und Straße, in: Darmstädter Reifenolloquium, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, 2002
- /MATS-07/ Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion. 3. aktualisierte Auflage, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- /MAY-20/ May, D.: Integrierte Produktentwicklung mit Faser-Kunststoff-Verbunden. Berlin, Springer-Verlag, 2020
- /MINC-15/ Minca, C.: The determination and analysis of tire contact surface geometric parameters, in: Review of The Air Force Academy, 1. Jg. (2015)
- /MTS-24/ MTS Systems Corporation. Unter: <https://www.mts.com/de/products/automotive/tire-test-systems/flat-trac-tire-system>, Zugriff am 15.07.2024
- /NEUM-13/ Neumann, E.: Der neuzeitliche Straßenbau. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- /PACE-12/ Pacejka, H. B.: Tire and Vehicle Dynamics. 3. Auflage, SAE International and Butterworth Heinemann, 2012
- /POLA-17/ Polasik, J. et al.: Experimental Studies of the Size Contact Area of a Summer Tire as a Function of Pressure and the Load, in: Procedia Engineering, 177. Ausg. (2017), S. 347 ff.
- /PONN-11/ Ponn, J. und U. Lindemann: Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte: Systematisch von Anforderungen zu Konzepten und Gestaltlösungen. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011
- /PUTT-17/ van Putten, B. J. S.: Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika. Technische Universität Dresden, Fakultät für Verkehrswissenschaften, Dissertation, 2017
- /RILL-13/ Rill, G.: TMeasy – A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach, in: Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks, Qingdao, 2013
- /SCHR-18/ Schramm, D. et al.: Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2018
- /SCHR-20/ Schramm, D.: Vehicle Technology: Technical foundations of current and future motor vehicles. Berlin, Boston: De Gruyter Oldenbourg Verlag, 2020

- /SELI-14/ Selig, M. et al.: Rubber Friction and Tire Dynamics: A Comparison of Theory with Experimental Data, in: Tire Science and Technology, 42. Ausg. (2014), S. 216 ff.
- /SHAR-03/ Sharp, R. S. und R. Granger: On car steering torques at parking speeds, in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 217. Ausg. (2003), S. 87 ff.
- /STRI-24/ Strigel, A.: Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Dissertation, 2024
- /SUN-19/ Sun, P. et al.: Experimental Analysis of Radial Tire Stiffness and Grounding Characteristics, in: IOP Conference Series: Material Science and Engineering, 677. Ausg. (2019), S. 022111
- /TAGH-14/ Taghavifar, H. und A. Mardani: Fuzzy logic system based prediction effort: A case study on the effects of tire parameters on contact area and contact pressure, in: Applied Soft Computing, 14. Ausg. (2014), S. 390 ff.
- /TEKS-24/ Tekscan, Inc. Unter: <https://www.tekscan.com/products-solutions/systems/tirescan-crossdrive-system>, Zugriff am 15.07.2024, Tekscan Inc.
- /UNRA-13/ Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen, in: KIT Scientific Publishing, 16. Ausg. (2013)
- /UNRA-97/ Unrau, H.-J. et al.: TYDEX-Format, in: Description and Reference Manual, Release 1.3, 1997
- /VDI-15/ Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen vom November 2015, VDI-Richtlinie 2230, Blatt 1
- /VDI-19/ Verein Deutscher Ingenieure: Entwicklung technischer Produkte und Systeme – Modell der Produktentwicklung vom November 2019, VDI-Richtlinie 2221, Blatt 1
- /VDI-21/ Verein Deutscher Ingenieure: Entwicklung mechatronischer und cyberphysischer Systeme vom November 2021, VDI-Richtlinie 2206
- /VELS-09/ Velske, S. et al.: Strassenbau, Strassenbautechnik. 6. Auflage, Werner Verlag, 2009
- /VILE-10/ Vilela, D. et al.: Tire Size and Inflation Pressure Influence on Static Steering Effort, in: SAE Technical Paper, Ausg. Nr. 2010-36-0105 (2010)
- /WASS-19/ Wassertheurer, B.: Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Dissertation, 2019
- /WEIN-23/ Weinberger, M.: Entwicklung einer Analyseverfahren zur Bestimmung der relevanten Einflussparameter des Reifens auf die Lenkungsauslegung. Universität Duisburg-Essen, Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Dissertation, 2023

- /WOOD-13/ Woodward, D. et al.: Measuring Grip and the Contact Patch, in: Airfield and Highway Pavement (2013), S. 841 ff.
- /ZHU-86/ Zhu, S. et al.: Frustrated total internal reflection: A demonstration and review, in: American Journal of Physics, 54. Ausg. (1986), S. 601 ff.

Verzeichnis der Anlagen

		Seiten
Anlage 1	Datenblatt des Kraftaufnehmers vom Typ 1700 der Firma Interfaceforce	3
Anlage 2	Datenblatt des Drehmomentaufnehmers TB2 der Firma HBM	6
Anlage 3	Datenblatt des Drehwinkelgebers ITD89H00 der Firma Baumer	4
Anlage 4	Technische Zeichnungen der Fertigungsteile des Reifenbohrmomentprüfstands	22
Anlage 5	Entwicklung der Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes während der Messungen	2
Anlage 6	Weitere Messergebnisse zum Einfluss des Reifenfülldrucks auf das Bohrmoment	3
Anlage 7	Weitere Messergebnisse zum Einfluss der Reifengröße auf das Bohrmoment	3

Anlage 1 Datenblatt des Kraftaufnehmers vom Typ 1700 der Firma Interfaceforce



Serie 1700 Flachprofil Kraftaufnehmer für die Prüftechnik [Premium Low-Profile® Load Cell]

- Dauerschwingfester Kraftaufnehmer [Fatigue Rated Load Cell]
- Einfache und sichere Montage [easy and safe mounting]
- Messbereiche von ±1 bis ±63 kN [ranges from ±1 to ±63 kN]
- Für Messbereiche ≥ 50/63 kN siehe Serie 12x8 [for ranges ≥ 50/63 kN see model 12x8]
- Kompensation der exzentrischen Kräfte [eccentric load compensated]

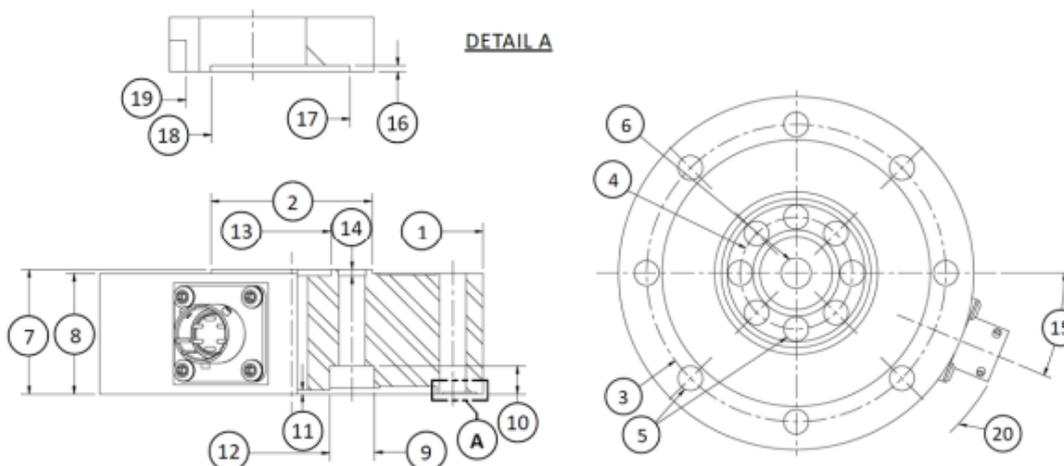


Technische Daten [technical data]

PARAMETER	MODELL [model]		
	1710	1720	1730
	Nennkraft F_{nom} [range]		
U.S. lbf	220, 550, 1.1k, 1.4k	2.2k, 4.5k, 5.5k	11k, 13.9k
Metrisch [metric] kN	1, 2.5, 5, 6, 3	10, 20, 25	50, 63
GENAUIGKEIT – MAX FEHLER [accuracy – max error]			
Rel. Linearitätsabweichung d_{lin} - % [nonlinearity - %FS]	±0.04		
Rel. Umkehrspanne $u_{0.1}$ - % Nennkraft F_{nom} [hysteresis - %FS]	±0.03		
Rel. Reproduzierbarkeit - % [non-repeatability - %RO]	±0.01		
Rel. Kriechen, in 20 min - % [creep, in 20 min - %]	±0.025		
TEMPERATUR [temperature]			
kompensierter Temperaturbereich - °C [compensated temperature range - °C]	-10 bis [to] 45		
Arbeitstemperaturbereich - °C [operating temperature range - °C]	-55 bis [to] 90		
Nullsignaleinfluss TK_0 - % RO / K - MAX [effect on zero - %RO/K max]	±0.0015		
Kennwertinfluss TK_c - % / K - MAX [effect on output - %RO/K - max]	±0.0015		
ELEKTRISCH [electrical]			
Kennwert C_{nom} - mV/V (nominal) [rated output - mV/V (nom)]	2.0		
Versorgungsspannung - VDC MAX [excitation voltage - VDC max]	20		
Brückenwiderstand - Ohm (nominal) [bridge resistance - Ohm (nom)]	350 ±3.5		
Rel. Nullsignalabweichung d_{z0} - % [zero balance - %RO]	±1.0		
Isolationswiderstand - MΩ [insulation resistance - MΩ]	5000		
MECHANISCH [mechanical]			
Grenzkraft F_L - % [safe overload - %CAP]	200	300	
Messweg s_{nom} - mm [deflection - mm]	0.027	0.028	0.034
Gewicht - kg [weight - kg]	0.61	1.36	1.36
Material Messfeder [material spring element]	Aluminium	Legierter Stahl [alloy steel]	
Schutzart nach EN 60529 [degree of protection as per EN 60529]	IP64 (IP67 auf Anfrage) [IP64 (IP67 on request)]		
Kalibrierung [calibration]	Druck und Zug [tension & compression]		

Abmessungen [Dimensions]

Siehe Zeichnung [see drawing]	MODELL [model]					
	1710		1720		1730	
	Nennkraft F_{nom} [range]					
	U.S. lbf	Metrisch [metric] kN	U.S. lbf	Metrisch [metric] kN	U.S. lbf	Metrisch [metric] kN
	220, 550, 1.1k, 1.4k	1, 2.5, 5, 6.3	2.2k, 4.5k, 5.5k	10, 20, 25	11k, 13.9k	50, 63
	inch	mm	inch	mm	inch	mm
(1)	3.03	77.0	3.74	95.0	3.98	101.0
(2)	1.07	27.3	1.57	40.0	1.57	40.0
(3)	2.64	67.0	3.15	80.0	3.39	86.1
(4)	0.79	20.0	1.18	30.0	1.18	30.0
(5)	0.21	5.30	0.26	6.6	0.26	6.6
	6 Löcher (holes)			8 Löcher (holes)		
(6)	2x \perp 20.50 (\downarrow 0.08) M10x1 \downarrow 1.67	2x \perp Ø12.7 (\downarrow 2) M10x1 \downarrow 1.7	0.315	8.0	0.315	8.0
(7)	1.14	29.0	1.22	31.0	1.22	31.0
(8)	1.06	27.0	1.18	30.0	1.18	30.0
(9)	-	-	1.61	41.0	1.61	41.0
(10)	0.25	6.4	0.28	7.0	0.28	7.0
(11)	-	-	0.04	1.0	0.04	1.0
(12)	-	-	0.75	19.0	0.75	19.0
(13)	-	-	0.76	19.4	0.76	19.4
(14)	R0.79	R20.0	0.06 (2x)	1.6 (2x)	0.06 (2x)	1.6 (2x)
(15)	30°			22.5°		
(16)	0.02	0.4	0.02	0.4	0.015	0.38
(17)	2.94	74.6	3.63	92.1	3.91	99.4
(18)	2.4	61	2.95	74.9	2.89	73.3
(19)	2.3 +0.002/-0.000	58.42 +0.5/-0.00	2.83	71.8	2.83	71.8



Verfügbare Varianten [available versions]

<p>Modell [model]: 1720ACK-10KN Sensor mit Bajonett-Stecker [sensor with bayonet connector]</p> 	<p>Modell [model]: 1720AF-10KN Sensor mit Schraub-Stecker [sensor with screw-type connector]</p> 
<p>Modell [model]: 1720AJ-10KN Sensor mit 3m Kabelanschluss – offene Kabelenden [sensor with 3m cable connection – flying leads]</p> 	<p>Modell [model]: 1710ACK-5KN Sensor mit Bajonett-Stecker [sensor with bayonet connector]</p> 

Verfügbare Optionen und Zubehör [available options & accessories]

- Edelstahlversionen [stainless steel versions]
- Vakuum Versionen a.A. [vacuum rated versions on request]
- Robuster Steckerschutz [heavy duty connector protection]
- Normiertes Ausgangssignal [standardized output] +/-0,1%
- TEDS – Transducer Electronic Data Sheet
- Mehrfach-Messbrücken oder Biegemoment-Messbrücken zur Überwachung [multiple bridge or moment bridges for monitoring]
- Kundenspezifische Kabellängen [customized cable length]
- Kundenspezifische (erweiterte) Temperaturkompensation [customized (extended) compensated temperature range]
- Messverstärker und Anzeigen [amplifier & displays]
- Mechanische Adapter [mechanical adaptors]
- Gegenstecker – auf Wunsch mit Anschlusskabel [mating connector – also with cable available]
- Sonderlackierung (Farbe oder z.B. Skydrol-Schutz) [special painting or Skydrol protection]
- Kundenspezifische Typenschilder auf Sensor und Zertifikat [custom labeling on sensor and certification]

Anlage 2 Datenblatt des Drehmomentaufnehmers TB2 der Firma HBM

Datenblatt



Standardausführung



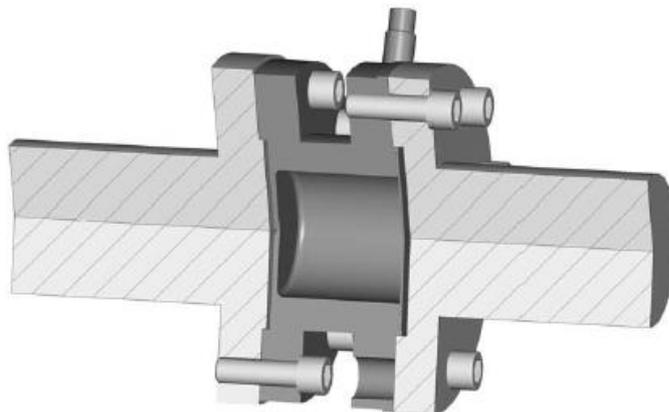
Optional: Schutzart IP67

TB2

Drehmoment-Referenz-
aufnehmer

Charakteristische Merkmale

- Genauigkeitsklasse 0,03
- Nenn Drehmomente 100 N·m, 200 N·m, 500 N·m, 1 kN·m, 2 kN·m, 3 kN·m, 5 kN·m und 10 kN·m
- Hohe zulässige Schwingbreite
- In Verbindung mit DKD-Kalibrierschein Klasse 0,05 nach DIN 51309 oder EA-10/14
- Optional: Schutzart IP67 nach EN 60529



Technische Daten

Typ		TB2							
Genauigkeitsklasse		0,03							
Nenn Drehmoment M_{nom}	N·m	100	200	500					
	kN·m				1	2	3	5	10
Nennkennwert (Spanne zwischen Drehmoment = null und Nenn Drehmoment)		mV/V							
		1							
Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennkennwert)		%							
		< ±0,1							
Temperatureinfluss pro 10K im Nenntemperaturbereich									
auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert		%							
auf das Nullsignal, bezogen auf den Nennkennwert		%							
		< ±0,03							
		< ±0,02							
Linearitätsabweichung einschliesslich Hysterese									
bezogen auf den Nennkennwert		%							
		< ±0,03							
Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit									
nach DIN 1319, bezogen auf die Ausgangssignaländerung		%							
		< ±0,01							
Eingangswiderstand bei Referenztemperatur		Ω							
		1550 ± 100							
Ausgangswiderstand bei Referenztemperatur		Ω							
		900 ... 1500							
Referenzspeisespannung		V							
		5							
Gebrauchsbereich der Speisespannung		V							
		2,5 ... 12							
Emission nach (EN 61326-1, Tabelle 4) Funkstörfeldstärke									
		Klasse B							
Störfestigkeit (EN 61326-1, Tabelle A.1)									
Elektromagnetisches Feld (AM)		V/m							
		10							
Magnetisches Feld		A/m							
		100							
Elektrostatische Entladung (ESD)									
Kontaktentladung		kV							
		4							
Luftentladung		kV							
		8							
Burst (schnelle Transienten)		kV							
		2							
Surge (Stoßspannungen)		kV							
		1							
Leitungsgebundene Störungen		V							
		10							
Schutzart nach EN 60 529		-							
		IP54, optional IP67							
Nenntemperaturbereich		°C							
		+10 ... +60							
Gebrauchstemperaturbereich		°C							
		-10 ... +80							
Lagerungstemperaturbereich		°C							
		-50 ... +85							
Mechanischer Schock, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68; Teil 2-27; IEC 68-2-27-1987									
Anzahl		n							
		1000							
Dauer		ms							
		3							
Beschleunigung (Halbsinus)		m/s ²							
		650							
Schwingbeanspruchung, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68, Teil 2-6; IEC 68-2-6-1982									
Frequenzbereich		Hz							
		5 ... 65							
Dauer		h							
		1,5							
Beschleunigung (Amplitude)		m/s ²							
		50							
Belastungsgrenzen¹⁾									
Grenzdrehmoment , bezogen auf M_{nom}		%							
		200				160			
Bruchdrehmoment , bezogen auf M_{nom}		%							
		>400				>320			
Grenzlängskraft		kN							
		5	10	16	19	39	42	80	120
Grenzquerkraft		kN							
		1	2	4	5	9	10	12	18
Grenzbiegemoment		N·m							
		50	100	200	220	560	600	800	1200
Schwingbreite nach DIN 50100 (Spitze/Spitze)		N·m							
		200	400	1000	2000	4000	4800	8000	16000

1) Jede irreguläre Beanspruchung (Biegemoment, Quer- oder Längskraft, Überschreiten des Nenn Drehmomentes) ist bis zu der angegebenen Grenze nur dann zulässig, solange keine der jeweils anderen von ihnen auftreten kann. Andernfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn je 30% des Grenzbiegemomentes und der Grenzquerkraft vorkommen, sind nur noch 40% der Grenzlängskraft zulässig, wobei das Nenn Drehmoment nicht überschritten werden darf. Im Messergebnis können sich die zul. Biegemomente, Längs- und Querkräfte wie ca. 0,2% des Nenn Drehmomentes auswirken.

