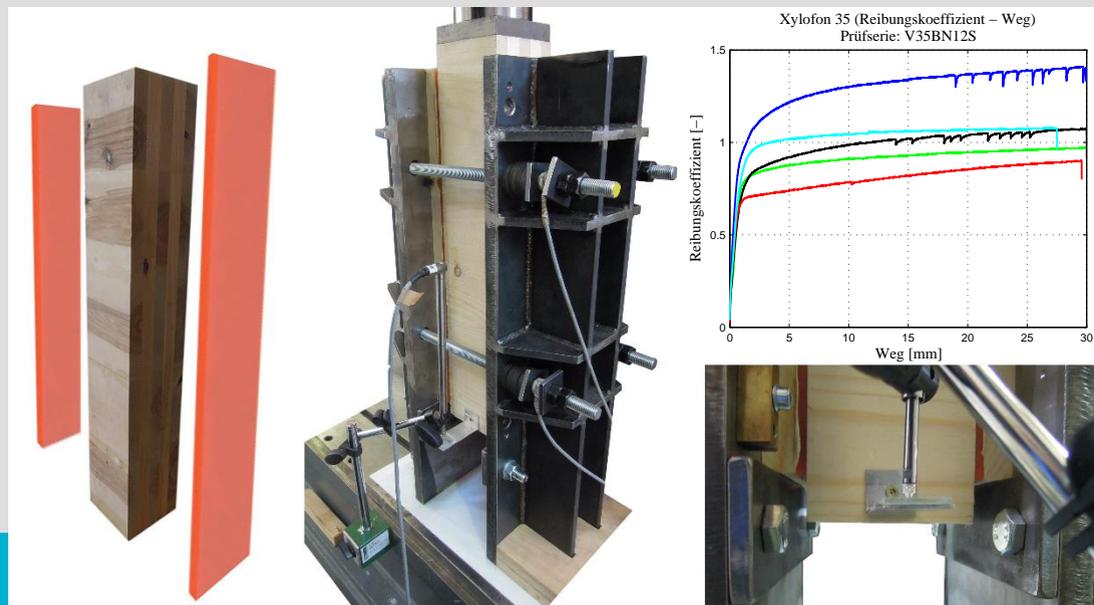


Einflussparameter auf die Reibungskenngrößen von Xylofon-Schalldämmstreifen zwischen BSP-Raumzellen



M-4-6/2018

Jože Beber
Institut für Holzbau und Holztechnologie
Technische Universität Graz



Jože Beber, BSc

Einflussparameter auf die Reibungskenngrößen von Xylofon-Schalldämmstreifen zwischen BSP-Raumzellen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur
Masterstudium Bauingenieurwissenschaften – Konstruktiver Ingenieurbau

Eingereicht an der
Technischen Universität Graz

Betreuer
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Schickhofer
Institut für Holzbau und Holztechnologie
DI Konstantin Ganster
Institut für Holzbau und Holztechnologie

Graz, April 2018

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Danksagung

In den folgenden Zeilen möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während meines Studiums und dem Schreiben dieser Masterarbeit unterstützt haben und mir geholfen haben, mich weiterzuentwickeln.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Konrad Merz und Herrn Dipl.-Ing. Gordian Kley aus dem Büro Merz Kley Partner, die mich während des Praktikums für dieses Thema motiviert und den Kontakt zur Firma Rothoblaas hergestellt haben.

Im Weiteren danke ich Herrn Flavio Nebiolo, der mir die Möglichkeit gab, bei Rothoblaas eine Masterarbeit zu schreiben. Auch bei Frau Alice Speranza möchte ich mich für das stets konstruktive Feedback bedanken.

Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Gerhard Schickhofer danke ich für die Betreuung dieser Arbeit, das Ingenieurwissen zum Holzbau und die Möglichkeit, am Institut für Holzbau und Holztechnologie die Masterarbeit zu schreiben.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Dipl.-Ing. Konstantin Ganster, der die Arbeit betreut, mich stets unterstützt und sich mit meiner Masterarbeit ausgiebig beschäftigt hat.

Mein Dank gilt ebenso allen Mitarbeitern des Instituts für Holzbau und Holztechnologie und der holz.bau forschungs gmbh. Ein besonderer Dank geht an Dipl.-Ing. Manfred Augustin für die konstruktive Kritik und an Ing. Bernd Heissenberger, der mir bei dem Prüfverlauf half.

Ein Dank geht auch an Strojnistvo Holz, besonders an Herrn Dominik Holc, der in kürzester Zeit ein Prüfgestell herstellte.

Und nicht zuletzt gilt mein Dank auch meinen Eltern Franc und Danica und meinen Geschwistern Jurij, Marko und Milena, die meinen Werdegang stets unterstützt und mir dieses Studium ermöglicht haben. Ein ganz besonderer und liebevoller Dank geht an Milena und Günther, die mich während des gesamten Studiums motiviert haben.

Ebenso geht ein ganz lieber Dank an meine Freundin Urška, die mir immer zur Seite stand und mich während meiner Masterarbeit emotional unterstützt hat.

Kurzfassung

Aus Gründen des Schallschutzes kommen im Geschoßbau in Holz-Massivbauweise im Normalfall so genannte Schalldämmbänder als Zwischenlage zwischen BSP-Wand- und Deckenelementen oder eben zwischen zwei BSP-Raumzellen zum Einsatz. Diese Bänder besitzen zudem die Eigenschaft, dass diese über Reibungsverbund horizontale Lasten übertragen können. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den derzeitigen Stand des Wissens hinsichtlich der Reibung zwischen dem Schalldämmband Xylofon der Firma Rothoblaas und Brettsperrholz zu vertiefen. Dazu werden alle relevanten Parameter und deren Einfluss auf das Reibungsverhalten untersucht.

Der erste Teil der Arbeit umfasst eine systematische Erfassung und Analyse der Kontaktmechanik. Dabei wird auf jene Parameter fokussiert, welche bekanntermaßen einen relevanten Einfluss auf die Reibung zwischen Holz- und Elastomerkörpern besitzen. Der zweite Teil der Arbeit widmet sich der Entwicklung einer geeigneten Prüfkonfiguration, um die zuvor isolierten und relevanten Einflussparameter auf das Reibungsverhalten auch prüftechnisch erfassen zu können.

Im Rahmen dieser Arbeit werden insgesamt 150 Prüfungen durchgeführt und einer statistischen Auswertung unterzogen. In Serien von jeweils fünf Prüfungen werden der Einfluss der Holzfeuchte, der Reibungsflächen des Brettsperrholzes, der Höhe der Normalkraft, der Art des Schalldämmbandes sowie der Holzart auf das Reibungsverhalten untersucht und dargelegt.

Abstract

For reasons of sound insulation in multi-story buildings made of solid wood, soundproofing stripes are usually used as an intermediate layer between CLT walls and ceiling elements or just between two CLT shelters. These stripes also have the ability to transfer horizontal loads via friction. The aim of this thesis is to improve the current state of knowledge regarding the friction between the soundproofing stripes Xylofon, made by Rothoblaas, and cross-laminated timber. For this purpose, all relevant parameters and their influence on the friction behaviour will be examined.

The first part of the thesis includes a systematic recording and analysis of the contact mechanics. It focuses on those parameters, which are known to have a relevant influence on the friction between wood and elastomer bodies. The second part of the thesis deals with the development of a suitable test configuration in order to experimentally record the previously isolated and relevant influencing parameters on the friction behaviour.

As part of this work, a total of 150 tests will be carried out and subjected to a statistical evaluation. The influence of wood moisture, friction surface of cross-laminated timber, the value of the normal force, type of soundproofing stripe and the type of wood, will be examined and explained regarding the friction behaviour in series of five tests.

Inhaltsverzeichnis

KAPITEL 1: EINLEITUNG	1
1-1 MOTIVATION UND ZIEL DER ARBEIT	1
KAPITEL 2: STAND DER TECHNIK.....	4
2-1 KONTAKTMECHANIK UND REIBUNG	4
2-1.1 Grundlagen der Reibung.....	4
2-1.2 Historische Entwicklung	5
2-1.2.1 Da Vincis – und Amontons‘ Theorien.....	6
2-1.2.2 Coulombsche Theorie.....	7
2-1.2.3 Euler Theorie	8
2-1.2.4 Elastische Kontakttheorie nach Hertz.....	9
2-1.2.5 Theorie von Bowden und Tabor: Adhäsions-Modell	11
2-1.3 Deformationseffekt.....	13
2-1.4 Reibungsverlauf.....	14
2-1.5 Stick-Slip-Verlauf.....	15
2-2 HOLZ	16
2-2.1.1 Holzfeuchte und Brettspertholz.....	16
2-2.1.2 Oberflächenbeschaffenheit des Brettspertholzes.....	17
2-2.2 Reibung	18
2-2.2.1 Allgemein	18
2-2.2.2 Einflussparameter	18
2-3 ELASTOMER	25
2-3.1 Allgemein	25
2-3.1.1 Mechanische Eigenschaften	26
2-3.1.2 Rheologisches Modell für Elastomer	28
2-3.2 Reibung	29
2-3.2.1 Adhäsions- und Hystereseanteil	29
2-3.2.2 Berechnungsmodell des Reibungskoeffizienten.....	30
2-3.2.3 Einflussparameter	31
KAPITEL 3: PRÜFVORBEREITUNG UND DURCHFÜHRUNG.....	36
3-1 ALLGEMEINES ZU TRIBOMETERN	36
3-2 ALLGEMEINES ZU DEN VORVERSUCHEN	37
3-2.1 Vorversuchskonfiguration	37
3-2.2 BSP (Gegenkörper)	39
3-2.3 Schalldämmband (Grundkörper)	41
3-2.4 Prüfgestell und Gewindestangen	42