Technische Daten

Mechanische Werte									
Nenn Drehmoment M_{nom}	N·m	100	200	500					
	kN·m				1	2	3	5	10
Drehsteifigkeit	kN·m/rad	230	270	540	900	2300	2600	4600	7900
Verdrehwinkel bei M_{nom}	Grad	0,048	0,043	0,055	0,066	0,049	0,066	0,06	0,07
Steifigkeit in axialer Richtung ca.	kN/mm	420	800	900	970	1000	1100	950	1600
Steifigkeit in radialer Richtung ca.	kN/mm	130	290	700	840	1400	1600	1400	2500
Steifigkeit bei Biegemoment um eine radiale Achse	N·m/rad	66	120	165	170	380	390	550	1240
Maximale Auslenkung bei Grenzlängskraft	mm	0,02		< 0,03		< 0,05		< 0,1	
Zusätzlicher max. Rundlauffehler bei Grenzquerkraft	mm	< 0,01							
Zusätzliche Planparallelitätsabweichung bei Grenzbiegemoment	mm	< 0,03		< 0,04		< 0,06		< 0,1	
Massenträgheitsmoment (ohne Berücksichtigung der Flanschschrauben) des Rotors I_v (um Längsachse)	kg·m ² ·10 ⁻³	1,6	2,6	5,9		19,2		37	97
Anteiliges Massenträgheitsmoment (Messeite)	%	56		55		52		50	
Lage der DMS-Ebene (als Abstand zur Ebene der Adaptionsfläche des Flansches mit Außenzentrierung)	% der Gesamtlänge	50							
Gewicht, ca. (ohne Kabel)	kg	0,7	1,7	2,4		4,9		8,3	14,6
Gewicht IP67-Version, ca. (mit Kabel)	kg	0,9	1,9	2,6		5,1		8,5	14,8

Ergänzende Angaben nach DIN 51309 oder EA 10/14		
Klasse nach DIN 51309		0,05
rel. Nullpunktabweichung (Nullsignallrückkehr)	%	< ± 0,008 (typisch < 0,003)
Rel. Spannweite (0,1 M_{nom} bis M_{nom}) bei unveränderter Einbaustellung	%	< 0,02 (typisch < 0,01)
	%	< 0,03 (typisch < 0,02)
Rel. Umkehrspanne (0,1 M_{nom} bis M_{nom})	%	< 0,06 (typisch < 0,03)

Lieferumfang:

TB2
 Aufnehmer-Anschlusskabel, 3m, (Lemo® FGG6-freie Enden)
 Prüfprotokoll
 Montageanleitung

Option:

Schutzart IP67 nach EN 60529

Bestell-Nr.: D-TB2/IP67

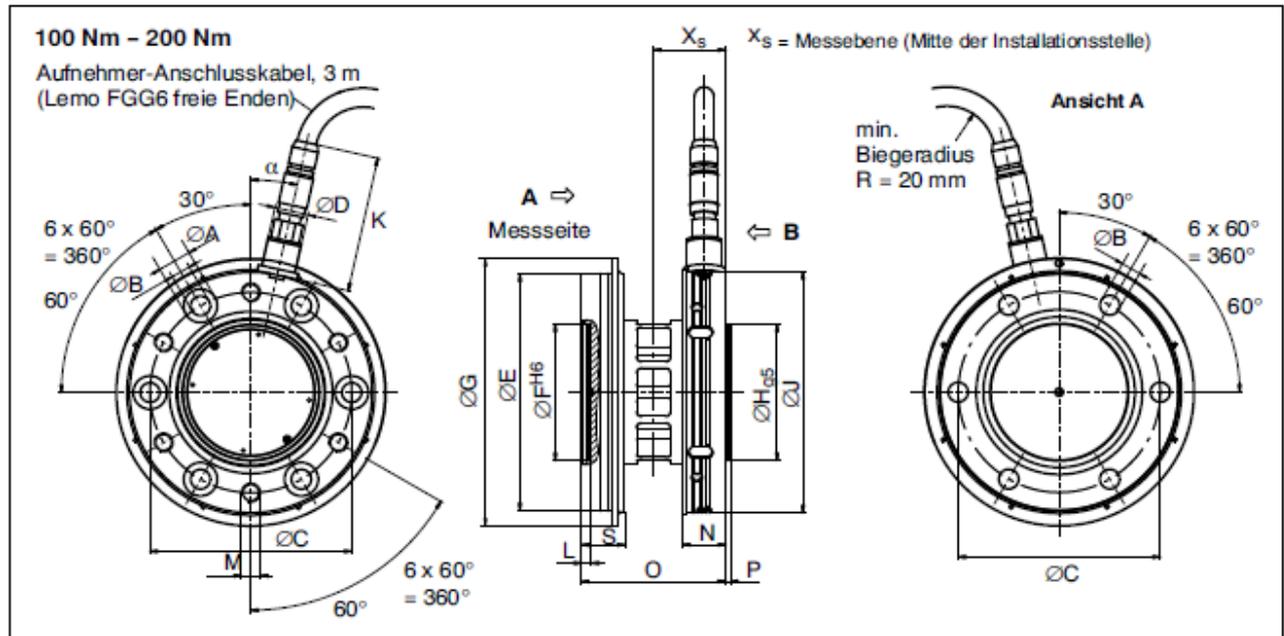
Zubehör:

Anschlussstecker MS 3106PEMV, an Kabel montiert
 15pol. D-Stecker, an Kabel montiert
 DKD-Kalibrierschein nach DIN 51309 oder EA-10/14

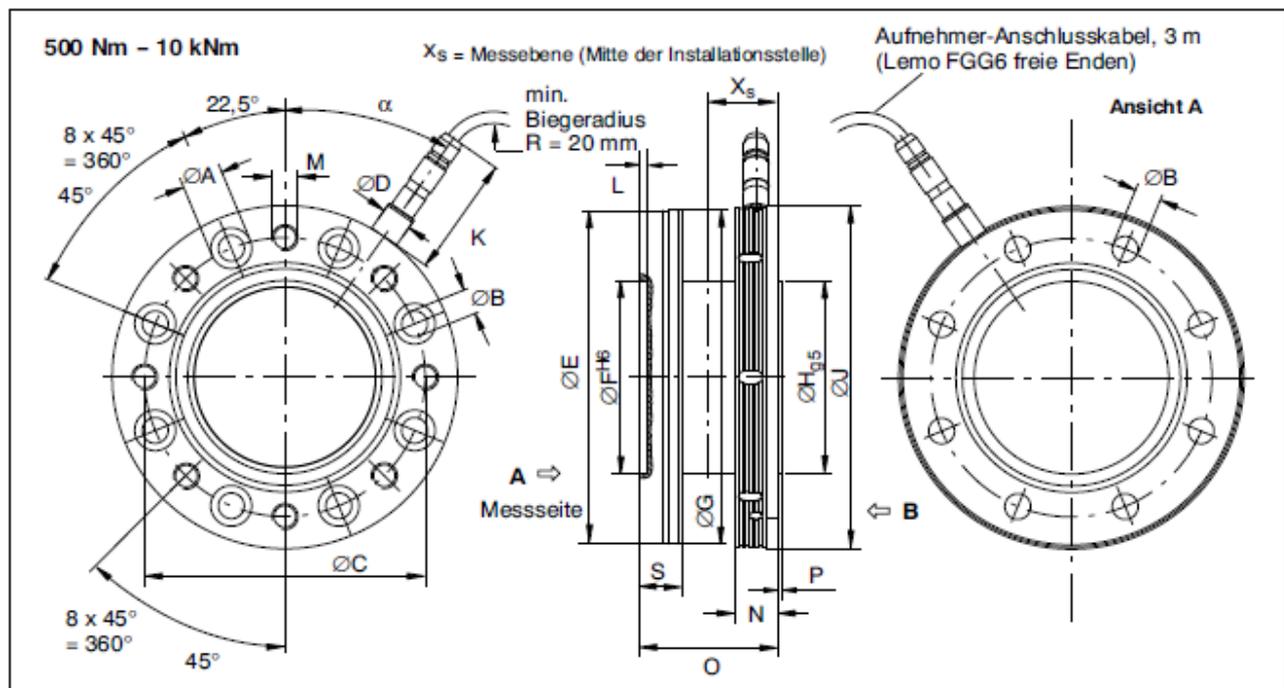
Bestell-Nr.: D-MS/MONT

Bestell-Nr.: D-15D/MONT

Standardausführung (Abmessungen in mm)

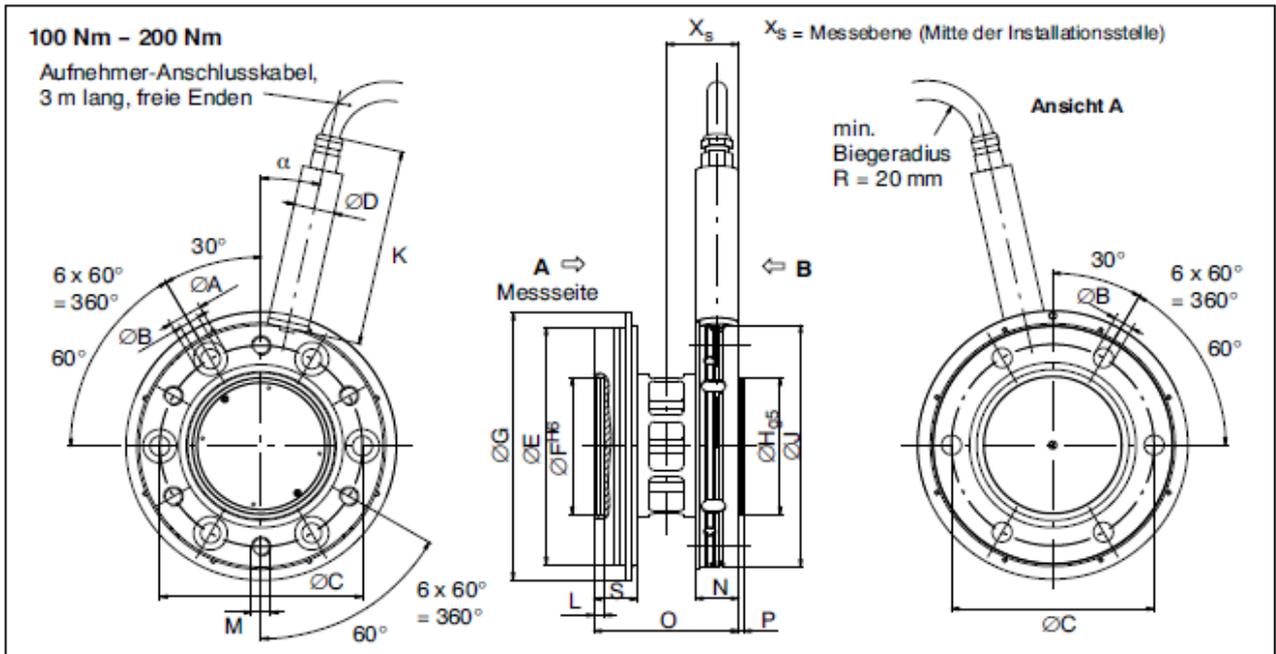


Nenndrehmoment	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØFH6	ØG	ØHg5	ØJ	K	α	M	S	L	N	O	P	X _s
100 N.m – 200 N.m	14	8,2	84	14	99	57	112	57	101	57	12,5	M8	18	4,2	18	60	2 ^{+0,4}	30

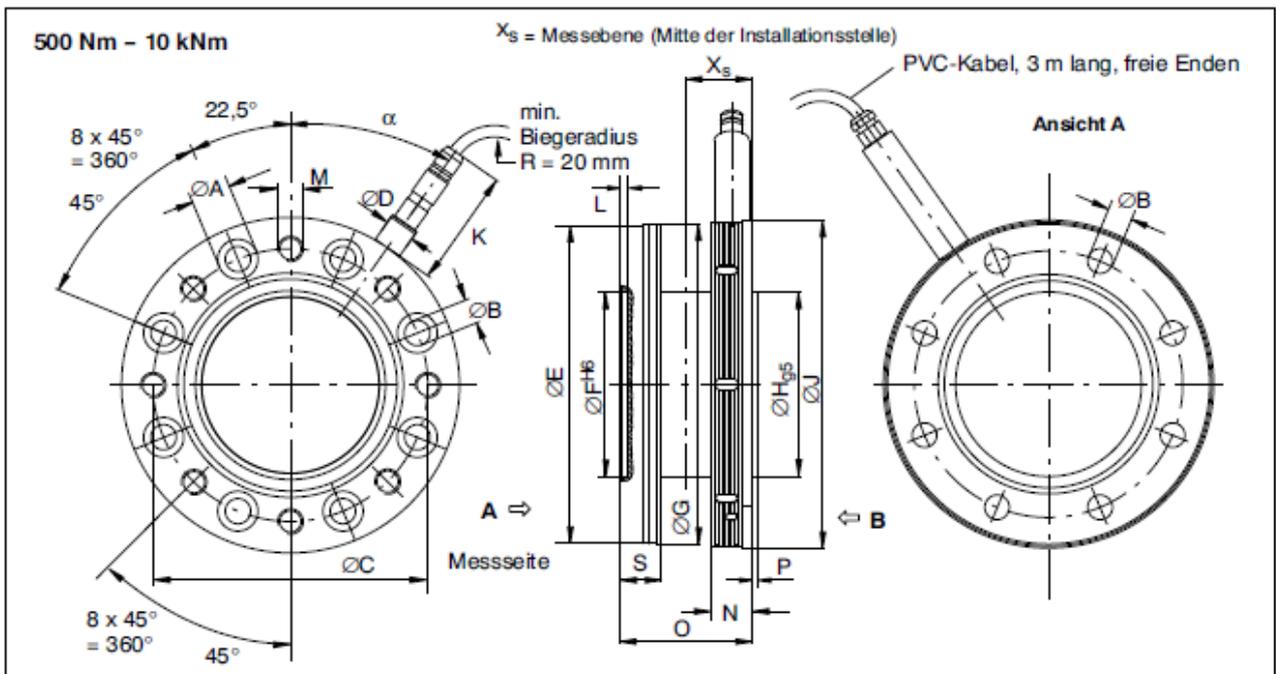


Nenndrehmoment	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØFH6	ØG	ØHg5	ØJ	K	α	M	S	L	N	O	P	X _s
500 N.m – 1 kN.m	17	10	101,5	14	120	75	121	75	124	57	35,8	M10	18	4	18	60	2 ^{+0,4}	30
2 kN.m – 3 kN.m	19	12	130	14	155	90	156	90	160	57	35	M12	20	4	20	64	2,5 ^{+0,4}	32
5 kN.m	22	14,2	155,5	14	179	110	180	110	188	57	10	M14	26	3	26	84	2,8	42
10 kN.m	26	17	196	14	221	140	222	140	230	57	10	M16	30	4	30	92	3,5 ^{+0,5}	46