3-3	PRÜFPLAN	43
3-4	KONTROLLVORVERSUCH	46
3-5	BEFESTIGUNGSTYP DER SCHALLDÄMMBÄNDER.....	48
3-6	PRÜFKONFIGURATION	51
3-7	PRÜFDURCHFÜHRUNG	53
KAPITEL 4: AUSWERTUNG UND DISKUSSION DER PRÜFERGEBNISSE		56
4-1	AUSWERTUNG DER PRÜFERGEBNISSE	56
4-1.1	Übliche Formen des Reibungsverhaltens.....	56
4-1.2	Methode zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten („Methode A“)	57
4-1.3	Auswertung nach ISO 15113:2005 („Methode B“).....	58
4-1.4	Auswertungsverlauf	59
4-2	VERGLEICH DER ERGEBNISSE.....	60
4-2.1	Statistische Auswertung und statistische Kenngrößen.....	60
KAPITEL 5: ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK		72
5-1	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	72
ANHANG A VERZEICHNISSE.....		I
A-1	LITERATURVERZEICHNIS	I
A-2	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	III
A-3	TABELLENVERZEICHNIS.....	VI
ANHANG B ROHDICHTEN UND HOLZFEUCHTEN		I
ANHANG C ERGEBNISSE ALLER PRÜFSERIEN.....		I
C-1	PRÜFSERIE V35FN12S	I
C-2	PRÜFSERIE V35FN12F	III
C-3	PRÜFSERIE V35FM12S.....	V
C-4	PRÜFSERIE V35FM12F.....	VII
C-5	PRÜFSERIE V35FH12S	IX
C-6	PRÜFSERIE V35FH12F	XI
C-7	PRÜFSERIE V70FN12S	XIII
C-8	PRÜFSERIE V70FN12F	XV
C-9	PRÜFSERIE V70FN14S	XVII
C-10	PRÜFSERIE V70FM12S.....	XIX
C-11	PRÜFSERIE V70FM12F.....	XXI
C-12	PRÜFSERIE V70FM14S.....	XXIII
C-13	PRÜFSERIE V70FH12S	XXV
C-14	PRÜFSERIE V70FH12F	XXVII
C-15	PRÜFSERIE V70FH14S	XXIX

C-16	PRÜFSERIE V90FN12S.....	XXXI
C-17	PRÜFSERIE V90FN12F.....	XXXIII
C-18	PRÜFSERIE V90FM12S.....	XXXV
C-19	PRÜFSERIE V90FM12F.....	XXXVII
C-20	PRÜFSERIE V90FH12S.....	XXXIX
C-21	PRÜFSERIE V90FH12F.....	XLI
C-22	PRÜFSERIE V35BN12S.....	XLIII
C-23	PRÜFSERIE V35BM12S.....	XLV
C-24	PRÜFSERIE V35BH12S.....	XLVII
C-25	PRÜFSERIE V70BN12S.....	XLIX
C-26	PRÜFSERIE V70BM12S.....	LI
C-27	PRÜFSERIE V70BH12S.....	LIII
C-28	PRÜFSERIE V90BN12S.....	LV
C-29	PRÜFSERIE V90BM12S.....	LVII
C-30	PRÜFSERIE V90BH12S.....	LIX

Abkürzungsverzeichnis

Symbol	Bezeichnung	Einheit
a	Eindruckradius	m
A_G	geometrische Kontaktoberfläche	m ²
a_i	lokale Kontaktoberfläche	m ²
A_R	reale Kontaktoberfläche	m ²
d	Eindrucktiefe	m
E	Elastizitätsmodul	N/m ²
E*	reduzierte Elastizitätsmodul	N/m ²
F	Kraft	N
F_D	Deformationskraft	N
F_G	Gewichtskraft	N
F_H	Hangabtriebskraft	N
f_i	lokale Normalkraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibungskraft	N
F_{R,D}	dynamische Reibungskraft	N
F_{R,S}	statische Reibungskraft	N
G	Schubmodul	N/m ²
m₀	Masse des darrtrockenen Holzes (u = 0)	kg
m_u	Masse des feuchten Holzes	kg
p	Pressdruck	N/m ²
P₀	maximaler Pressdruck	N/m ²
R	Kugelradius	m
s	Weg	m
t	Zeit	s
u	prozentualer Holzfeuchtegehalt	%
α	Neigungswinkel zwischen zwei Ebenen	Grad
β	materialabhängiger Faktor	-
ε	Dehnung	-
η	Viskosität	-
μ	Reibungskoeffizient	-
μ_D	dynamischer Reibungskoeffizient	-
μ_S	statischer Reibungskoeffizient	-
ν	Poissonzahl	-
σ	Spannung	N/m ²
σ_c	Eindruckhärte	N/m ²
τ	Schubspannung	N/m ²

KAPITEL 1: EINLEITUNG

1-1 MOTIVATION UND ZIEL DER ARBEIT

Die Tendenz zur vermehrten Nutzung nachwachsender Baustoffe ist mit dem Streben eines höheren Vorfertigungsgrades im Baubereich verbunden. Für die Verwendung von Holz als Material spricht die bessere Behaglichkeit, die Nachhaltigkeit, die Leichtbauweise sowie eine effiziente Errichtung. In Holzbauweise kann ein Gebäude aus einzelnen Elementen, z. B. aus vorgefertigten Wänden oder Decken oder in Form vorgefertigter Raumzellen, welche auf der Baustelle aufeinander gestapelt oder aneinandergereiht werden. Die einzelnen Elemente sind miteinander verbunden, um den horizontalen Lasten durch Wind oder Erdbeben entgegenzuwirken. Die Verbindungselemente können dabei vielfältig ausgeführt sein. Eine Möglichkeit ist die Anwendung von sogenannten Schubknaggen aus Holz. Dabei werden Wandelemente mit vordefinierter Geometrie vorgefertigt und auf das darunter liegende Element abgestimmt (siehe Abbildung 1.1). Dieser Lösungstyp stellt im Vorfertigungsprozess einen zusätzlichen Aufwand dar. [1]

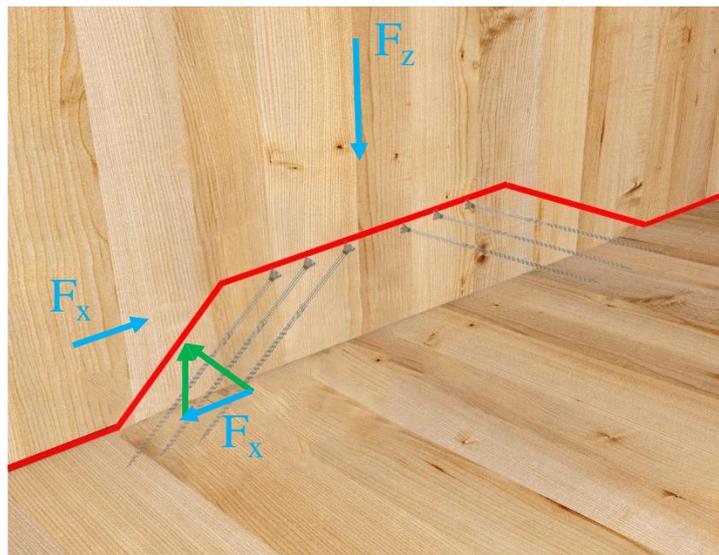


Abbildung 1.1: Schubknagge [2] (überarbeitet)

Um diesen zusätzlichen Aufwand bei der Herstellung von Gebäuden zu vermeiden, kam eine neue Art der Lastübertragung zum Einsatz. Mit Schalldämmbändern wird derzeit der Schallübertragung zwischen Kontaktflächen einzelner Elemente entgegengewirkt (siehe Abbildung 1.2). Die einzelnen Verbindungselemente, z. B. die Schrauben, müssen ebenfalls mit Schallschutzmaßnahmen versehen werden. Jedes Schallschutzelement muss nicht nur die schallschutztechnischen, sondern auch die mechanischen Anforderungen erfüllen. Die Schalldämmbänder müssen die vertikale Kraft, resultierend aus ständigen und veränderlichen Lasten, übertragen können. Die vertikale Last F_z wirkt wie eine Normalkraft F_N auf dem Schalldämmband. Diese Normalkraft aktiviert die Reibung zwischen den Schalldämmbändern und den mit ihnen in Kontakt stehenden Elementen. Die aktivierte Reibungskraft F_R kann die Anzahl der eingesetzten Schubelemente reduzieren sowie den Vorfertigungsprozess beschleunigen und vereinfachen.

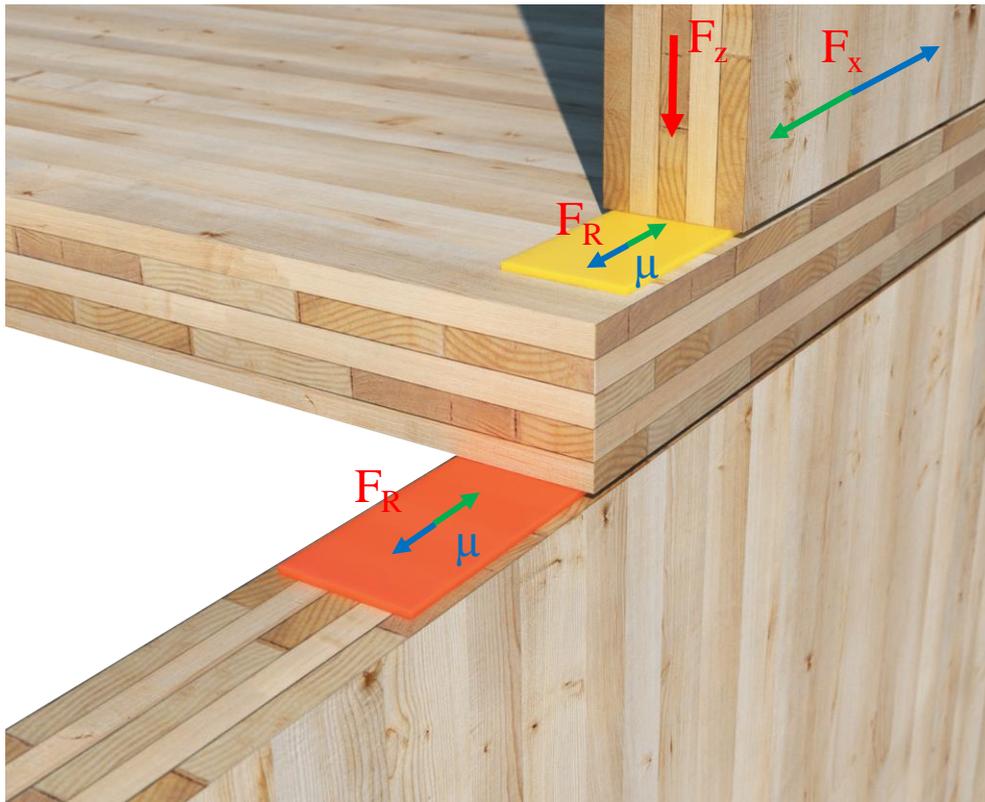


Abbildung 1.2: Reibung zwischen Brettsperrholz und Schalldämmband Xylofon [2] (überarbeitet)