Option: Schutzart IP67 (Abmessungen in mm)

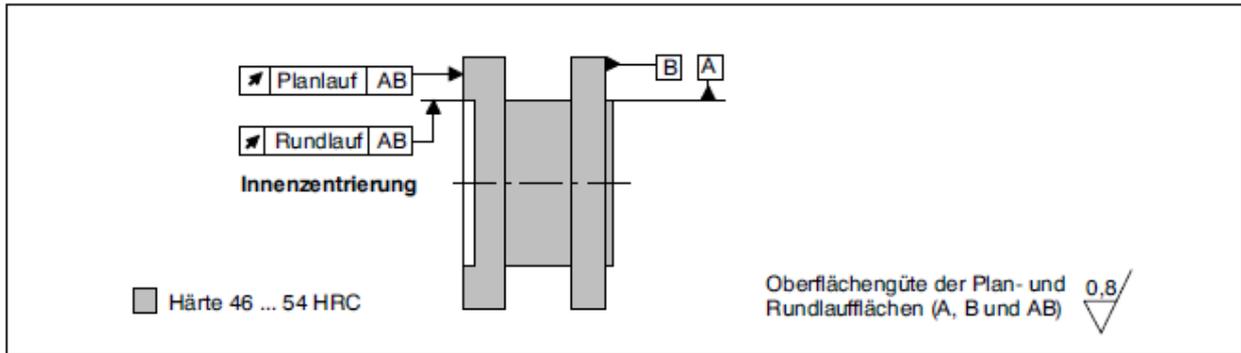


Nenn Drehmoment	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØFH6	ØG	ØHgs	ØJ	K	α	M	S	L	N	O	P	X _s
100 N·m – 200 N·m	14	8,2	84	17	99	57	112	57	101	82	12,5	M8	18	4,2	18	60	2 ^{+0,4}	30



Nenn Drehmoment	ØA	ØB	ØC	ØD	ØE	ØFH6	ØG	ØHgs	ØJ	K	α	M	S	L	N	O	P	X _s
500 N·m – 1 kN·m	17	10	101,5	17	120	75	121	75	124	80	35,8	M10	18	4	18	60	2 ^{+0,4}	30
2 kN·m – 3 kN·m	19	12	130	17	155	90	156	90	160	80	35	M12	20	4	20	64	2,5 ^{+0,4}	32
5 kN·m	22	14,2	155,5	17	179	110	180	110	188	80	10	M14	26	3	26	84	2,8	42
10 kN·m	26	17	196	17	221	140	222	140	230	80	10	M16	30	4	30	92	3,5 ^{+0,5}	46

Plan- und Rundlauftoleranzen



Messbereich	Planlauftoleranz (mm)	Rundlauftoleranz (mm)
100 N·m - 1 kN·m	0,01	0,01
2 kN·m - 10 kN·m	0,02	0,02

Änderungen vorbehalten.
 Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie im Sinne des §443 BGB dar und begründen keine Haftung.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Im Tiefen See 45 · 64293 Darmstadt · Germany
 Tel. +49 6151 803-0 · Fax: +49 6151 803-9100
 Email: info@hbm.com · www.hbm.com

measure and predict with confidence



Anlage 3 Datenblatt des Drehwinkelgebers ITD89H00 der Firma Baumer



Lagerlose Drehgeber - inkremental

ITD89H00 - Rechtecksignal

Durchgehende Hohlwelle ø70 bis ø140 mm

256...8192 Impulse pro Umdrehung

Auf einen Blick

- Lagerloser, magnetischer Drehgeber
- Bis 8192 Impulse pro Umdrehung
- Ausgangsstufen: HTL oder TTL
- Einfache, schnelle und platzsparende Montage
- Wartungsfrei
- Hohe Genauigkeit - maximaler Fehler $\pm 0,1^\circ$
- Drehzahlen bis 5000 U/min
- Hohe Resistenz gegen Verschmutzung, Vibrationen



Technische Daten

Technische Daten - elektrisch

Betriebsspannung	5 VDC $\pm 5\%$ 8...28 VDC
Verpolungsfest	Ja
Kurzschlussfest	Ja
Betriebsstrom ohne Last	≤ 50 mA
Impulse pro Umdrehung	256 ... 8192
Interpolation	1-fach 2-fach 4-fach 8-fach 16-fach 32-fach
Ausgangssignale	A 90° B + invertiert A 90° B, N + invertiert
Ausgangsstufen	TTL Leitungstreiber (kurzschlussfest) HTL Gegentakt (kurzschlussfest)
Ausgangsstrom	≤ 30 mA
Ausgabefrequenz	≤ 300 kHz (TTL) ≤ 160 kHz (HTL)
System-Genauigkeit	$\pm 0,1^\circ$

Technische Daten - elektrisch

Störfestigkeit	EN 61000-6-2
Störaussendung	EN 61000-6-3
Technische Daten - mechanisch	
Wellenart	ø70...140 mm (durchgehende Hohlwelle)
Abmessungen B x H x L	12 x 16 x 48 mm
Spiel der Motorwelle	0,5 mm axial 0,05 mm radial
Schutzart EN 60529	IP 67 (bezogen auf vergossene Elektronik)
Betriebsdrehzahl	≤ 5000 U/min
Werkstoff	Gehäuse: Kunststoff Welle: Stahl rostfrei
Betriebstemperatur	-40...+100 °C (Kabel unbewegt)
Widerstandsfähigkeit	EN 60068-2-6 Vibration 10 g, 55-2000 Hz EN 60068-2-27 Schock 100 g, 11 ms
Masse ca.	2200 g (bei ø70 mm) 619 g (bei ø140 mm)
Anschluss	Kabel 1 m

Optional

- Steckerausführung am Kabel
- Redundante Abtastung

2022-05-02 Angegebene Produktigenschaften und technische Daten stellen keine Garantien dar. Technische Änderungen vorbehalten.

ITD89H00 - Rechtecksignal

Durchgehende Hohlwelle $\varnothing 70$ bis $\varnothing 140$ mm

256...8192 Impulse pro Umdrehung

Anschlussbelegung

Mit BI-Signalen, Kabel [4x2x0,08 mm2]

Aderfarben	Belegung
grün	Spur A
gelb	Spur A inv.
grau	Spur B
rosa	Spur B inv.
rot	UB
blau	GND
transparent	Schirm/Gehäuse

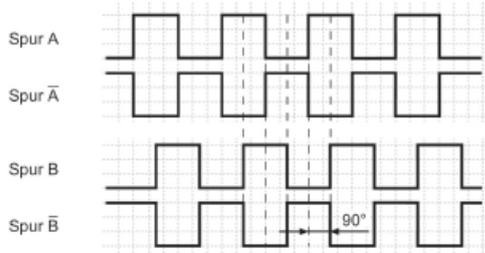
Mit NI-Signalen, Kabel [4x2x0,08 mm2]

Aderfarben	Belegung
grün	Spur A
gelb	Spur A inv.
grau	Spur B
rosa	Spur B inv.
braun	Spur N
weiss	Spur N inv.
rot	UB
blau	GND
transparent	Schirm/Gehäuse

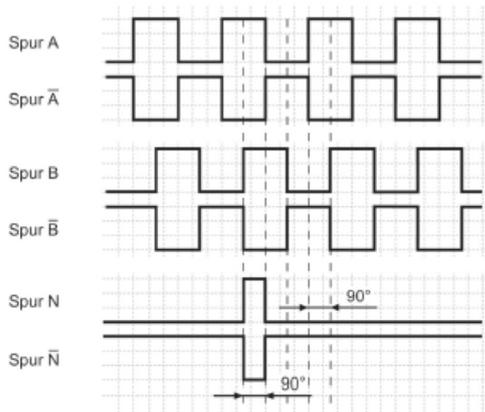
Ausgangssignale

Drehrichtung im Uhrzeigersinn bei Blick auf die Anbauseite.

BI-Ausgangssignale



NI-Ausgangssignale



Schaltpegel

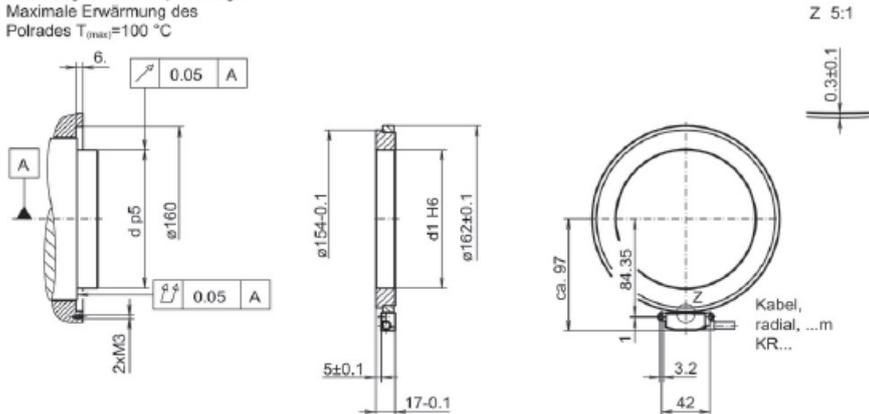
Ausgänge	Linedriver
Ausgangspegel High	$\geq 2,5$ V
Ausgangspegel Low	$\leq 0,5$ V
Belastung	≤ 30 mA

Ausgänge	Gegentakt kurzschlussfest
Ausgangspegel High	\geq UB -3 V
Ausgangspegel Low	$\leq 1,5$ V
Belastung	≤ 30 mA

2022-05-02 - Angegebene Produktspezifikationen und technische Daten stellen keine Garantiefürung dar. Technische Änderungen vorbehalten.

Abmessungen

Anbauseite:
Vorschlag für Schrumpfmontage*.
Maximale Erwärmung des
Polrades $T_{max}=100$ °C



* Für Klebmontage herstellerseitige Vorgaben zum Klebstoff und Klebe-Luftspalt beachten.
Empfehlung: Klebstoff Loctite 3504, Luftspalt 15 $\mu\text{m} \pm 5 \mu\text{m}$

2022-03-02 Angegebene Produkteigenschaften und technische Daten stellen keine Garantiebildung dar. Technische Änderungen vorbehalten.



Lagerlose Drehgeber - inkremental

ITD89H00 - Rechtecksignal

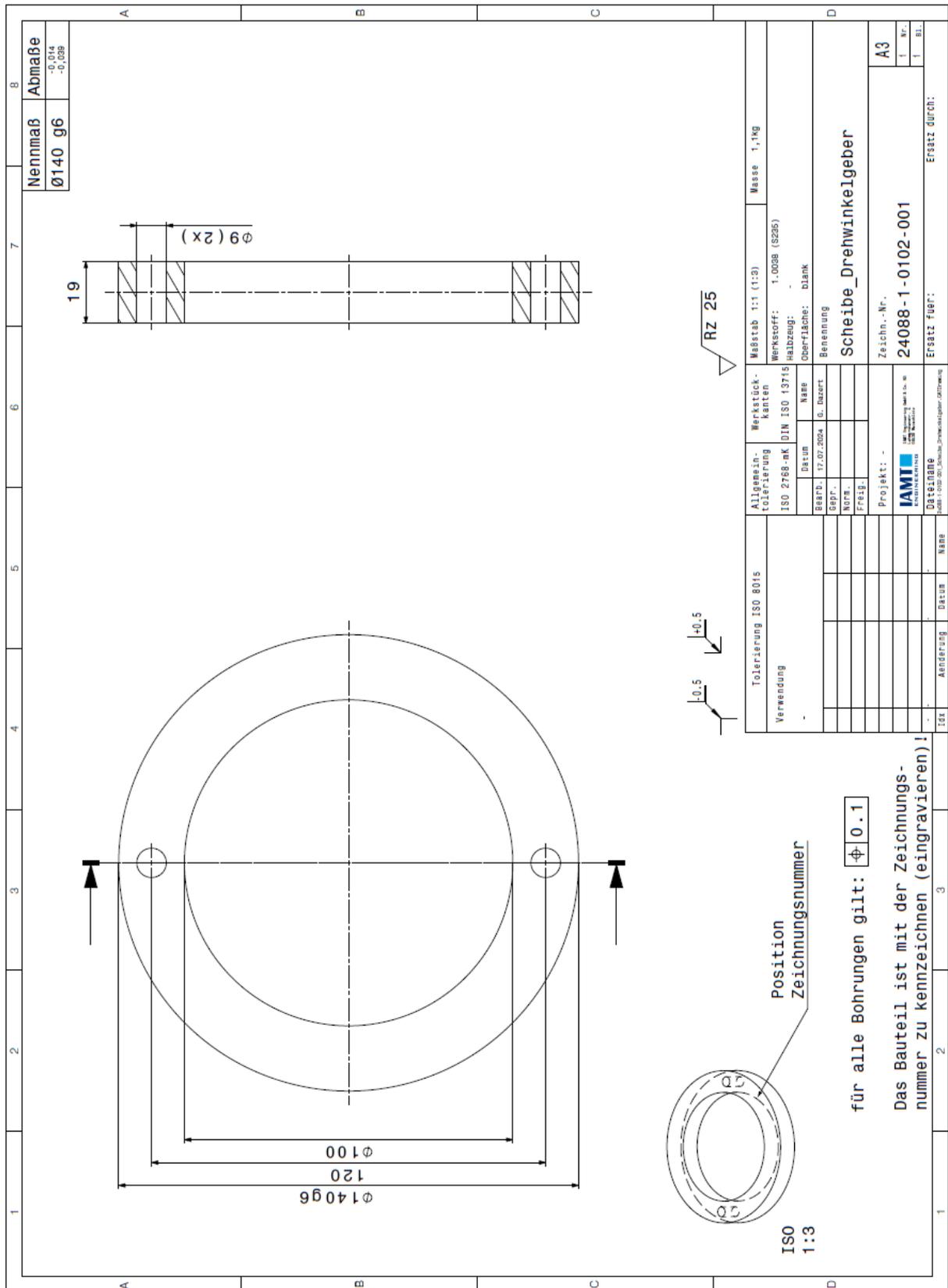
Durchgehende Hohlwelle ø70 bis ø140 mm

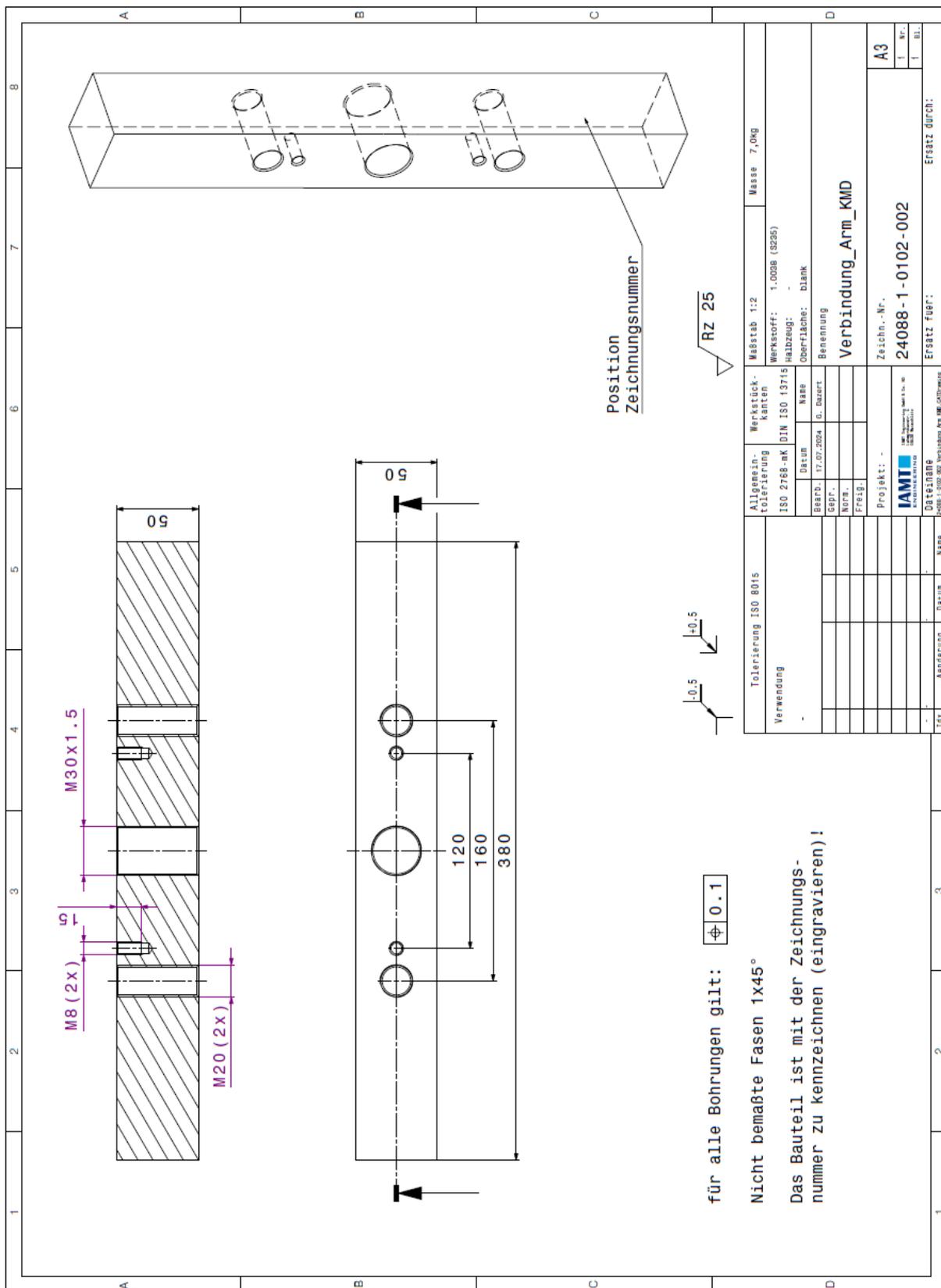
256...8192 Impulse pro Umdrehung

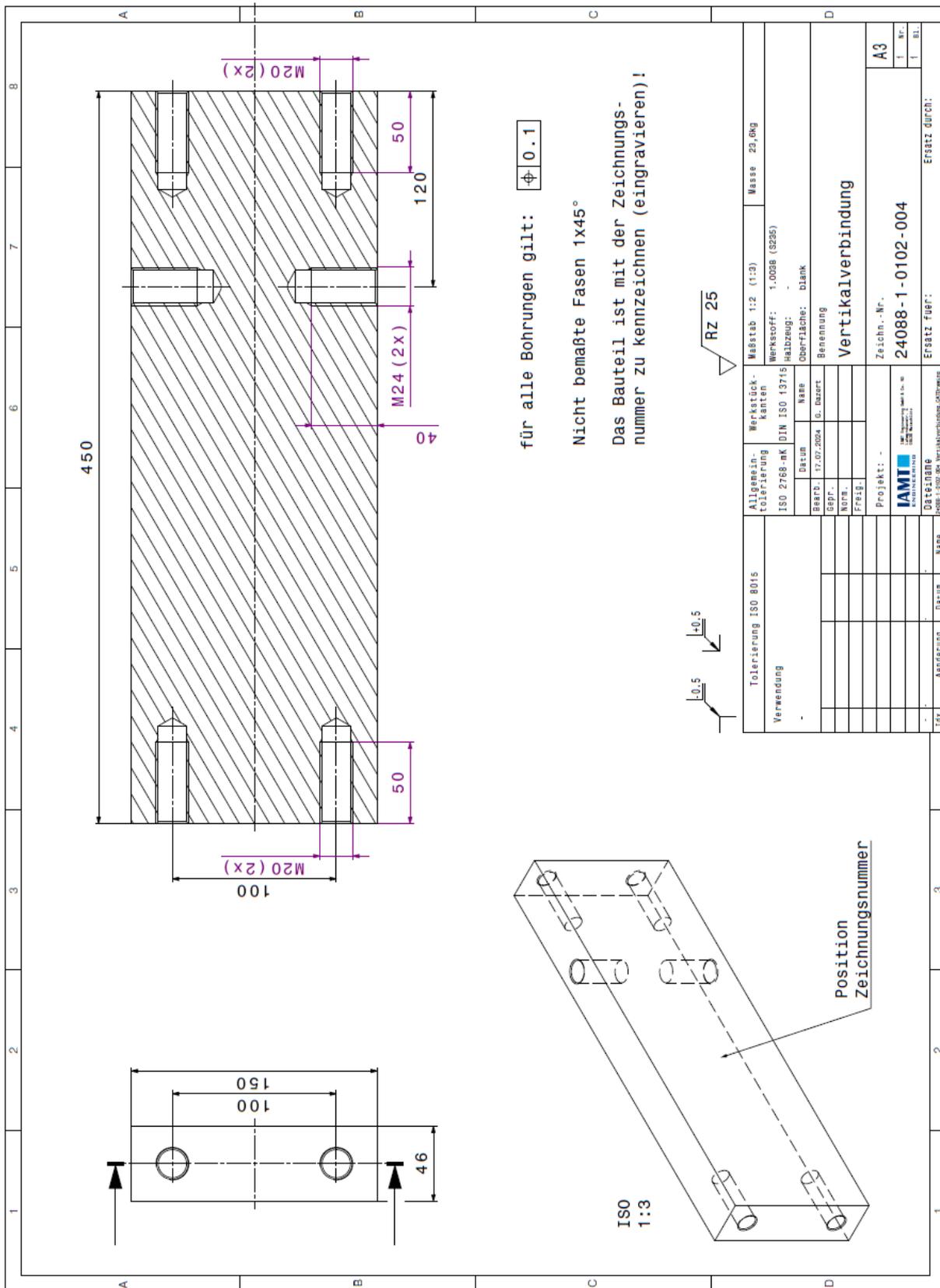
Typenschlüssel		ITD89H00	####	#	###	KR1	E	##	IP67
Produkt		ITD89H00							
Impulszahl									
256 ⁽¹⁾			256						
512 ⁽¹⁾			512						
1024			1024						
2048			2048						
4096			4096						
8192			8192						
Betriebsspannung / Signale									
5 VDC / TTL-Pegel, Linedriver					T				
8...26 VDC / HTL-Pegel, Gegentakt					H				
Ausgangssignale									
A, A inv, B, B inv					BI				
A, A inv, B, B inv, N, N inv					NI				
Anschluss									
Kabel 1 m, radial						KR1			
Betriebstemperatur									
-40...+100 °C							E		
Durchgehende Hohlwelle									
ø70 mm									70
ø75 mm									75
ø80 mm									80
ø85 mm									85
ø120 mm									120
Schutzart									
IP 67									IP67

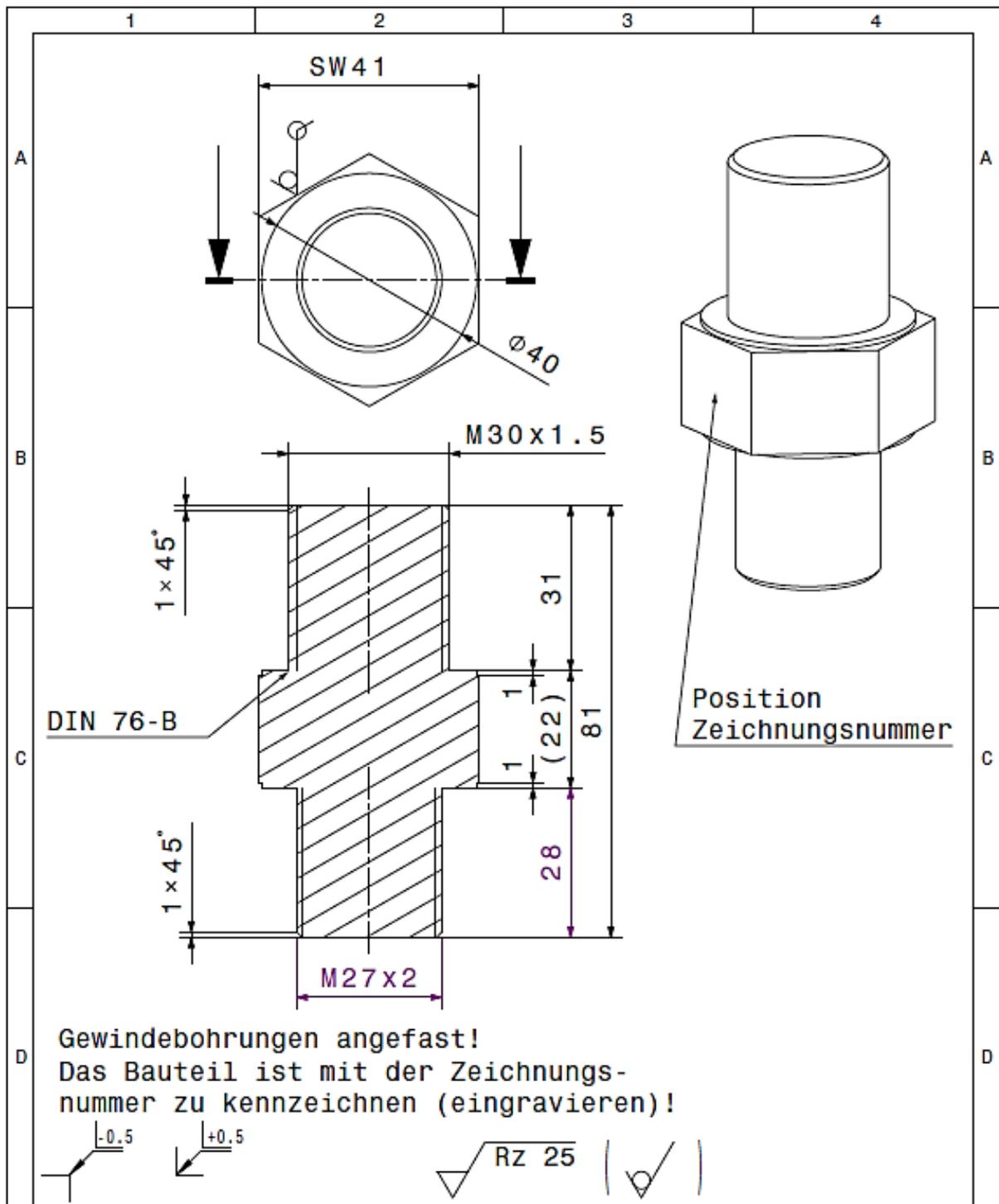
(1) Gekennzeichnete Impulszahlen nur als BI-Ausgangssignale möglich.
Weitere Durchmesser auf Anfrage.

2022-05-02. Angabene Produkteigenschaften und technische Daten stellen keine Garantieleistung dar. Technische Änderungen vorbehalten.