Das Berechnen der Reibungskraft ist ohne gründliche Kenntnisse der Einflussparameter und der Größe des Reibungskoeffizienten nicht möglich. Um die entstehende Reibungskraft zwischen Bauteilen, wie beispielweise Wand-Wand oder Wand-Decke-Wand, in Rechnung stellen zu können, beschäftigt sich diese Masterarbeit mit der Bestimmung der Reibungskoeffizienten zwischen den Schalldämmbändern Xylofon der Firma Rothoblaas und Brettsperrholz. Dabei wurden auch die Einflussparameter auf die Reibung berücksichtigt.

KAPITEL 2: STAND DER TECHNIK

2-1 KONTAKTMECHANIK UND REIBUNG

2-1.1 GRUNDLAGEN DER REIBUNG

Reibung ist die Widerstandskraft entgegen einer relativen Bewegung von Festkörpern, Flüssigkeitsschichten oder Materialelementen innerhalb eines Körpers. Bei der Reibung kommt es zum Kontakt zwischen mindestens zwei Körpern. Die Benennung der Reibungskörper im Tribometer, dem Prüfgerät zur Bestimmung tribologischer Parameter (wie z.B. Reibungskoeffizient, Verschleiß) ist nach DIN 50320: 1979 wie folgt definiert. Der Grundkörper ist derjenige Körper, der still steht oder sich nicht relativ zum Gegenkörper bewegt. Der Gegenkörper ist im Tribometer derjenige Körper, der sich relativ zum Grundkörper bewegt (siehe Abbildung 2.1). Die Reibung ist eine Unterdisziplin der Tribologie. Reibung ist Teil des tribologischen Prozesses und wirkt immer mit anderen Prozessen, z. B. Verschleiß, zusammen. Der Aufbau des tribologischen Systems ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Das Beanspruchungskollektiv ist abhängig von Bewegungsform (Gleiten, Rollen, Wälzen), Bewegungsablauf (kontinuierlich, intermittierend), Belastung, Flächenpressung und Geschwindigkeit. Während der Reibung treten Oberflächenveränderungen und Materialverluste auf. [3]

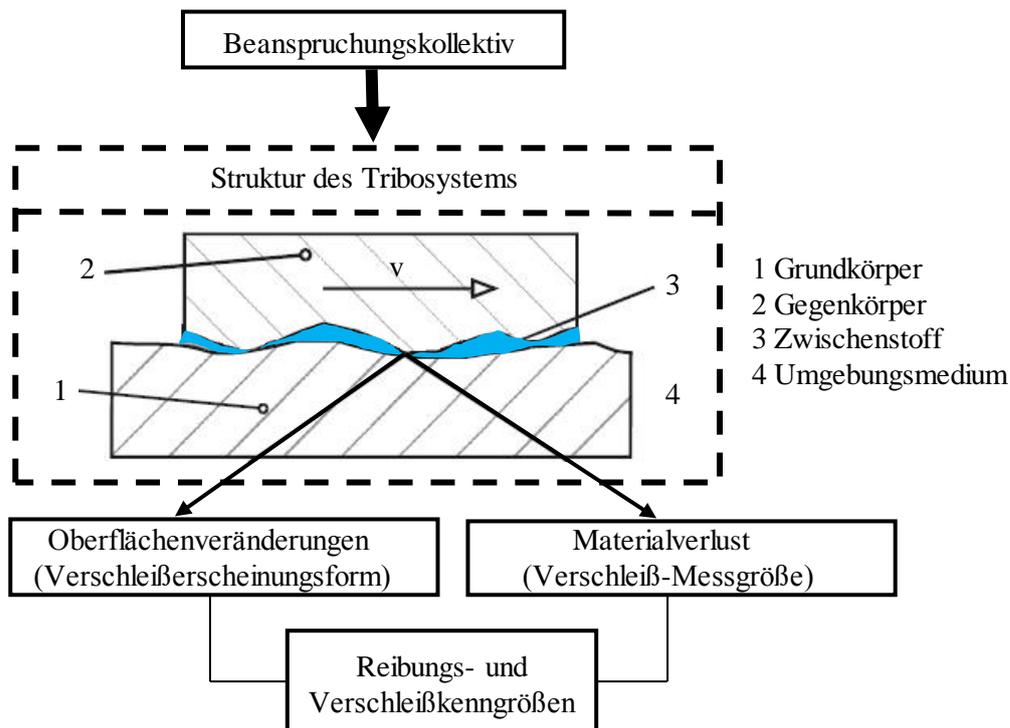


Abbildung 2.1: Tribosystem [3]

Es gibt vier verschiedene Arten von Reibung zwischen festen Körpern. Die Festkörperreibung bzw. trockene Reibung ist durch direkten Kontakt der Grund- und Gegenkörper gekennzeichnet (siehe Abbildung 2.2). Festkörperreibung kommt nur selten vor, da die Kontaktfläche und das Umgebungsmedium praktisch nie frei von Partikeln sind. Bei der Flüssigkeitsreibung gibt es als Zwischenstoff eine Flüssigkeit. Die Körper stehen nicht in direktem Kontakt sondern sind durch die Flüssigkeit getrennt. Die Übertragung der Normalkräfte erfolgt über die Flüssigkeit. Bei der

Flüssigkeitsreibung wird im Weiteren zwischen hydrostatischem und hydrodynamischem Druckaufbau unterschieden. Beim hydrostatischen Druckaufbau wird der Druck durch das Zusammendrücken der Körper aufgebaut, während beim hydrodynamischen Druckaufbau dies durch das Einpressen der Flüssigkeit von außen in einem Zwischenraum passiert. Die Grenzreibung beschreibt den Zustand zwischen Fest- und Flüssigkeitsreibung. Die Flüssigkeit ist so stark komprimiert, dass die einzelnen Zonen gerade noch nicht in Kontakt sind. Bei der Mischreibung stehen einige Zonen der Reibungskontaktflächen in direktem Kontakt. [4]

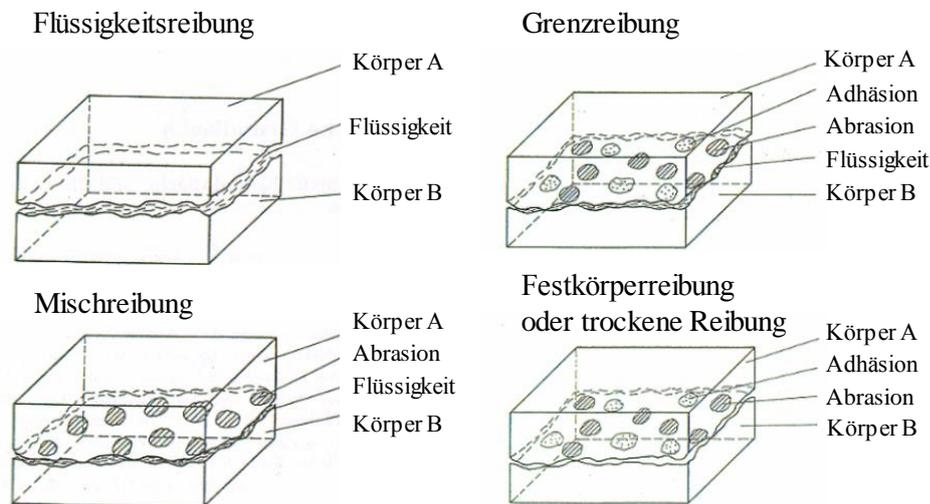


Abbildung 2.2: Reibungstypen [4]

2-1.2 HISTORISCHE ENTWICKLUNG

Im vorliegenden Kapitel ‚Historische Entwicklung‘ werden die wichtigsten Reibungstheorien zusammengefasst und in chronologischer Reihenfolge, der Entwicklung der Kontaktmechanik folgend, dargestellt. In Tabelle 2.1 wird eine Übersicht über die Entwicklung der allgemein bekannten Reibungstheorien gegeben.

Tabelle 2.1: historische Entwicklung der Kontaktmechanik [5]

Zeitraum	Forscher	Arbeitsgebiet
16. Jh.	daVinci	erste praktische Untersuchungen auf dem Gebiet der Reibung.
17. Jh.	Amontons	erste Formulierung des Reibungsgesetzes.
18. Jh.	Coulomb	Rauhigkeitsspitzen als die entscheidende Einflussgröße auf der Reibung.
18. Jh.	Euler	analytische Unterscheidung zwischen statischer und dynamischer Reibung.
19. Jh.	Hertz	Beschreibung des Kontakts zwischen elastischen und ideal-glaten Körpern.
20. Jh.	Prandtl und Tomlinson	Prandtl-Tomlinson-Modell für trockene Reibung.
20. Jh.	Bowden und Tabor	molekulare Reibungstheorie. Adhäsion als entscheidender Einflussfaktor.