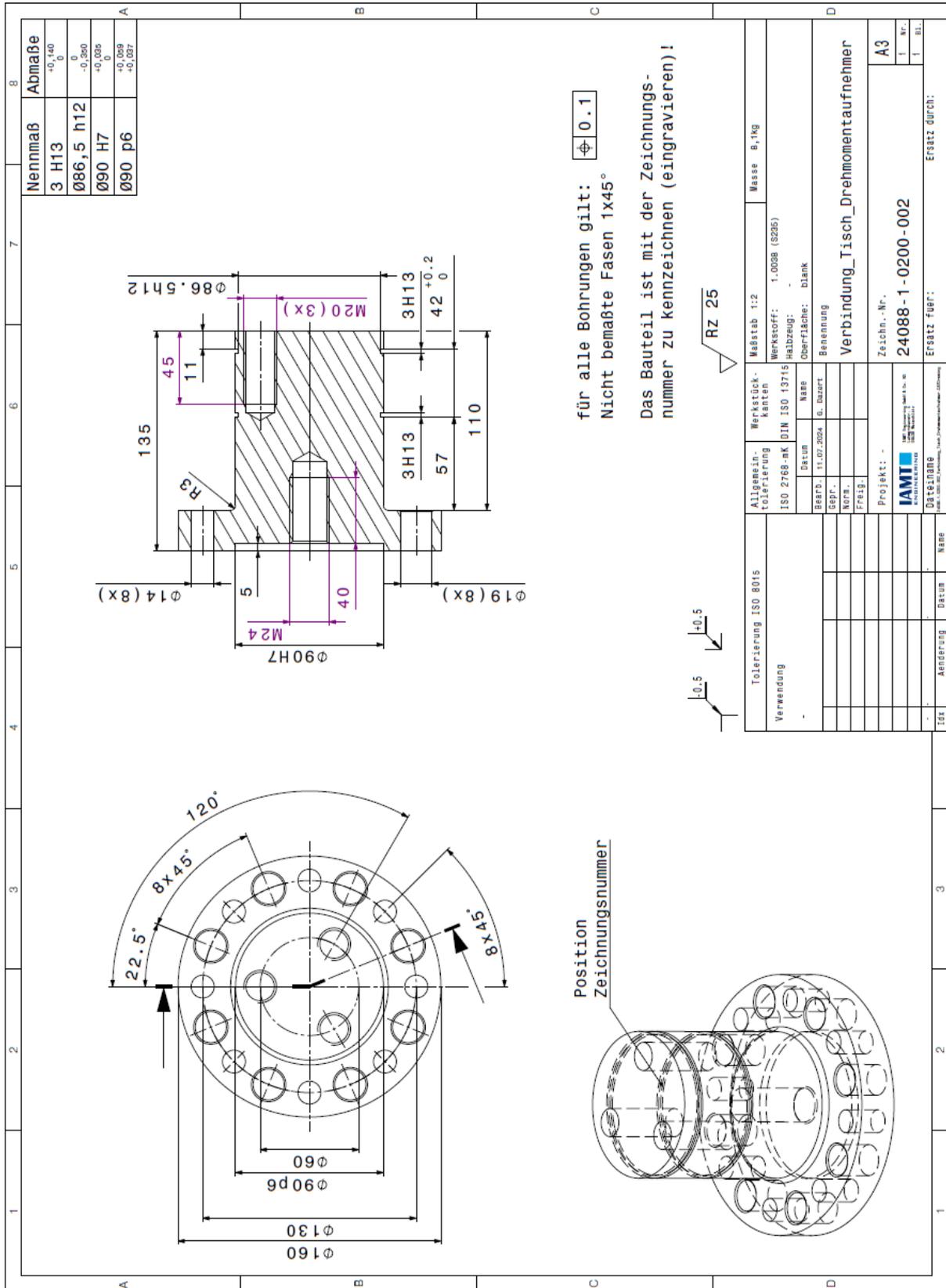


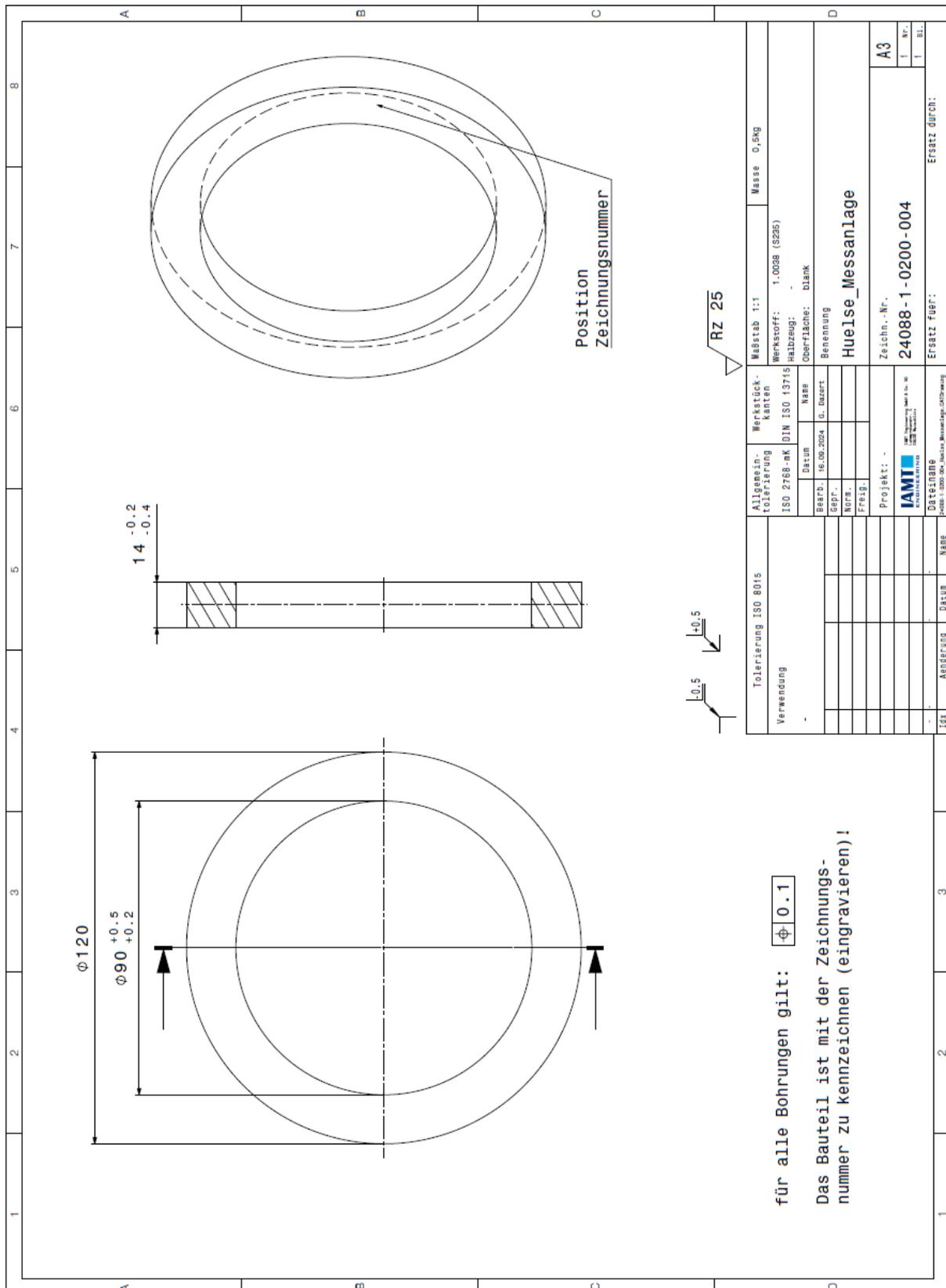


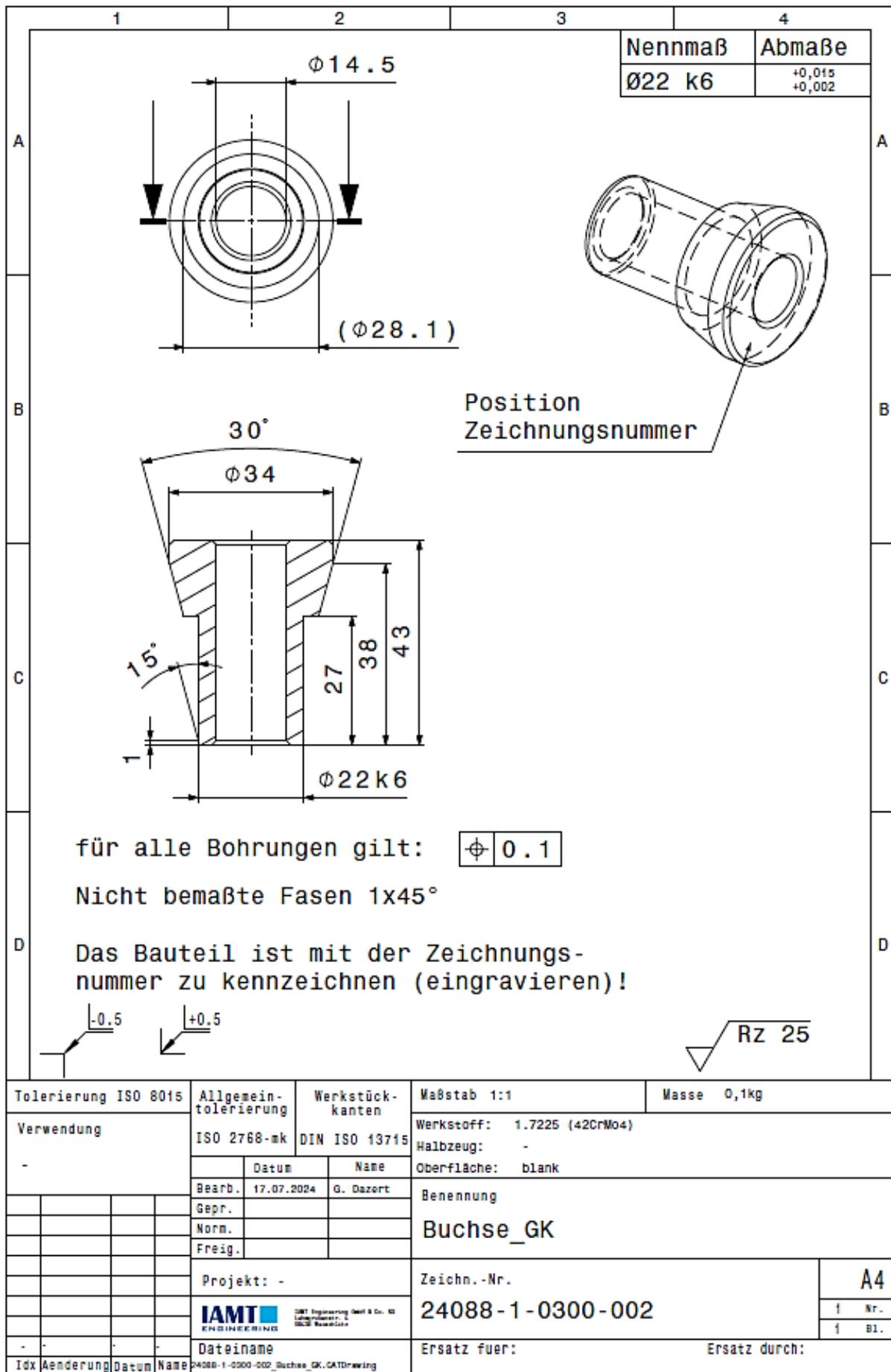


Gewindebohrungen angefast!
 Das Bauteil ist mit der Zeichnungsnummer zu kennzeichnen (eingravieren)!

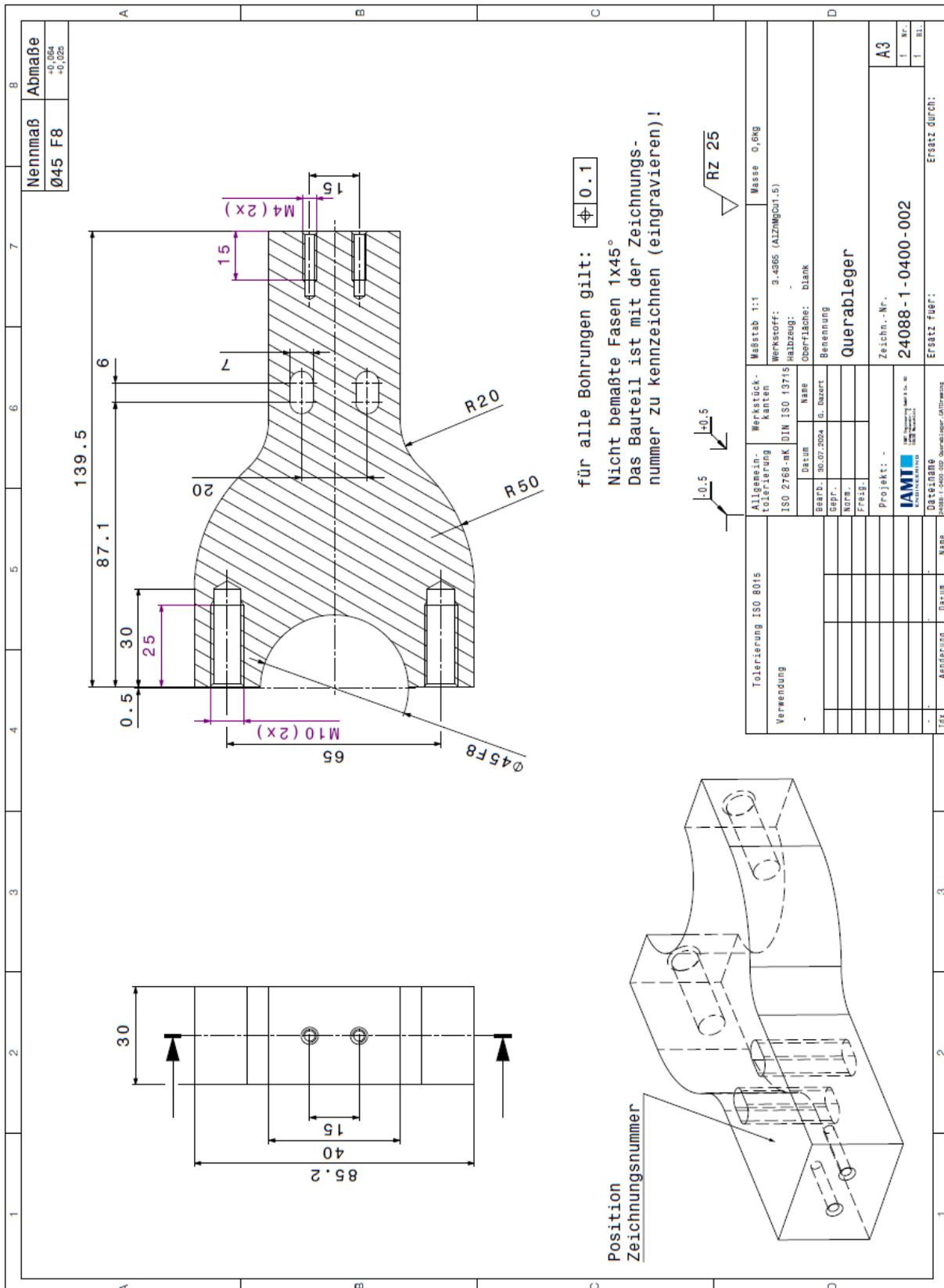
Tolerierung ISO 8015		Allgemeintolerierung		Werkstückkanten		Maßstab 1:1		Masse 0,29kg	
Verwendung		ISO 2768-mk		DIN ISO 13715		Werkstoff: 1.7225 (42CrMo4)		Halbzeug: -	
		Datum		Name		Oberfläche: blank			
		Bearb. 19.09.2024		G. Dazert		Benennung			
		Gepr.				Gewindeadapter_M30x1,5_Aussen-M27x2_Aussen			
		Norm.				Zeichn.-Nr.		A4	
		Freig.				24088-1-0102-006		i Nr.	
		Projekt: -				Ersatz fuer:		Ersatz durch:	
		Dateiname		24088-1-0102-006_Gewindeadapter_M30x1,5_Aussen-M27x2_Aussen_CADZeichnung				i Bl.	
Idx	Aenderung	Datum	Name						