2-1.2.1 Da Vincis – und Amontons' Theorien

Die ersten bekannten Untersuchungen und die daraus folgenden Erkenntnisse über Reibung stammen aus dem 15. Jahrhundert, von Leonardo da Vinci. Aus den experimentellen Untersuchungen, die Leonardo da Vinci im Codex-Madrid I (siehe Abbildung 2.3) beschrieben hat, hat er zwei grundlegende Reibungsphänomene formuliert. Diese sind heute unter dem Namen Amontons'sche Gesetze, benannt nach Guillaume Amontons, der sie im Jahr 1699 wiederentdeckt hat, bekannt.

1. Reibungsgesetz: die Reibungskraft ist proportional zur Belastung,
2. Reibungsgesetz: die Reibungskraft ist unabhängig von der geometrischen Kontaktfläche.

Nach Leonardo da Vinci ist der Reibungskoeffizient definiert als das Verhältnis zwischen Reibungskraft und der Körpermaße. Der universelle Reibungskoeffizient μ beträgt nach Leonardo da Vinci: 0.25 [-] und nach Amontons 0.33 [-], unabhängig von den Materialien. Dieser Wert ist auch als Bilfinger-Wert bekannt. [5] [6]

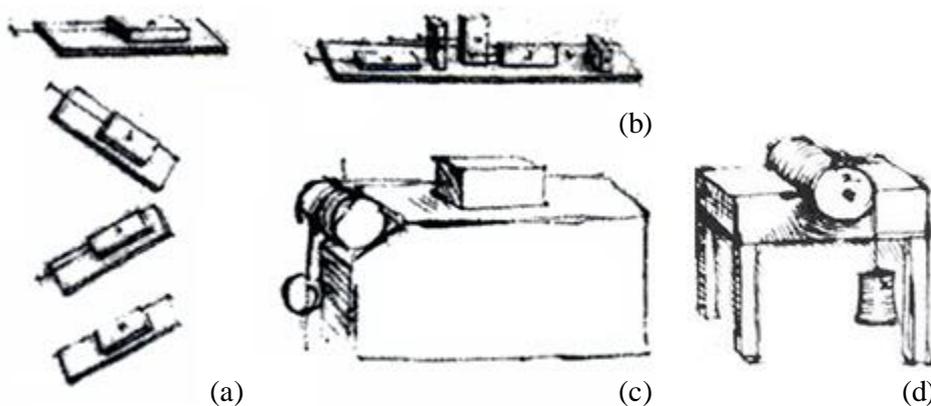


Abbildung 2.3: Leonardo da Vinci (1452 - 1519) – Skizzen aus dem Codex Atlanticus und Codex Arundel. [5] (überarbeitet)

Die Skizzen aus dem Codex Atlanticus und dem Codex Arundel zeigen die verschiedenen Experimente zur Bestimmung der Reibung: (a) die Reibungskraft zwischen der horizontalen und der unter einem Winkel α stehende Ebene, (b) der Einfluss der Kontaktfläche auf die Reibung, (c) die Reibungskraft auf der horizontalen Ebene mit Hilfe der bekannten Anziehungskraft und (d) die Rollreibung der Welle mit bekannter Anziehungskraft (siehe Abbildung 2.3). [5]

Amontons hat bei der Bestimmung der Reibungskoeffizienten ein gut durchdachtes Reibungsmessgerät verwendet (siehe Abbildung 2.4). Dabei konnte er die Normal- und die Horizontalkraft variieren. Beide Kräfte hat er mit Hilfe einer Feder (C und D) bestimmt.

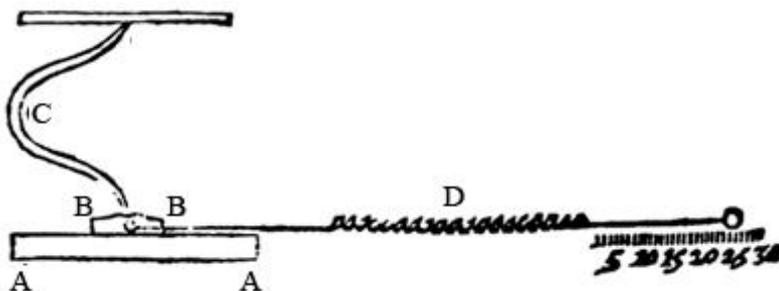


Abbildung 2.4: Amontons'sches (1663 - 1705) Tribometer zur Bestimmung der Reibungskraft zwischen den Reibungskörpern AA und BB. [7] (überarbeitet)

2-1.2.2 Coulombsche Theorie

Die trockene Reibung zwischen festen Körpern wurde von Charles Augustin Coulomb (1736-1806) untersucht und ist heute noch als Coulombsche Reibung bekannt. Seine Vorstellung der Reibungsentstehung ist in Abbildung 2.5 abgebildet. Gemäß seiner Theorie hängt die Reibungskraft, ähnlich wie bei Euler von den einzelnen Unebenheiten (Asperiten) ab. Coulomb führte aber eine weitere Größe ein, die wir heute als Adhäsion kennen. In Abbildung 2.5 sind vier verschiedenen Phasen der Reibung dargestellt. In der Phase a bewegt sich der Körper nicht. In den Phasen b und c nimmt die Verformung zu. Die Verformung ist in der Phase d genug groß, dass der Körper anfängt sich zu bewegen. [8]

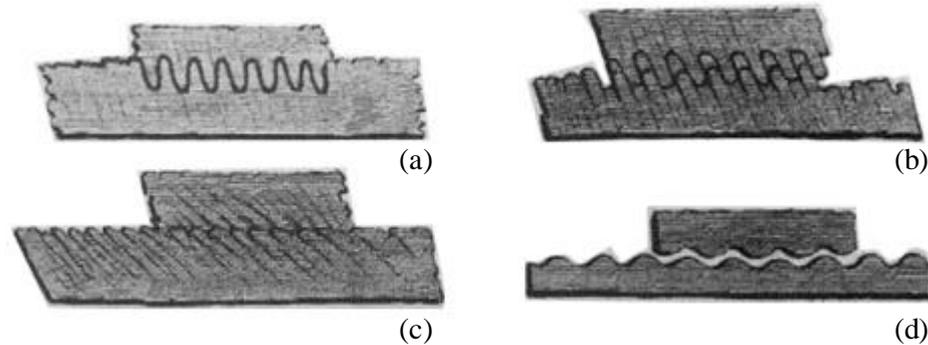


Abbildung 2.5 : Coulombsche Vorstellung über Reibung [7] (überarbeitet)

Die Reibungskraft ist nach Coulomb'scher Theorie, wie folgt definiert (siehe Abbildung 2.6):

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

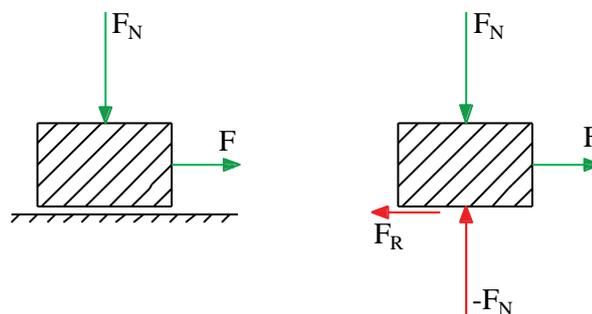


Abbildung 2.6: die auf einen Körper einwirkenden Kräfte [8] (überarbeitet)

Coulomb hat durch die Beobachtung den Unterschied zwischen statischer (die Bewegungsgeschwindigkeit ist gleich 0) und dynamischer Reibung (die Bewegungsgeschwindigkeit ist größer 0) erkannt. Dabei hat die dynamische Reibungskraft unter trockenen Bedingungen folgende Eigenschaft, die auch als Coulombsches Gesetz bekannt ist:

3. Reibungsgesetz: die dynamische Reibungskraft ist bei trockener Reibung unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit.

statische Reibung

Bei der statischen Reibung ist die Verzahnung so stark ausgeprägt (siehe Abbildung 2.7), dass die makroskopische Bewegung vom Körper verhindert wird, d.h. die Geschwindigkeit beträgt Null. Mit anderen Worten ist die Reibungskraft F_R größer als die einwirkende Kraft F . [8]

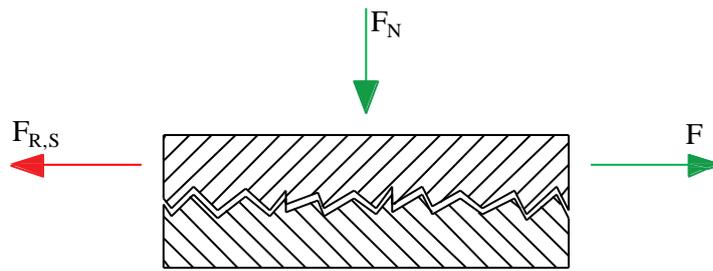


Abbildung 2.7: auf einen Körper einwirkende Kräfte bei statischer Reibung [9] (überarbeitet)

Die statische Reibungskraft ist nach Coulomb wie folgt definiert:

$$F_{R,S} = \mu_s \cdot F_N \quad (2.2)$$

dynamische Reibung

Um die makroskopische Bewegung von Körpern zu aktivieren, muss die Kraft F grösser als die statische Reibungskraft sein. Wenn sich der Körper einmal in Bewegung gesetzt hat, genügt für die weitere Bewegung die Kraft F , die gleich oder größer als die dynamische Reibungskraft $F_{R,D}$ ist. Der Körper kann sich dann entweder mit konstanter Geschwindigkeit ($F_{R,D} = F$) oder mit einer Beschleunigung ($F_{R,D} < F$) bewegen (siehe Abbildung 2.8). [8]

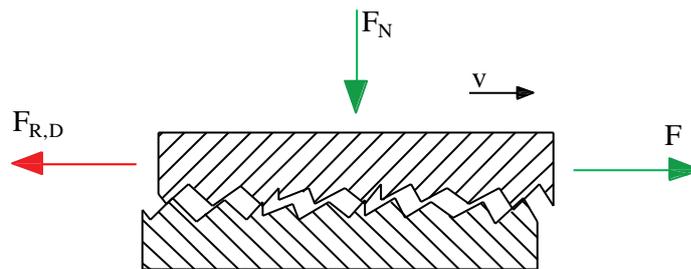


Abbildung 2.8: auf einen Körper einwirkende Kräfte bei dynamischer Reibung [9] (überarbeitet)

Die dynamische Reibungskraft ist nach Coulomb wie folgt definiert:

$$F_{R,D} = \mu_D \cdot F_N \quad (2.3)$$

2-1.2.3 Euler Theorie

Eulers Theorie (1707-1783) besagt, dass die Reibung abhängig von der Oberflächengeometrie ist. Diese Theorie ist unter dem Namen „Interlocking Asperity Theory“ bekannt. Nach Euler resultiert die Reibungskraft aus der Unebenheit der Kontaktoberfläche. Er nahm einen Körper mit dreieckförmiger Oberfläche (siehe Abbildung 2.9). Dabei wird angenommen, dass die Oberfläche aus kleinen Keilen mit einem bestimmten Winkel $\alpha \approx 15^\circ$ bestehen. [5] [7]

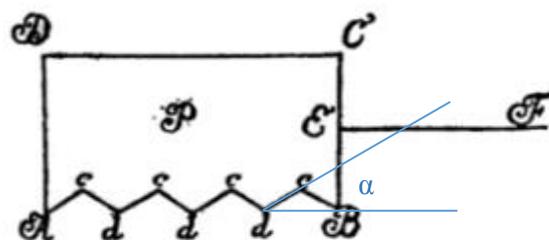


Abbildung 2.9: die Verzahnung von Unebenheiten nach Euler [7] (überarbeitet)

Weiters fand Euler, dass eine Unterscheidung zwischen statischen und dynamischen Reibung gemacht werden muss. Er nahm an, dass die statische Reibung größer als die dynamische sein muss. Mit dieser

Annahme konnte er den Reibungsprozess analytisch beschreiben. Das Gleichungssystem für die statische Reibung wird mit Hilfe eines Würfels auf einer im Winkel α geneigten Ebene aufgestellt (siehe Abbildung 2.10).

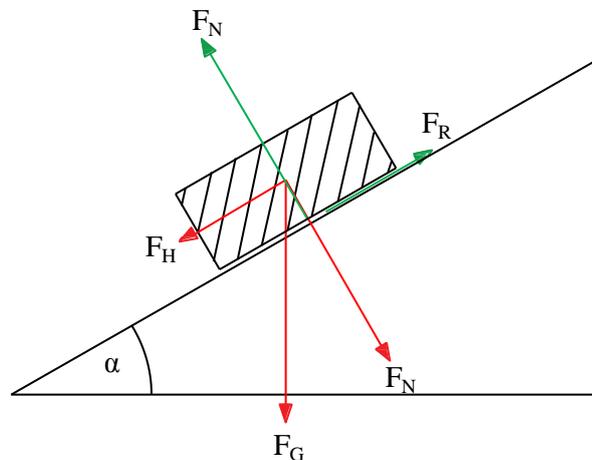


Abbildung 2.10: die einwirkenden Kräfte auf einer im Winkel α geneigten Ebene [7] (überarbeitet)

Die statische Reibung ist nach Euler, mit Hilfe der Coulombschen Gesetze (siehe Kapitel 2-1.2.2), wie folgt definiert:

$$F_N = F_G \cdot \cos(\alpha) \quad (2.4)$$

$$F_H = F_G \cdot \sin(\alpha) \quad (2.5)$$

$$\mu_s = \frac{F_H}{F_N} = \frac{F_G \cdot \sin(\alpha)}{F_G \cdot \cos(\alpha)} = \tan(\alpha), \text{ mit } : \alpha \in \left(0, \frac{\pi}{2}\right), F_R = F_H \quad (2.6)$$

2-1.2.4 Elastische Kontakttheorie nach Hertz

Die Reibung zwischen den Körpern resultiert aus der Energiedissipation. Bei der Energiedissipation geht Energie verloren. In der Realität ist die Kontaktoberfläche sehr schwer zu ermitteln und ist fast immer kleiner als erwartet. Die Reibungspartner werden oft unter größeren Spannungen als die mittlere Spannung in der Kontaktregion beansprucht, wodurch ein Materialabbau innerhalb der Kontaktflächen resultiert. Für viele Fragenstellungen genügt für die Beschreibung der Körperverformung die elastische Kontakttheorie. Die wichtigsten Annahmen dieser Theorie sind:

- das Material verhält sich linear-elastisch,
- Reibungsfreiheit, keine Schubspannungen in der Kontaktfläche,
- die Materialoberfläche ist ideal glatt,
- die Kontaktoberfläche ist klein im Vergleich zur Körperkrümmung,
- die maximale Spannung befindet sich im Kontaktzentrum und fällt quadratisch nach außen hin ab.

Mit dieser Theorie gibt es für die unterschiedlichen Geometrien und Lastfälle die Möglichkeit, die Kontaktfläche und die Eindringtiefe zu ermitteln. Es wird zwischen folgenden Kontakten unterschieden:

- Kontakt zwischen Kugel und Halbraum,

- Kontakt zwischen Kugel und Kugel,
- Kontakt zwischen gekreuzten Zylindern,
- Kontakt zwischen Zylinder und Halbraum,
- Kontakt zwischen Kegel und Halbraum und
- Kontakt zwischen parallelen Zylindern.

Der Kontakt zwischen einer Kugel und einem Halbraum wird im folgenden Unterkapitel erläutert. [7] [8]

Kontakt zwischen einer Kugel und einer Ebene

[7] [8] [10]

Die elastische Kugel mit dem Radius R sinkt unter der einwirkenden Kraft F bis zur Eindringtiefe d ein (siehe Abbildung 2.11).

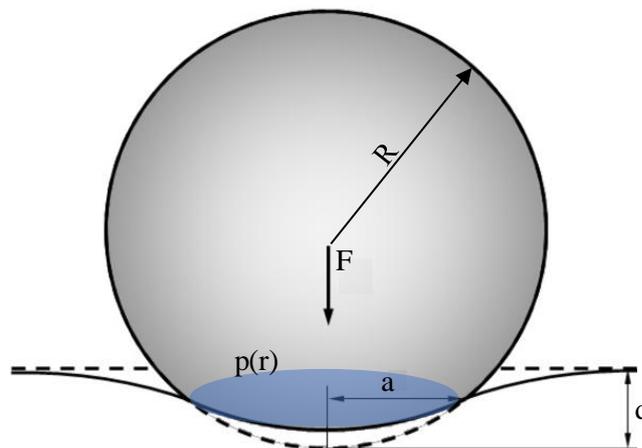


Abbildung 2.11: Kontakt zwischen einer Kugel und einer Ebene [7] (überarbeitet)

Dabei entsteht eine Kreisrunde Fläche mit dem Radius a .

$$a = \sqrt{R \cdot d} \quad (2.7)$$

Die Druckkraft steht im folgenden Verhältnis zur Eindringtiefe und zum Kugelradius.

$$F = \frac{4}{3} E^* \cdot R^{1/2} \cdot d^{3/2} \quad (2.8)$$

Das reduzierte elastische Modul ist von elastischen Modul des Grundkörpers E_1 und des Gegenkörpers E_2 abhängig.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.9)$$

Die Druckverteilung ist wie folgt definiert.

$$p(r) = p_0 \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{1/2} \quad (2.10)$$

Dabei ist der maximale Druck p_0 .

$$p_0 = \frac{3F}{2\pi \cdot a^2} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{6F \cdot E^{*2}}{R^2}\right)^{1/3} \quad (2.11)$$

Der Radius a steht in Beziehung zur Druckkraft F .

$$a^3 = \frac{3F \cdot R}{4E^*} \quad (2.12)$$

Daraus folgt die Eindringtiefe d .

$$d = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9F^2}{16E^{*2} \cdot R} \right)^{1/3} \quad (2.13)$$

2-1.2.5 Theorie von Bowden und Tabor: Adhäsions-Modell

Untersuchungen von Reibungsprozessen auf der mikroskopischen Ebene wurden von D. Tabor und P. Bowden Mitte des 19. Jh. durchgeführt. Mit dem Adhäsionsmodell, bzw. dem plastischen Verbindungsmodell, wurde die Adhäsionstheorie von J.T. Desaguliers mit dem 2. Reibungsgesetz (siehe Kapitel 2-1.2.1) verbunden. Nach J.T. Desaguliers ist die Adhäsionskraft proportional zur geometrischen Kontaktfläche.

Reale Kontaktfläche

Das Adhäsionsmodell besagt, dass die Reibungskraft von der realen Kontaktfläche A_R abhängt. Diese ist viel kleiner als die geometrische Kontaktfläche A_G (siehe Abbildung 2.12). Die lokalen Unebenheiten der Oberfläche sind in der Literatur als Asperiten bekannt. Die Summe der Kontaktflächen a_i , an denen sich die Atome mit den Atomen anderer Oberflächen in Kontakt befinden, bilden die reale Kontaktfläche. Die reale Kontaktfläche ist wie folgt definiert:

$$A_R = \sum a_i \quad (2.14)$$

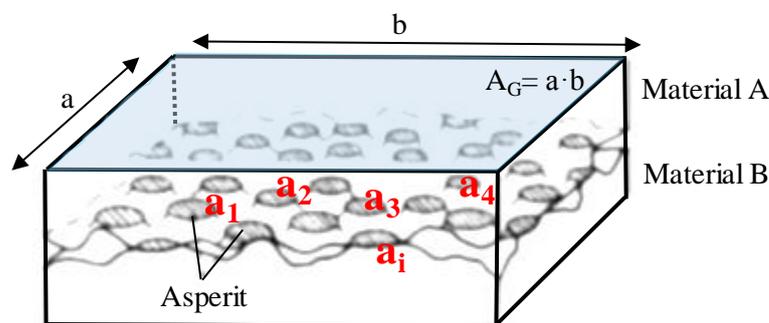


Abbildung 2.12: reale Kontaktfläche A_R und geometrische Kontaktfläche A_G [7] (überarbeitet)

Beim trockenen Reibungskontakt zwischen zwei glatten Oberflächen, kann man die Reibung als elastische und plastische Deformation der Asperiten modellieren. Jeder Asperit, welcher in Kontakt mit einem anderen Asperit steht, trägt die Teilkraft f_i der gesamten Normalkraft F_N .

$$F_N = \sum f_i \quad (2.15)$$

Adhäsion

Die reale Kontaktfläche ist schwer zu ermitteln. Eine gute Näherung kann mit Hilfe des Adhäsionsmodells beschrieben werden. Dieses Modell besagt, dass alle Asperiten in Kontakt plastisch deformiert sind und die Spannung gleich der Eindrückhärte σ_c des Materials ist. Die reale Asperitkontaktfläche kann mit der bekannten Eindrückhärte und unbekannter Teilkraft, wie folgt beschrieben werden:

$$a_i = \frac{f_i}{\sigma_c} \quad (2.16)$$

Die reale Kontaktfläche vergrößert sich unter der Normalkraft mit Hilfe der plastischen Verformung so lange, bis die Summe der realen Asperitkontaktflächen die gesamte Normalkraft tragen kann (siehe Abbildung 2.13).