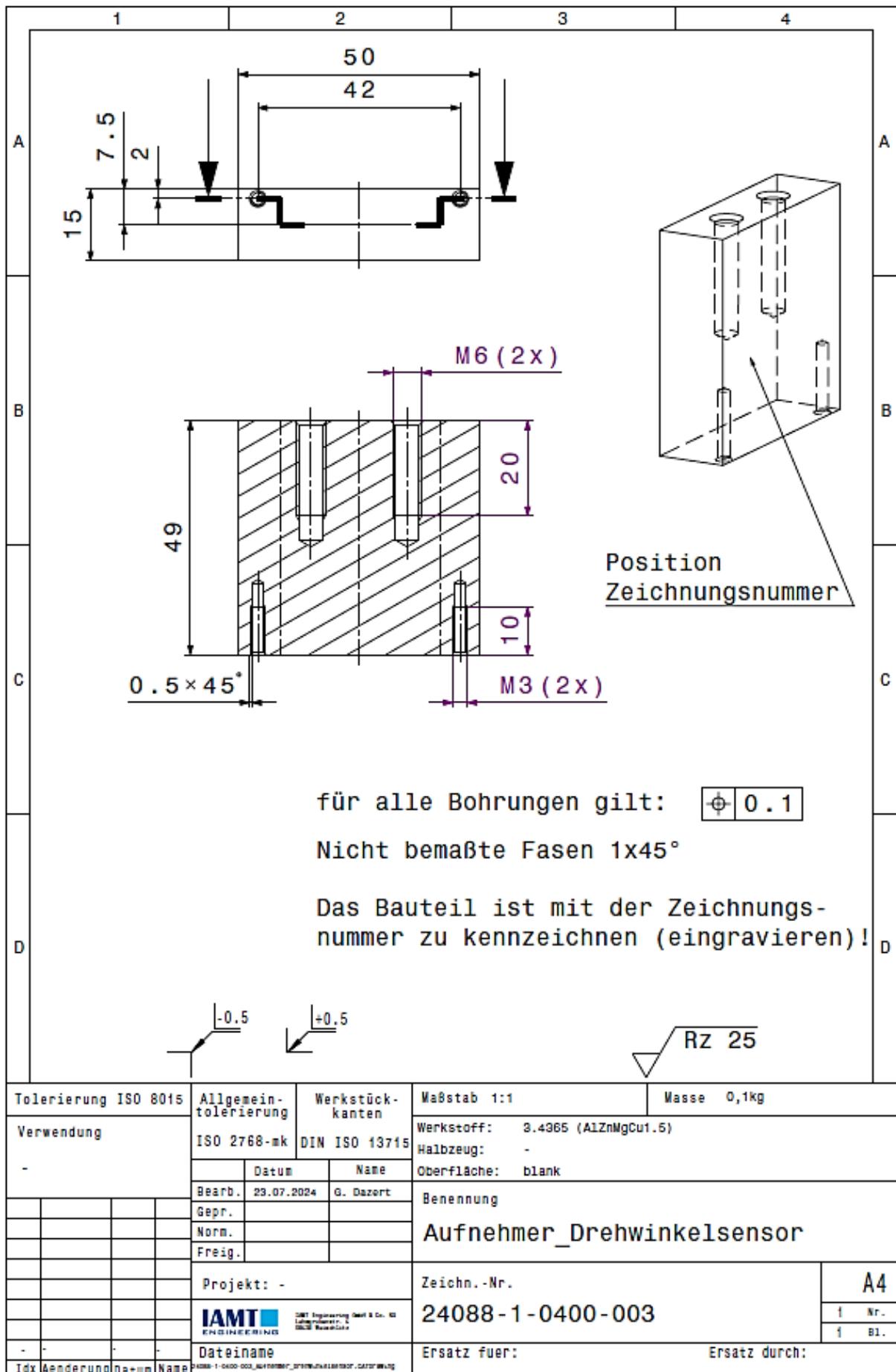


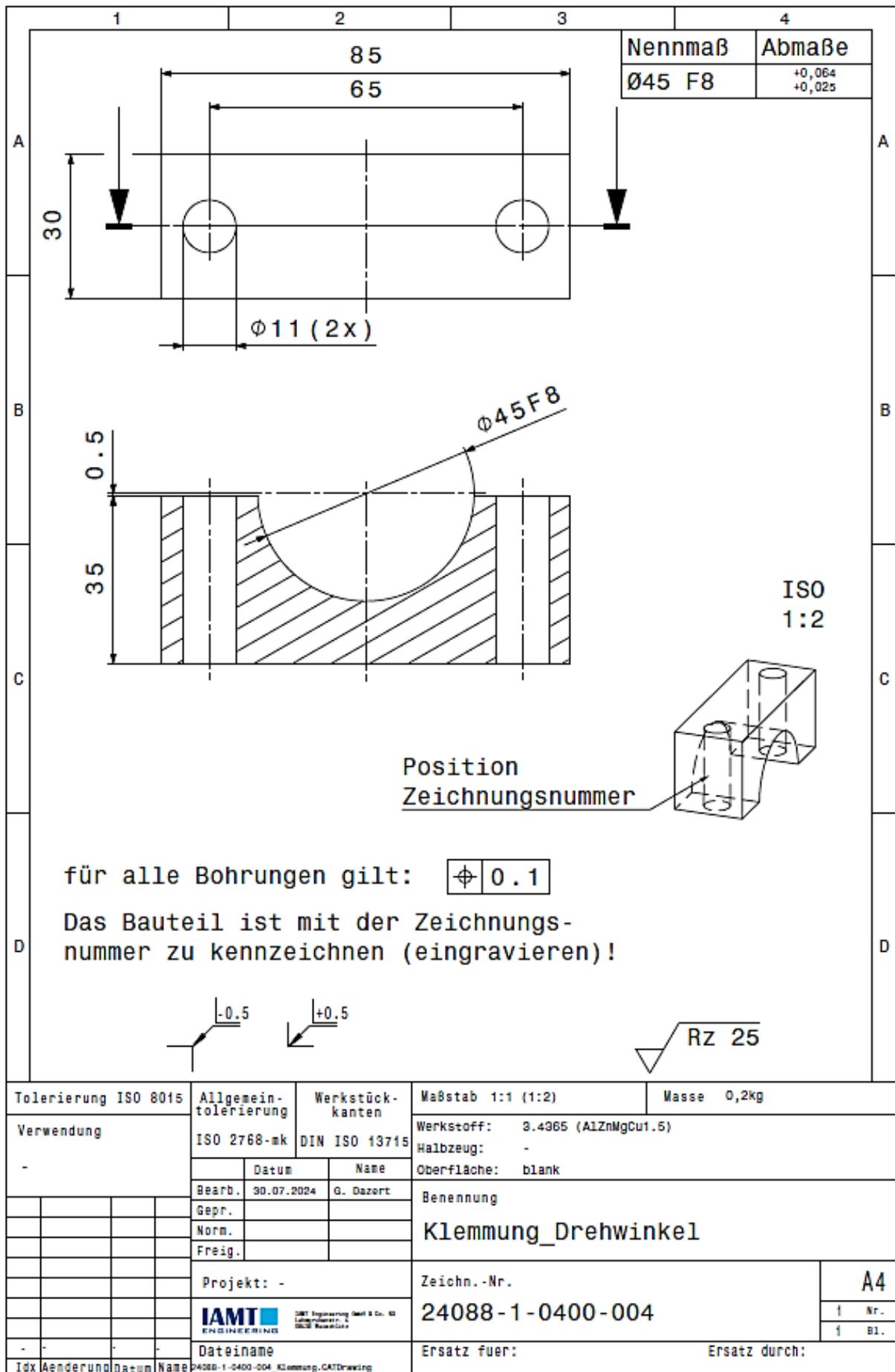


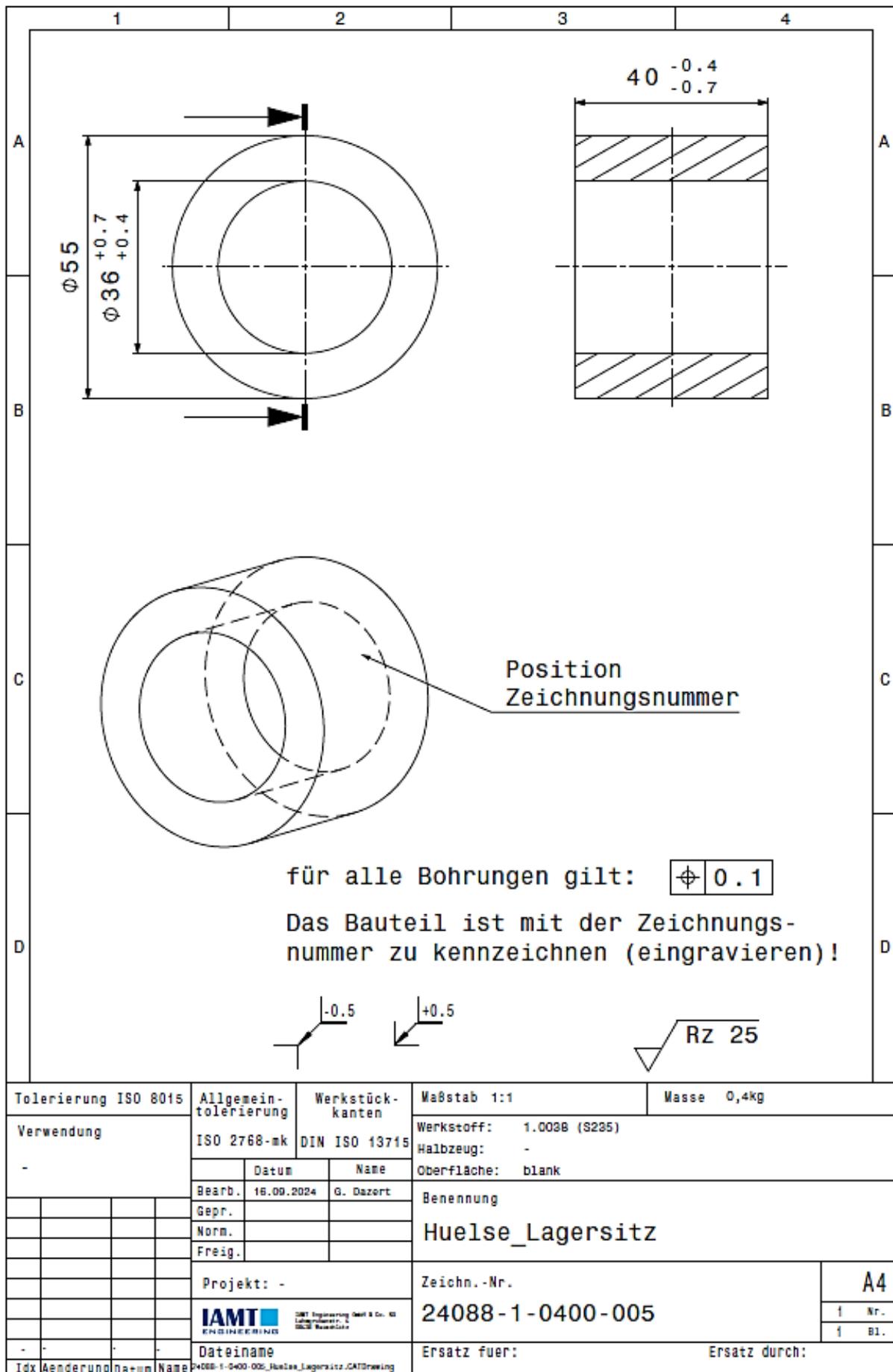


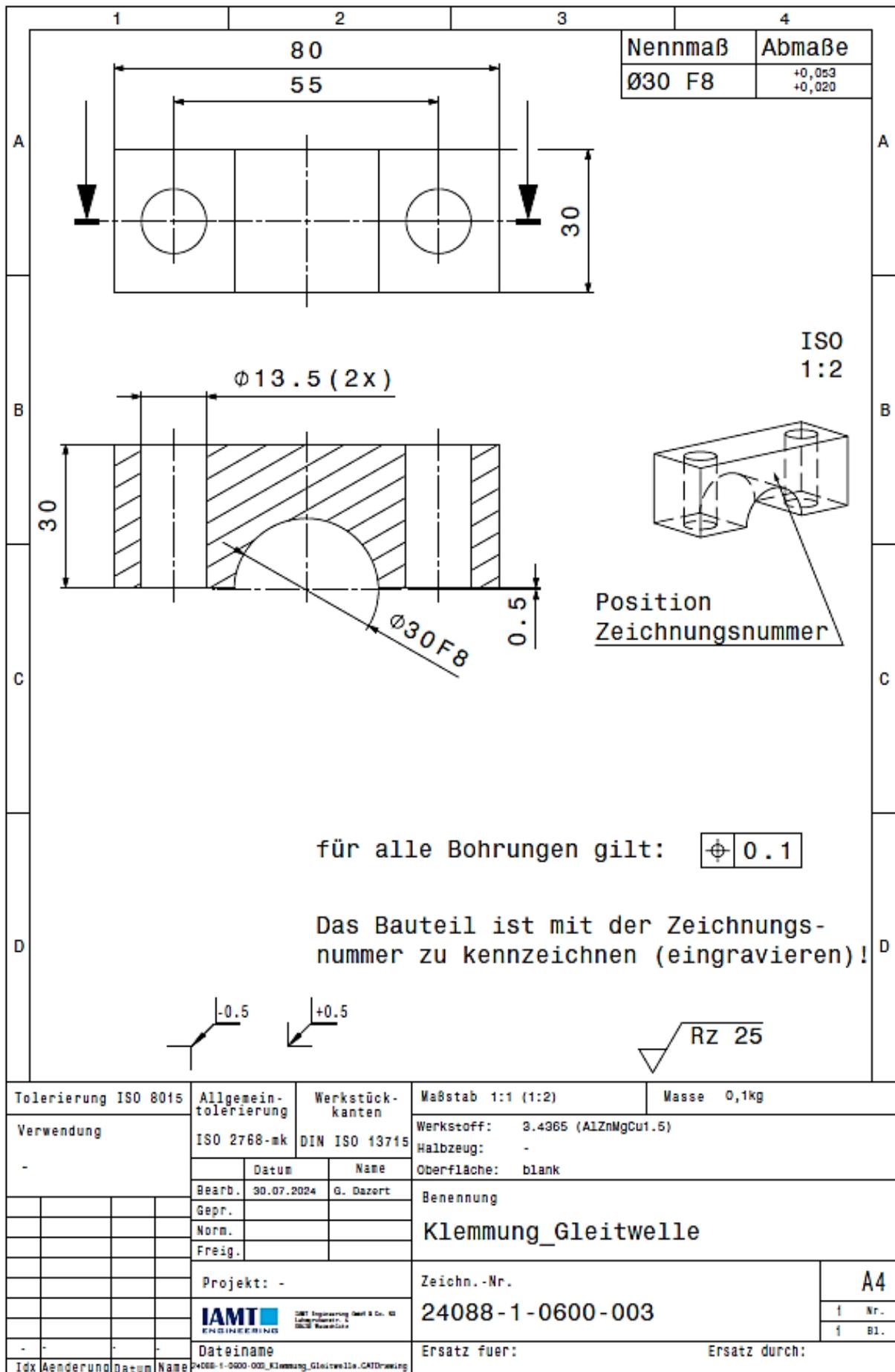
Tolerierung ISO 8015		Allgemeintolerierung		Werkstückkanten		Maßstab 1:1		Masse 0,1kg	
Verwendung		ISO 2768-mk		DIN ISO 13715		Werkstoff: 1.7225 (42CrMo4)		Halbzeug: -	
-		Datum		Name		Oberfläche: blank		Benennung	
		Bearb. 17.07.2024		G. Dazert		Buchse_GK		A4	
		Gepr.				Zeichn.-Nr.		1 Nr.	
		Norm.				24088-1-0300-002		1 Bl.	
		Freig.				Ersatz fuer:		Ersatz durch:	
		Projekt: -							
				<small>IAMT Engineering GmbH & Co. KG Löhndamm 1 52323 Wesseling</small>					
Dateiname		24088-1-0300-002_Buchse_GK.CATDrawing							
Idx	Aenderung	Datum	Name						

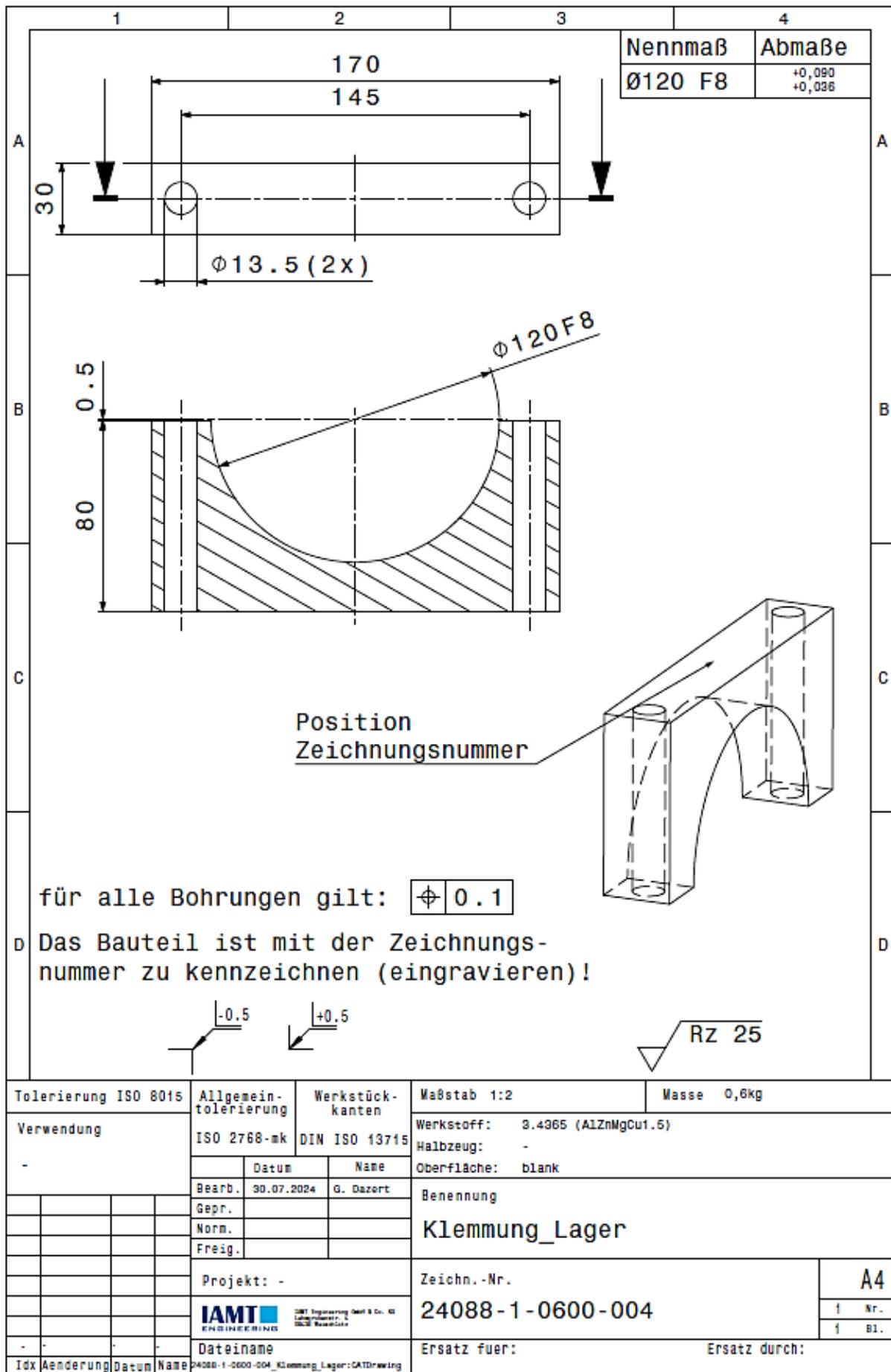












Anlage 5 Entwicklung der Aufstandsfläche des Bohrmomentprüfstandes während der Messungen



Abbildung A5- 1: vor der ersten Messung



Abbildung A5- 2: nach Messung des Reifens 1 des Reifensatzes



Abbildung A5- 3: nach Messung des Reifens 2 des Reifensatzes



Abbildung A5- 4: nach Messung des Reifens 3 des Reifensatzes



Abbildung A5- 5: nach Messung des Reifens 4 des Reifensatzes



Abbildung A5- 6: nach Messung des Reifens 195/45 R15 78V



Abbildung A5- 7: nach Messung des Reifens 225/40 R18 92Y XL



Abbildung A5- 8: nach Messung des Reifens 245/35 ZR20 95Y

Anlage 6 Weitere Messergebnisse zum Einfluss des Reifenfülldruckes auf das Reifenbohrmoment

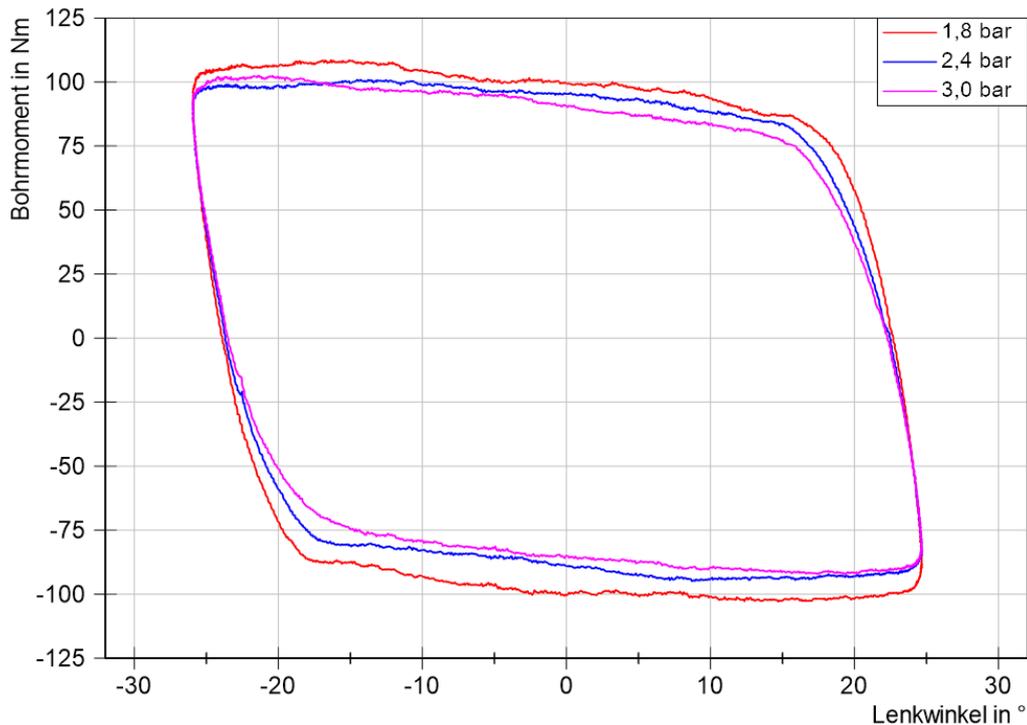


Abbildung A6- 1: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 195/45 R15 78V (2 kN)