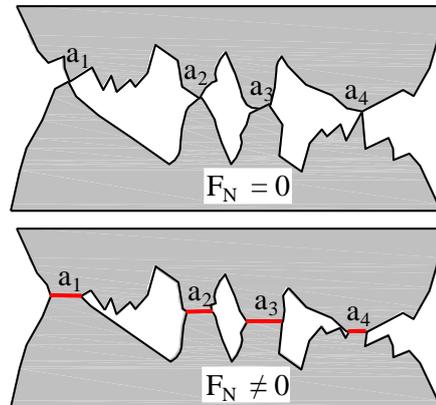


Abbildung 2.13: reale Kontaktfläche A_R bei Normalkraft F_N [8] (überarbeitet)

Aus den Formeln 2.14, 2.15 und 2.16 wird die reale Kontaktfläche definiert als:

$$A_R = \frac{F_N}{\sigma_C} \quad (2.17)$$

Jeder Asperit verhält sich bei Schubbeanspruchung solange elastisch, bis die Schubspannung kleiner als die Schubspannung τ_c ist. Die Schubspannung τ_c ist definiert als die erforderliche Schubspannung, um die Verbundwirkung zwischen Asperitenkontakten zu trennen. Die Reibungskraft ist als das Produkt zwischen der Grenzschubspannung und der Realkontaktfläche bestimmt. Dieser Beziehung liegt dieselbe Überlegung wie bei Formel 2.17 zugrunde.

$$F_R = A_R \cdot \tau_C \quad (2.18)$$

Einsetzen von Gleichung 2.17 in 2.18 ergibt folgende Gleichung.

$$F_R = F_N \cdot \frac{\tau_C}{\sigma_C} \quad (2.19)$$

Nach der Umformung von Gleichung 2.19, folgt:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{\tau_C}{\sigma_C} \quad (2.20)$$

Gemäß Formel 2.20 ist der Reibungskoeffizient von der Normalkraft und nicht von der Reibungsgeschwindigkeit abhängig. Die Reibungskraft ist proportional zur realen Reibungskontaktfläche. Dies gilt solange, solange die Kontaktflächen nicht zu glatt oder zu rau sind. [7] [8]

2-1.3 DEFORMATIONEFFEKT

Das Adhäsionsmodell und die damit verbundene Formel 2.20 sind für wenige Materialpaarungen gültig. Für den Fall, dass eine der Reibungsflächen rau ist, verursacht der Härteunterschied zwischen den Reibpartnern am Anfang die sogenannte Deformation und in weiterer Folge den Materialabbau (siehe Abbildung 2.14 und Abbildung 2.15). [8]

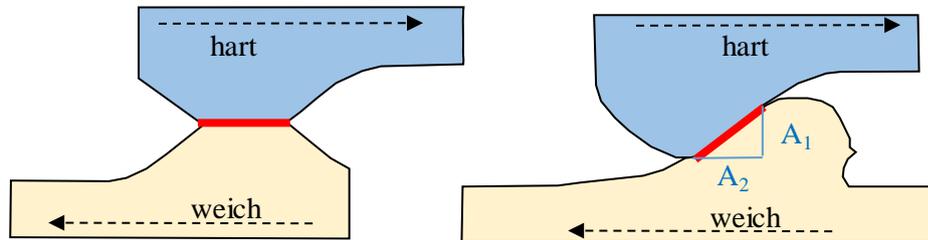


Abbildung 2.14: Deformationseffekt im Vergleich zur Adhäsion (Adhäsionseffekt links und Deformationseffekt rechts) [11] (überarbeitet)

Für die genaue Reibungsbeschreibung ist bei rauen Oberflächen ein zusätzlicher Term des Deformationseffektes notwendig. Die Deformationskraft F_D kann in gleicher Weise wie die Reibungskraft F_R in Gleichung 2.20 betrachtet werden. Der Deformationskraft F_D resultiert aus der horizontalen Belastung des härteren Materials auf das weichere Material. Dabei wirkt der Kraft auf die lokale vertikale Kontaktoberfläche. Jener Reibungsanteil, welcher aus der Deformation resultiert, kann auf folgende Weise ausgedrückt werden.

$$\mu_{deformation} = \frac{F_D}{F_N} = \frac{A_1 \cdot \sigma_C}{A_2 \cdot \sigma_C} = \frac{A_1}{A_2} \quad (2.21)$$

Der gesamte Reibungskoeffizient wird als die Summe der Reibung aus Adhäsion und aus dem Deformationseffekt folgendermaßen definiert.

$$\mu = \mu_{adhäsion} + \mu_{deformation} \quad (2.22)$$

Die Deformation entsteht aus der Belastung der Asperiten des härteren Materials auf das weichere Material. Die Härte von Elastomer ist sehr gering, weswegen die Deformation im Reibungskontakt mit Stahl oder Holz eine wesentliche Rolle spielt. Wenn das weichere Material die Belastung nicht mehr aufnehmen kann, kommt es zum Pflugeffekt, wobei die Asperiten des härteren Materials durch die weicheren Materialien „durchpflügen“ (siehe Abbildung 2.15). Die Kontaktoberfläche des weicheren Materials wird bei diesem Vorgang beschädigt, wobei es zu Verschleiß des weicheren Materials kommt. [12]

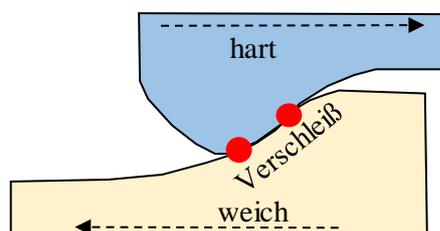


Abbildung 2.15: Pflugeffekt [11] (überarbeitet)

2-1.4 REIBUNGSVERLAUF

Der Reibungsverlauf kann, wie unten abgebildet, vereinfacht dargestellt werden. In Abbildung 2.16 wird ein typischer Verlauf in Abhängigkeit der Zeit gezeigt. Dabei kann man den Verlauf in vier Bereiche unterteilen.

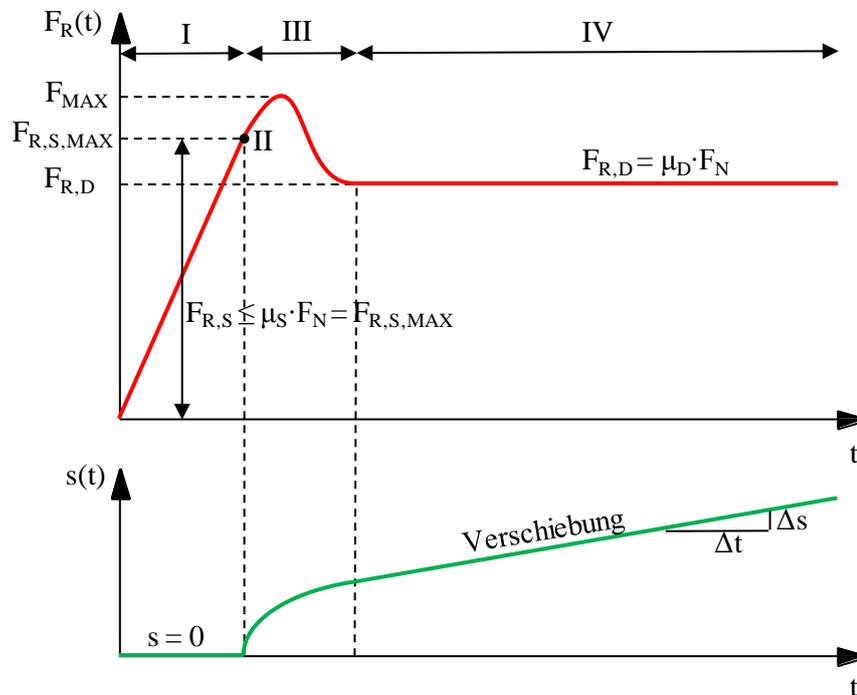


Abbildung 2.16: typischer Reibungsverlauf [13] (überarbeitet)

Im Bereich I (statischer Reibungsbereich) ist der makroskopische Bewegungsweg gleich null. Es zeigen sich nur Verformungen des Materials und keine makroskopischen Bewegungen des Körpers. Im Bereich III kommt es zum Übergang vom statischen zum dynamischen Bereich. Die Änderung des Bewegungsweges im Bereich III ist nicht linear, deswegen kommt es zur Beschleunigung des Gegenkörpers. Im Bereich IV ist, in erster Näherung, die Reibungskraft konstant. Diesen Bereich kann man als dynamische Reibungsbereich bezeichnen. Der Punkt II zwischen dem Bereich I und Bereich III ist als Grenzzustand bekannt, weil sich der Körper anfängt makroskopisch zu bewegen. Die Reibungskraft ist in diesem Punkt grösser als bei der dynamischen Reibung und ist somit auch die maximal mögliche statische Reibungskraft. [13]

Die Coulombsche lineare Idealisierung des Verlaufs der statischen und dynamischen Reibungskraft in der Abhängigkeit der Bewegungsgeschwindigkeit ist in der folgenden Abbildung 2.17 dargestellt.

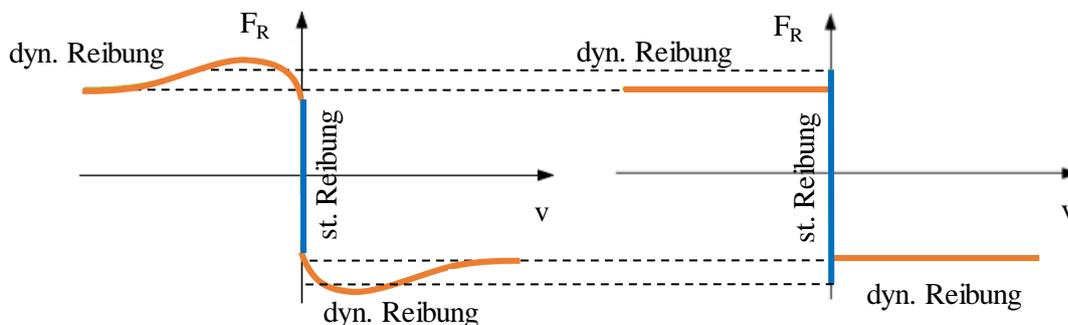


Abbildung 2.17: links: der nicht-idealisierte Reibungsverlauf; rechts: die Coulombsche Linearisierung [14]

2-1.5 STICK-SLIP-VERLAUF

Aus der Literatur ist ersichtlich, dass Reibung in den meisten Fällen kein kontinuierlicher Prozess ist. Das Stick-Slip-Reibungsverhalten, der schnelle Wechsel zwischen Haften und Gleiten, ergibt sich bei jedem Reibungsprozess, bei dem die statische Reibung größer als die dynamische Reibung ist und bei dem die Bewegungsgeschwindigkeit wenige mm/min beträgt. Zum Stick Prozess ist anzumerken, dass während der Vergrößerung der Kontaktreibungsfläche die Reibungskraft mit der Kontaktfläche wächst. Ab dem Punkt, an dem die Schubspannung groß genug ist, um die Verbindung zwischen den Reibpartnern zu trennen, geht der Stick-Prozess in den Slip-Prozess über und die Reibungskraft wird kleiner. Dabei ist der Deformationsprozess zu beachten (siehe Kapitel 2-1.3). Der Reibungskoeffizient und die Reibkontaktfläche sind während des Stick Prozesses groß und verringern sich während des Slip Prozesses rasch.

Die wichtigsten Kriterien für die Entstehung der Stick-Slip Bewegung sind die Folgenden:

- der statische Reibungskoeffizient ist größer als der dynamische Reibungskoeffizient,
- in der Kontaktfläche muss es zu elastischen Deformationen kommen können.

Die Stick-Slip Bewegung kann man durch die Reduzierung der Normalkraft oder durch die Erhöhung der Reibungsgeschwindigkeit reduzieren. Das typische Reibung-Zeit-Verhältnis für die Stick-Slip-Reibungsbewegung wird in Abbildung 2.18 gezeigt. [7]

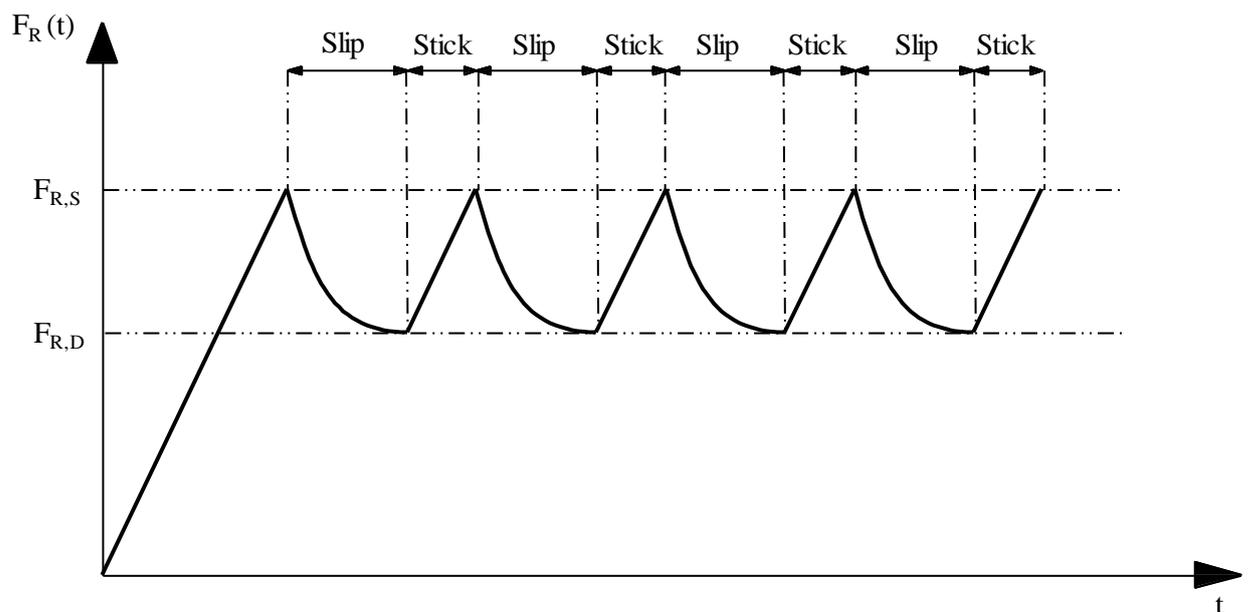


Abbildung 2.18: schematische Darstellung des „Stick-Slip“-Reibungsverlaufs [7] (überarbeitet)

2-2 HOLZ

2-2.1.1 Holzfeuchte und Brettsperrholz

Holz ist ein hygroskopisches Material mit der typischen Eigenschaft, dass die Holzfeuchte alle chemischen, physikalischen und holztechnologischen Eigenschaften beeinflusst. Der Anteil von absorbiertem Wasser im Holz ist primär abhängig von der umgebenden Luftfeuchtigkeit und Temperatur. Die Ausgleichs- oder Gleichgewichtsfeuchte des Holzes stellt sich nach längerer Zeit bei konstanten Klimabedingungen ein.

Die mechanischen Eigenschaften sind stark von der Holzfeuchte abhängig. Deswegen sind die charakteristischen Festigkeiten in Eurocode 5 (kurz EC5) auch mit dem Modifikationsbeiwert k_{mod} zu multiplizieren. Dieser Beiwert richtet sich nach den Nutzungsklassen (NKL) und der Lasteinwirkungsdauer (KLED). Im Zusammenhang mit der Holzfeuchte sind die NKL von Interesse. Die NKL sind in drei Kategorien eingeteilt, welche sich nach der vor Ort herrschenden Temperatur und relativen Luftfeuchte unterscheiden (siehe Tabelle 2.2). [15]

Tabelle 2.2: die Nutzungsklassen [15] [16]

Nutzungsklasse	relative Luftfeuchte [%]	Gleichgewichtsfeuchte [%]	Temperatur [°C]
1	< 65 (darf nur für einige Wochen im Jahr überschritten werden)	9 ± 3 (allseitig geschlossener und beheizter Raum) 12 ± 3 (allseitig geschlossener und unbeheizter Raum)	20
2	< 85 (darf nur für einige Wochen im Jahr überschritten werden)	15 ± 3 (überdachte, offene Räume)	20
3	> 85 (Klimabedingungen, die zu einer höheren Holzfeuchte führen als bei NKL 2)	(Feuchträume, ungeschützte Außenbereiche)	-

Im Holz befinden sich zwei Arten des Wassers, das freie und das gebundene. Das freie Wasser hat minimalen Einfluss auf die Festigkeit, Elastizität und andere Materialwerte. Das gebundene Wasser dagegen, beeinflusst sehr stark die Holzeigenschaften. Das gebundene Wasser befindet sich in den Zellwänden und ist chemisch gebunden mit den Holzzellen.

Die mechanischen, physikalischen und technologischen Holzeigenschaften ändern sich im für das Bauwesen relevanten Bereich (NKL1 – NKL3) mit dem freien Wasser gering. Wenn aber der Anteil des gebundenen Wassers ansteigt, steigt auch die Holzfestigkeit mit. Deswegen ist es wichtig, die genaue Wassermenge im Holz zu kennen und alle Untersuchungen in Abhängigkeit der Holzfeuchte durchzuführen. Der Holzfeuchtegehalt wird normalerweise in Prozent angegeben und kann folgendermaßen berechnet werden: [16] [17]

$$u = \frac{m_v - m_o}{m_o} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (2.23)$$

Mit einer entsprechend geringeren Feuchtigkeitsschwankung im Vergleich zur Herstellungsfeuchte, hält man die entstandenen inneren Zwänge in Brettsperrholz-Elementen gering. Die Schwankung der Holzfeuchte ist in der NKL 3 schon zu groß, deswegen ist es derzeit die Verwendung des BSP-Elementen auf die Nutzungsklassen 1 und 2 beschränkt.

2-2.1.2 Oberflächenbeschaffenheit des Brettsperholzes

Die Holzoberfläche hängt vom Bearbeitungsprozess ab und hat einen wesentlichen Einfluss auf die Reibung. Der Deformationseffekt ist bei einer Oberfläche mit höherer Rauigkeit stärker, als bei der Oberfläche mit geringer Rauigkeit. Deswegen ist zu erwarten, dass die raue Oberfläche höhere Reibungskraft als die glatte Oberfläche erreicht. Die Untersuchungen von [18] mit Hilfe der Elektronenmikroskopie haben gezeigt, dass die bearbeiteten Holzoberflächen verschiedene Oberflächenprofile ergeben (siehe Abbildung 2.19). Die glatteste Oberfläche sollte mit der Hobelmaschine und die raueste mit der Bandsäge erreicht werden.