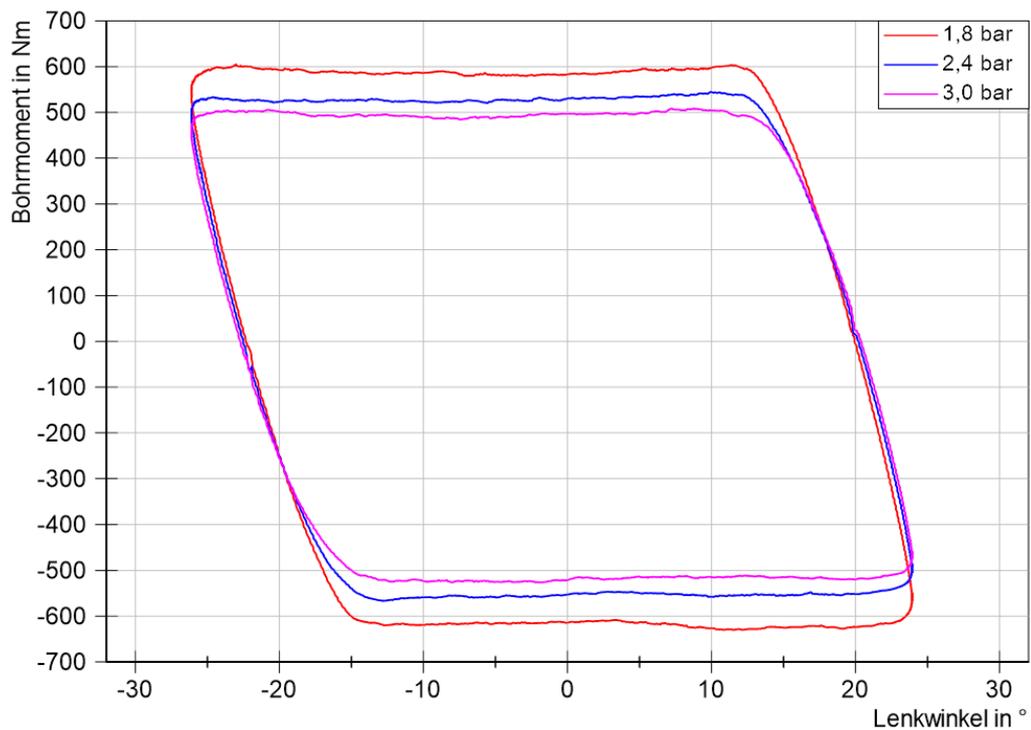


Abbildung A6- 2: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 195/45 R15 78V (8 kN)

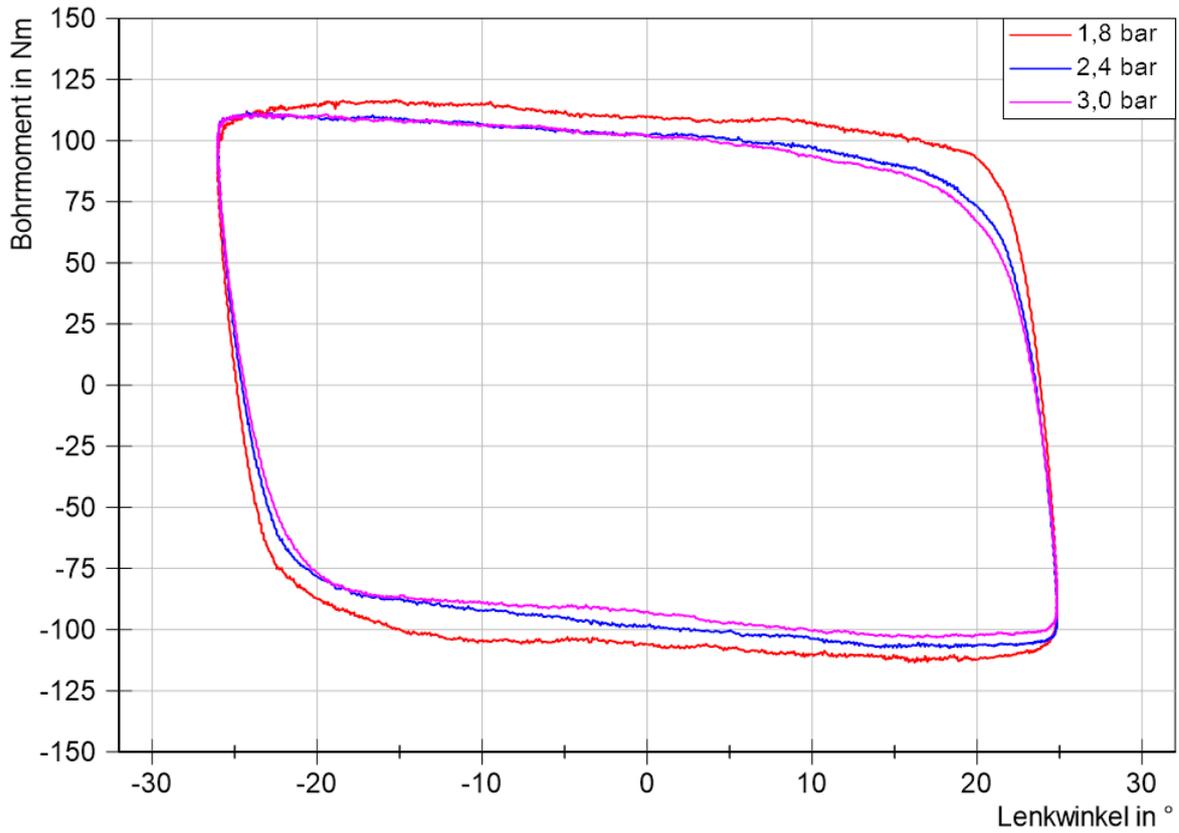


Abbildung A6- 3: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 225/40 R18 92Y XL (2 kN)

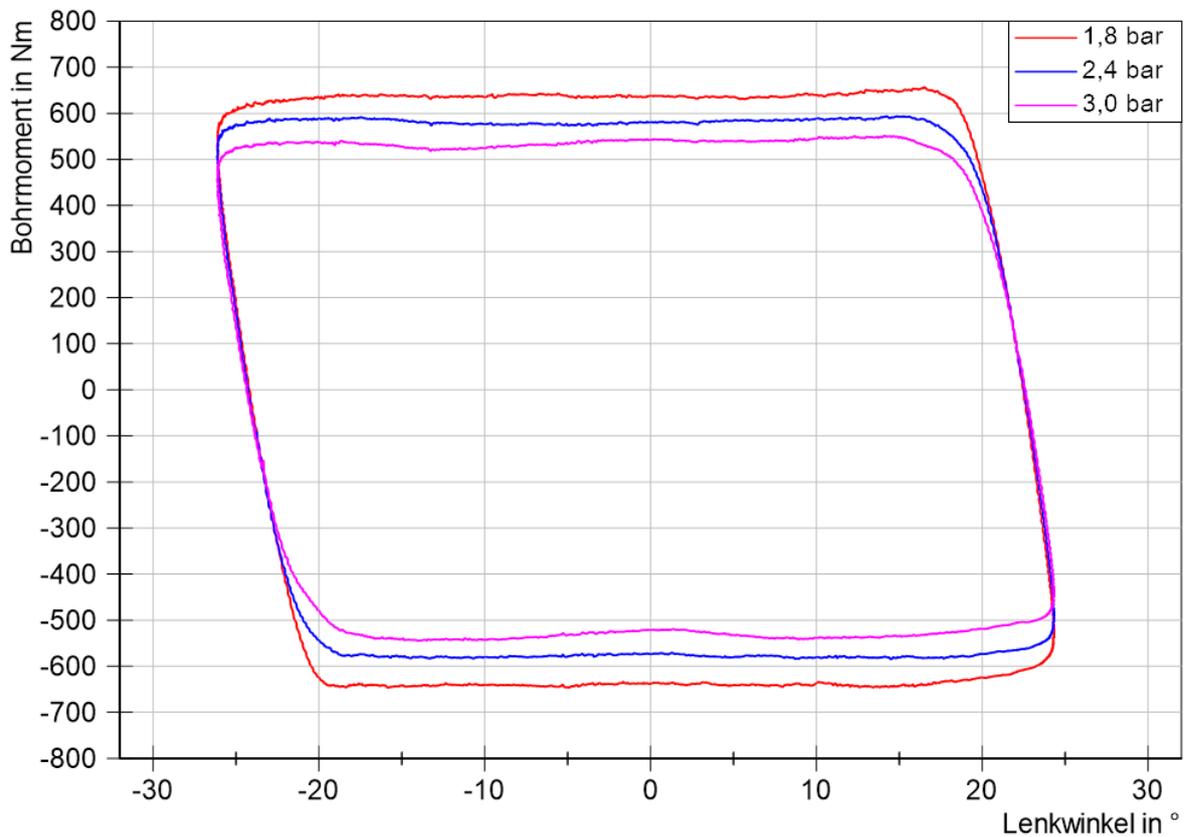


Abbildung A6- 4: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 225/40 R18 92Y XL (8 kN)

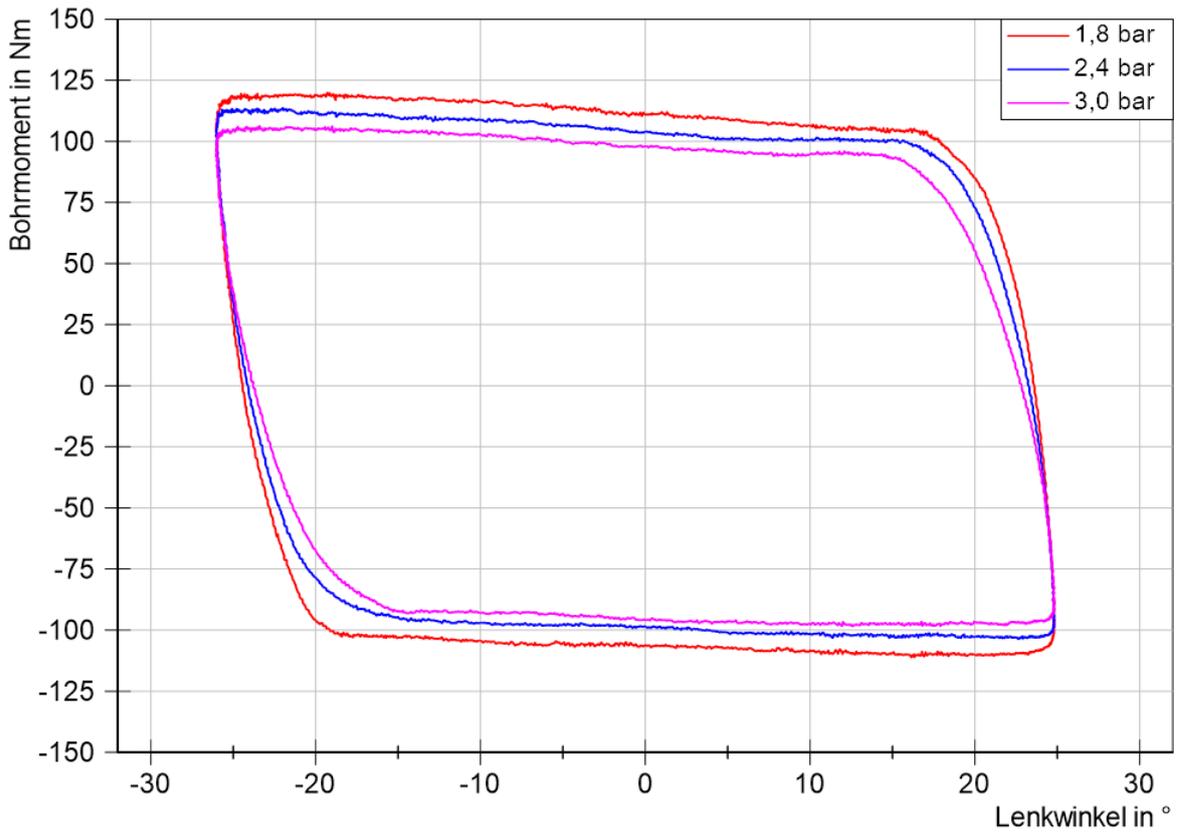


Abbildung A6- 5: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 245/35 ZR20 95Y (2 kN)

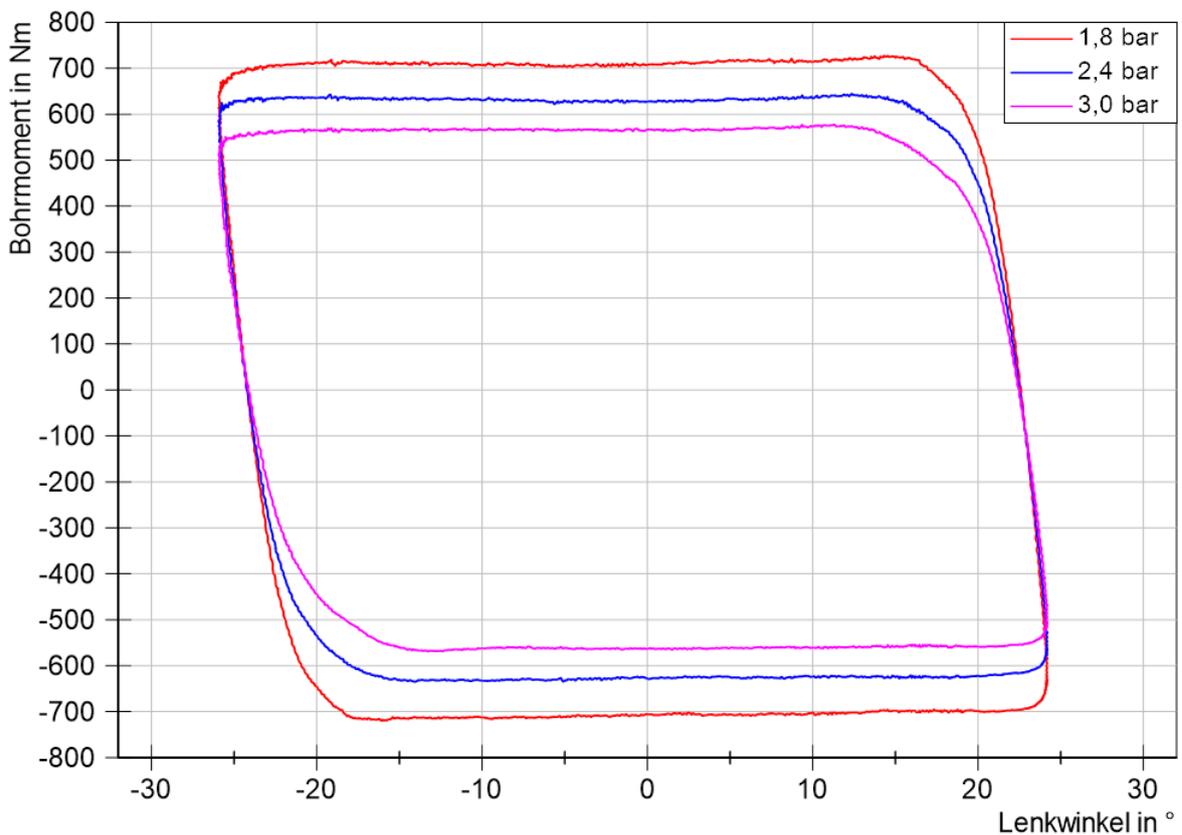


Abbildung A6- 6: Fülldruckeinfluss auf den exemplarischen Bohrmomentverlauf des Reifens 245/35 ZR20 95Y (8 kN)

Anlage 7 Weitere Messergebnisse zum Einfluss der Reifengröße auf das Reifenbohrmoment

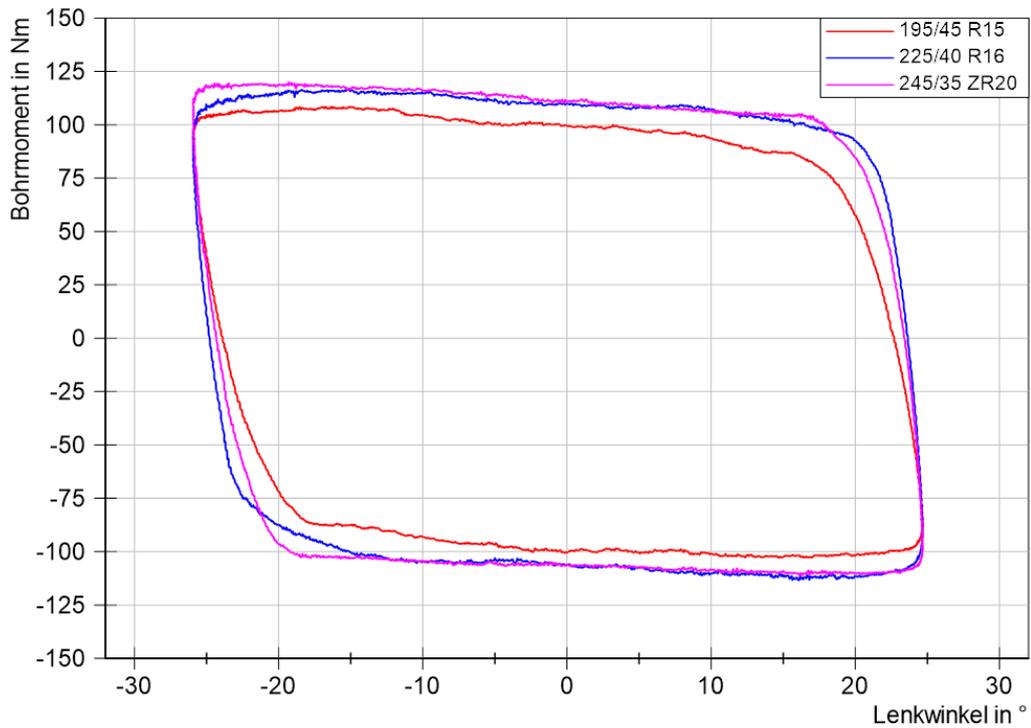


Abbildung A7- 1: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 2 kN (1,8 bar)

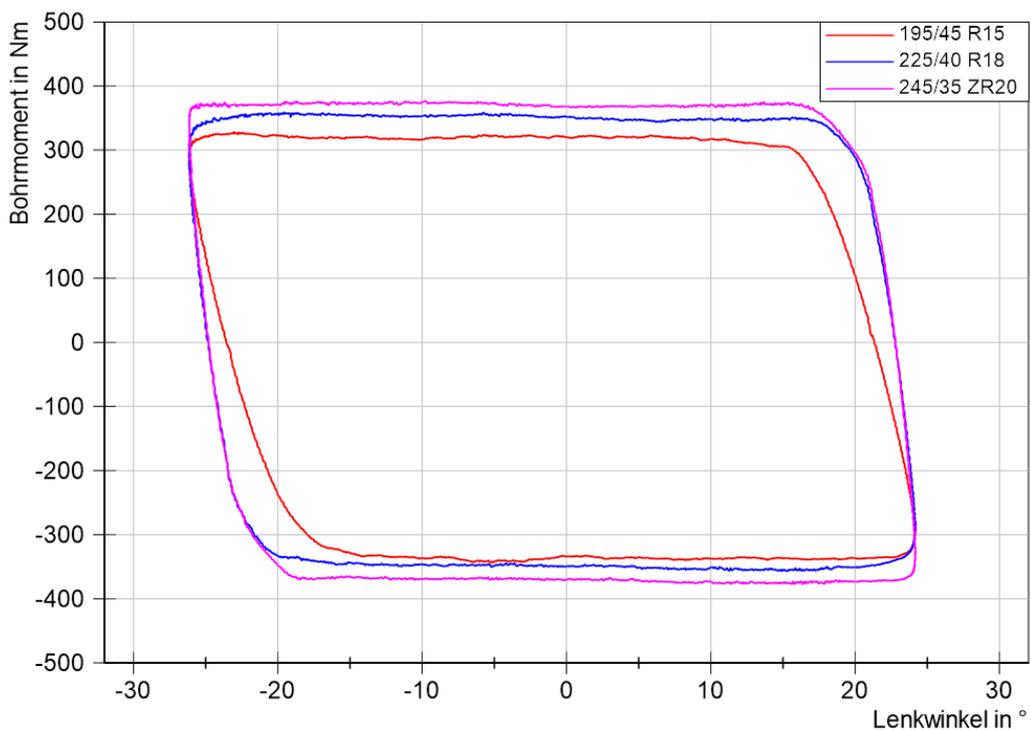


Abbildung A7- 2: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 5 kN (1,8 bar)

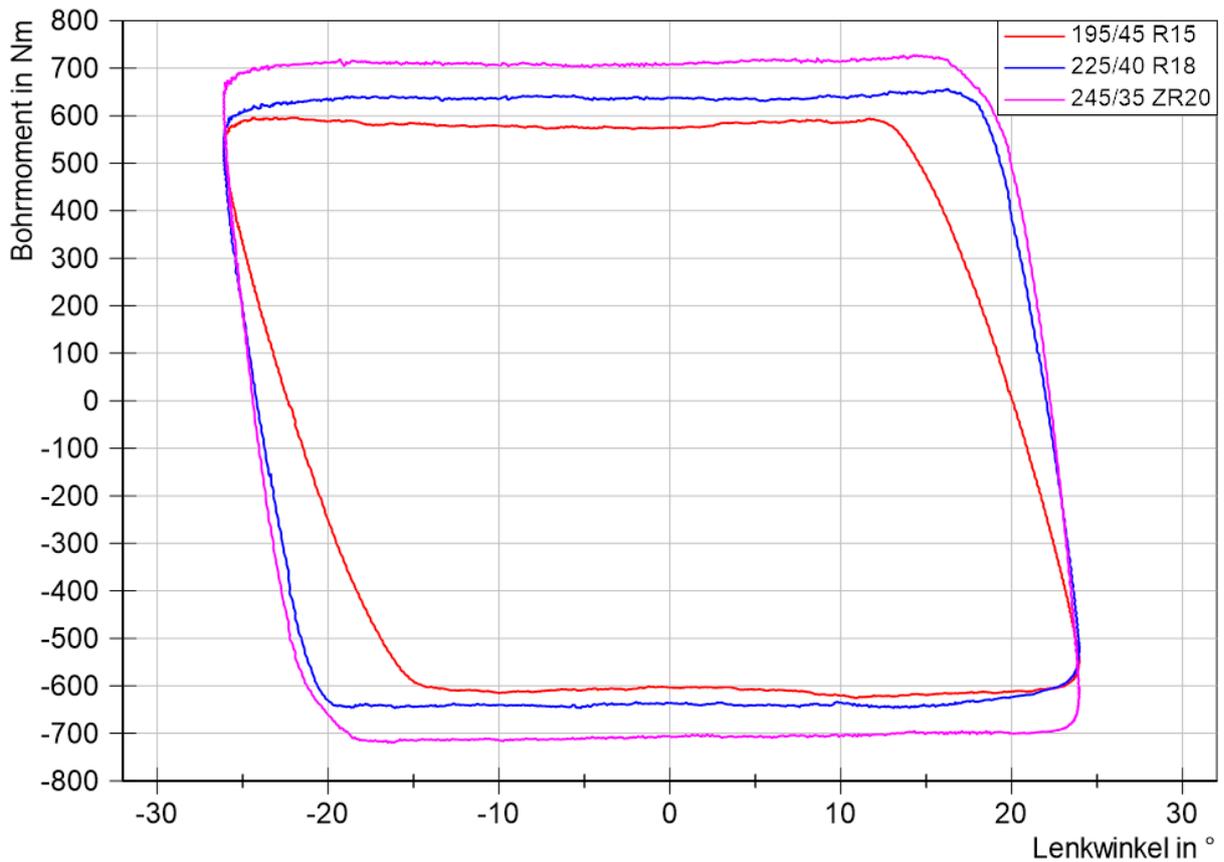


Abbildung A7- 3: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 8 kN (1,8 bar)

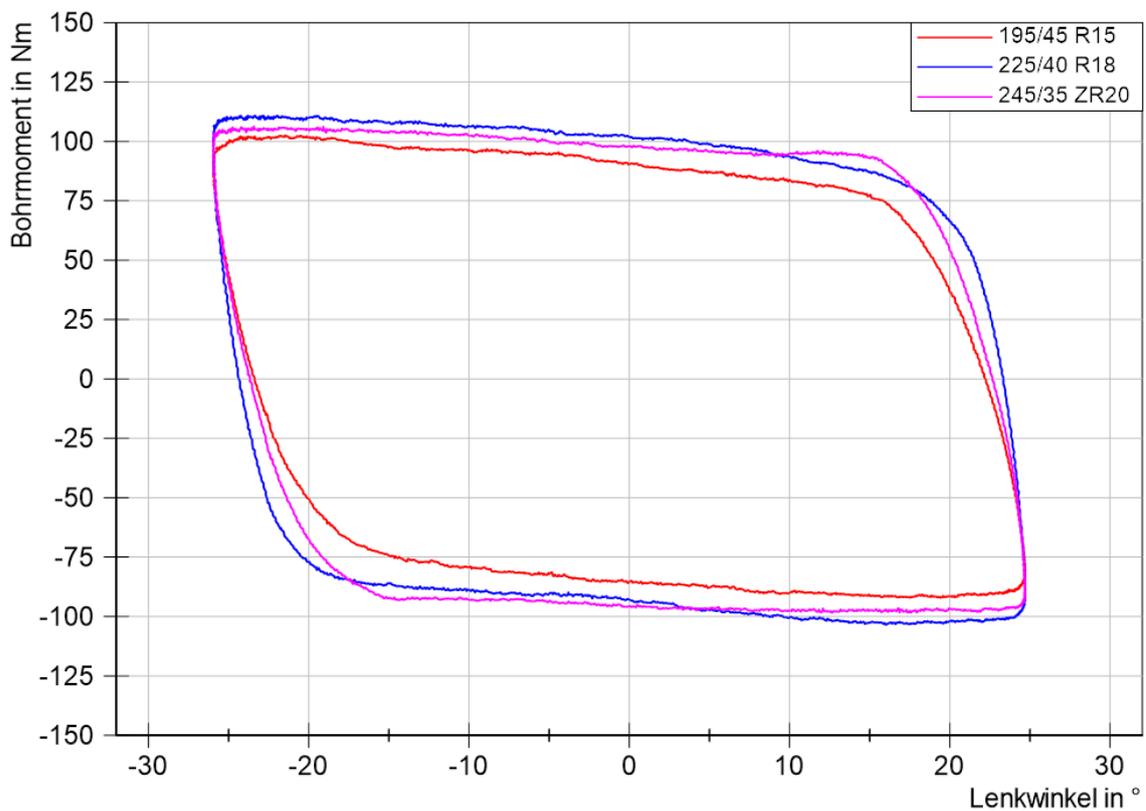


Abbildung A7- 4: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 2 kN (3,0 bar)

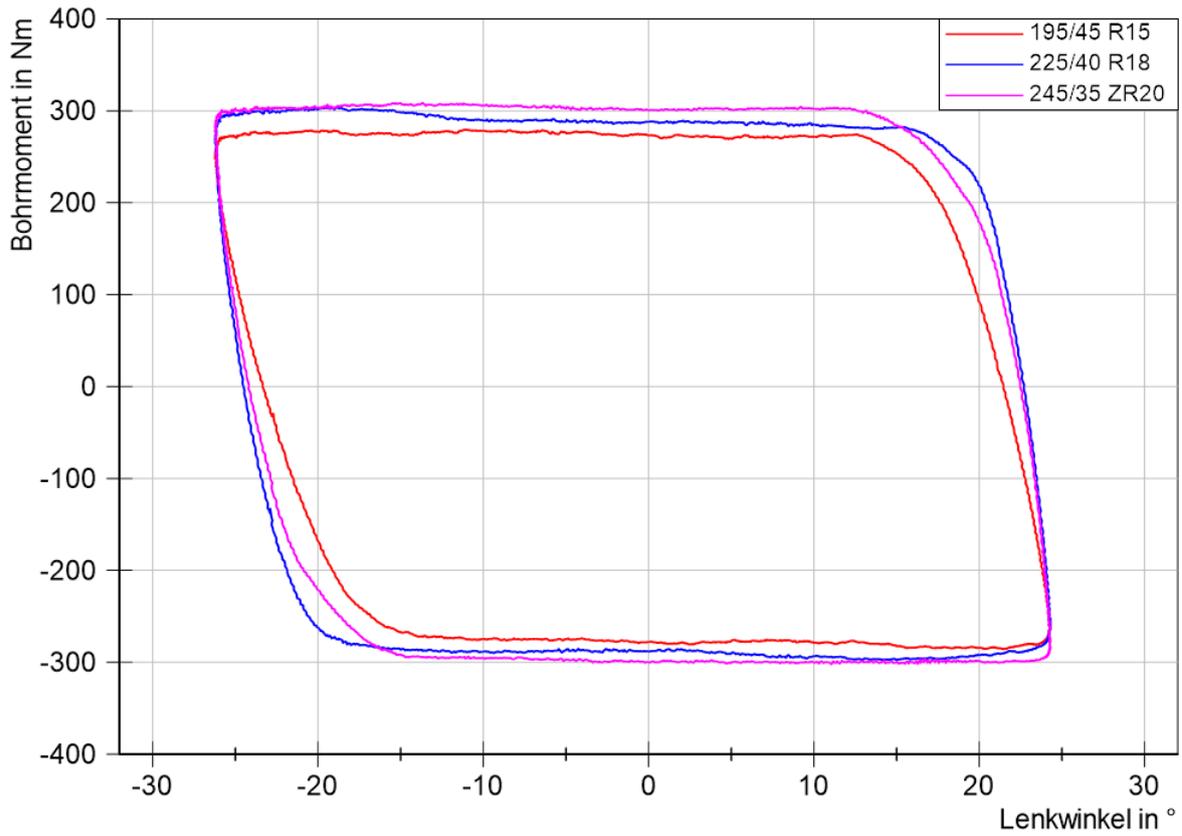


Abbildung A7- 5: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 5 kN (3,0 bar)

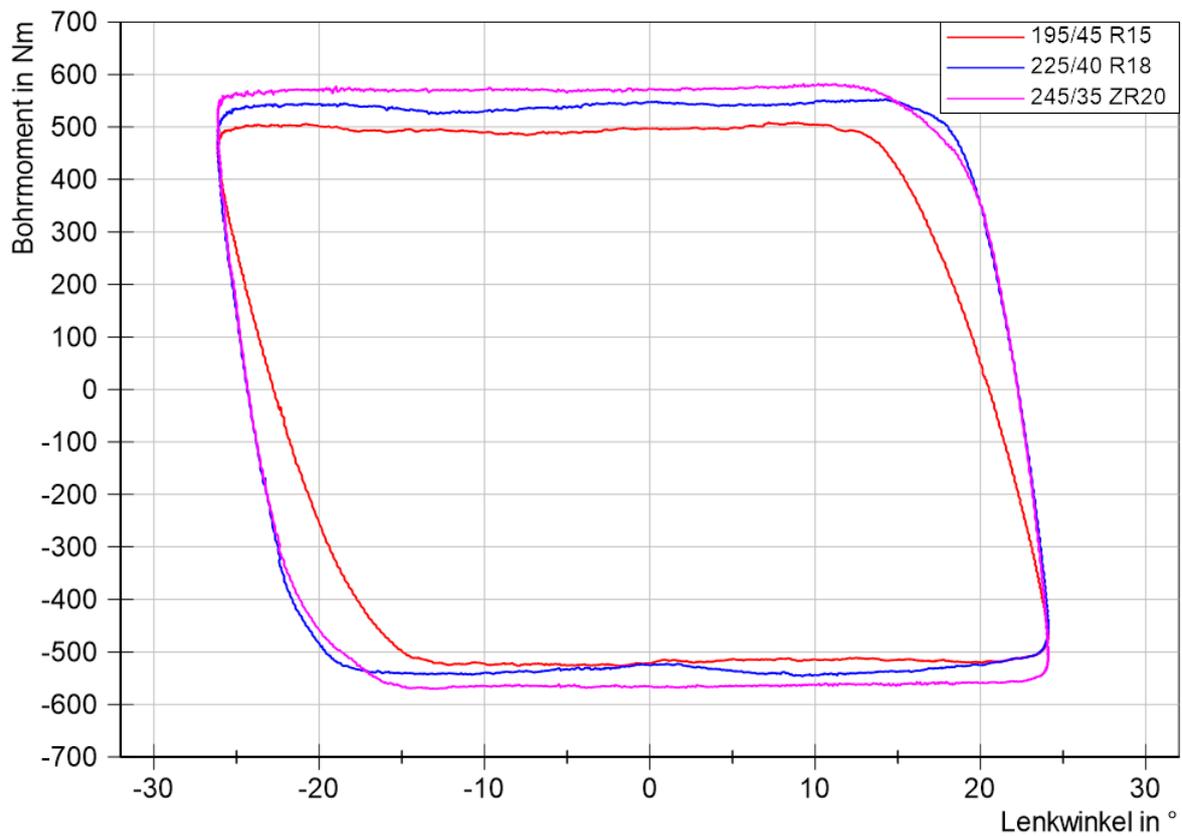


Abbildung A7- 6: exemplarischer Bohrmomentverlauf der Einzelreifen bei einer Radaufstandskraft von 8 kN (3,0 bar)