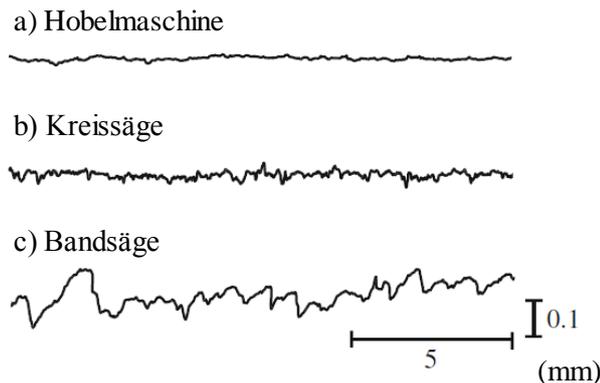


Abbildung 2.19: bearbeitete Holzoberfläche [18]

Das Brettsperholz-Element enthält unterschiedliche Schnittflächen. Jede Schnittfläche ist durch die Orientierung der Fasern und damit durch die Oberflächenbeschaffenheit gekennzeichnet. Es wird zwischen der Seitenfläche und der Stirnfläche unterschieden. Die Reibung- und Normalkraftübertragung erfolgt an der Seitenfläche durch den Querdruck und den Schub. Die Fasern verlaufen parallel oder senkrecht zum BSP-Rand (siehe Abbildung 2.19, links). Die Reibkraft- und Normalkraftübertragung an der Stirnfläche hängt von der Orientierung der einzelnen Lamellenlage ab. Dabei können die Holzfasern parallel oder senkrecht zur Normalkraftbeanspruchung verlaufen (siehe Abbildung 2.19, rechts). Abhängig von der Dicke und der Verteilung der einzelnen Lamellenlagen variiert das Verhältnis zwischen parallel und normal orientierten Fasern an der Stirnfläche.

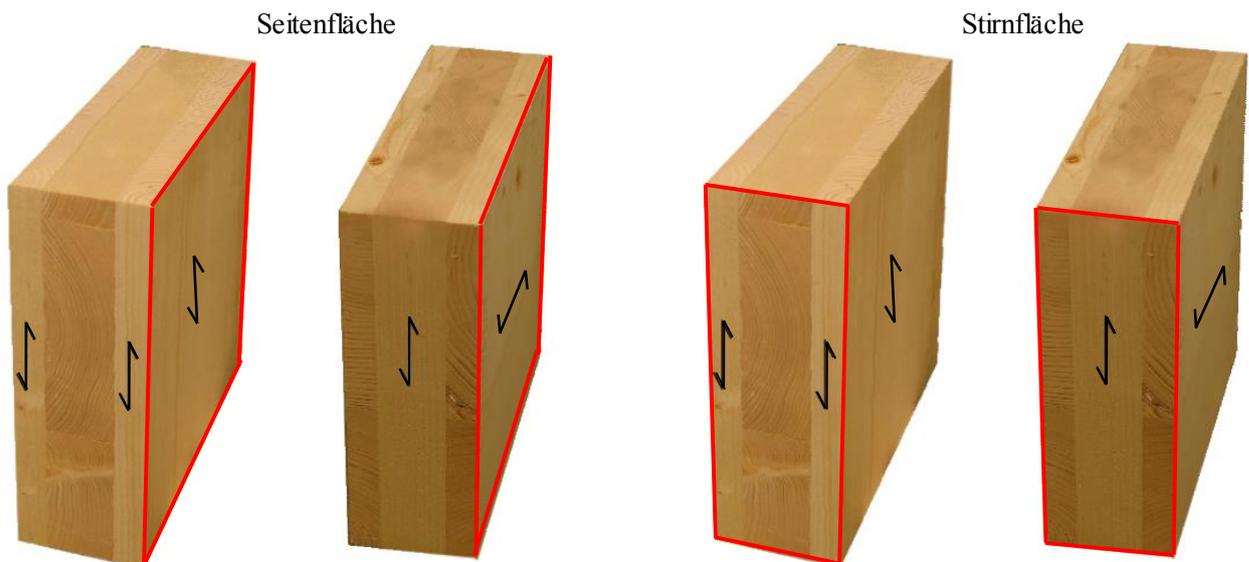


Abbildung 2.20: BSP-Oberflächenbeschaffenheit [19] (überarbeitet)

2-2.2 REIBUNG

2-2.2.1 Allgemein

Die Reibungseigenschaften von Holz sind wichtig in der Holzbearbeitungsindustrie, um die Bearbeitungsprozesse zu beschleunigen und den Werkzeugverschleiß zu reduzieren. Dabei kommt es zum Reibungskontakt zwischen Holz und Metall. Untersuchungen auf diesem Gebiet stammen von folgenden Autoren: Atack und Tabor (1958), Stosić (1959), McLaren und Tabor (1961), McKenzie und Karpovich (1968), Lemoine et al. (1970), Knudson und Schniewind (1972), Knospe (1974), Murasc (1980), Möhler und Herröder (1979) und Guan et al. (1983). Durch schallschutztechnische Anforderungen hat die Verwendung von anderen Materialien immer mehr an Bedeutung gewonnen. Die wenigen Untersuchungen im Vergleich zum Holz-Metall-Kontakt stammen von Atack und Tabor (1958), McKenzie und Karpovich (1968), Möhler und Herröder (1979). [20]

Die in der Literatur gefundenen Reibungseinflüsse auf Holz werden in den nachstehenden Kapiteln erläutert. Natürlich ist dabei zu beachten, dass die Materialpaarung eine entscheidende Rolle spielt. Die statischen und dynamischen Reibungskoeffizienten für die Materialpaarung Holz/Holz sind unten in Tabelle 2.3 dargestellt. Dabei variiert der statische Reibungskoeffizient zwischen 0,24 und 0,62. Der dynamische Reibungskoeffizient ist um ca. 25 % kleiner und variiert zwischen 0,17 und 0,48. [21]

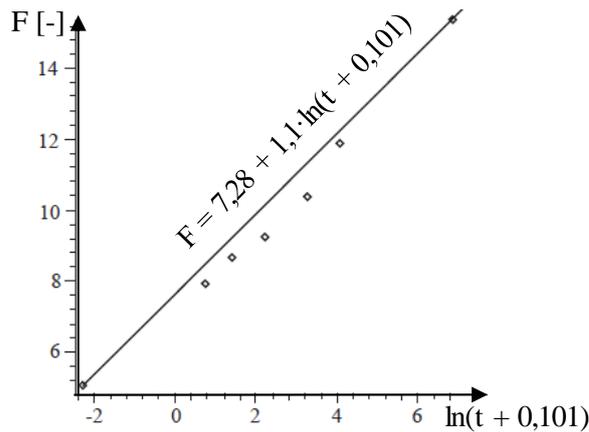
Tabelle 2.3: statische und dynamische Reibungskoeffizienten für die Materialpaarung Holz / Holz

	statischer Reibungskoeffizient μ_s [-]	dynamischer Reibungskoeffizient μ_D [-]
Aira [22]	0,24	0,17
Mahnek [13]	0,40–0,60	0,20-0,40
Finke [23]	0,55	0,35
Bertram [24]	0,40–0,60	0,20-0,40
Krapfenbauer [25]	0,53-0,62	0,34-0,48
Kessel [26]	0,40–0,60	0,20-0,40

2-2.2.2 Einflussparameter

Die Kontaktzeit

Coulomb hat als erster die Korrelation zwischen statischer Reibungskraft und Stillstandzeit beschrieben. Die Stillstandzeit beschreibt jene Kontaktzeit, in der zwei Körper ohne Bewegung in Kontakt sind. Der Einfluss der Stillstandzeit ist mit einem Zuwachs der statischen Reibungskraft verbunden. Je länger der Stillstand zwischen Reibkörpern ist, desto größer wird die statische Reibungskraft. Die experimentell gewonnenen Daten der Coulombschen Versuche sind in Abbildung 2.21 rechts zusammengefasst. Die verwendete Materialpaarung war Eiche/Eiche, wobei auf die Kontaktoberflächen mit Talg geschmiert worden ist. Dabei ist zu beachten, dass mit der logarithmischen Koordinatenskala die Abhängigkeit linear ist. Die Funktion ist in diesem Fall eine Gerade.



t [min]	F [Einheit unbekannt]
0	5,02
2	7,90
4	8,66
9	9,25
26	10,36
60	11,86
960	15,35

Abbildung 2.21: statische Reibungskraft in Abhängigkeit der Zeit (Reibungspaar: Holz / Holz) [8] (überarbeitet)

Die physikalischen Gründe für die gezeigte Abhängigkeit zwischen Stillstandzeit und statischer Reibungskraft können sehr verschieden sein. Ein Grund, der für Metalle gilt, ist die Vergrößerung der realen Kontaktfläche durch Kriechprozesse auf Kontaktflächen (siehe Kapitel 2-1.2.5). Mit der Zunahme der Reibungskontaktfläche verlangsamt sich dieser Prozess. [8]

Die Normalkraft

Die Normalkraft hat einen wesentlichen Einfluss auf die Reibungskraft, wobei die Abhängigkeit zwischen statischer Reibungskraft und Normalkraft linear ist. Die Reibungsuntersuchungen von Murase für die Materialpaarung Holz/Holz haben jedoch gezeigt, dass der Einfluss der Normalkraft bei einer Normalkraft zwischen 0 und 200 N sehr gering ist (siehe Abbildung 2.23). Wenn sich die Holzoberfläche deformiert, ändert sich der Reibungskoeffizient. Der Verlauf des dynamischen Reibungskoeffizienten zeigt bei konstanter Normalkraft (siehe Abbildung 2.22) die Entstehung einer Stick-Slip-Bewegung (siehe Kapitel 2-1.5). [20]

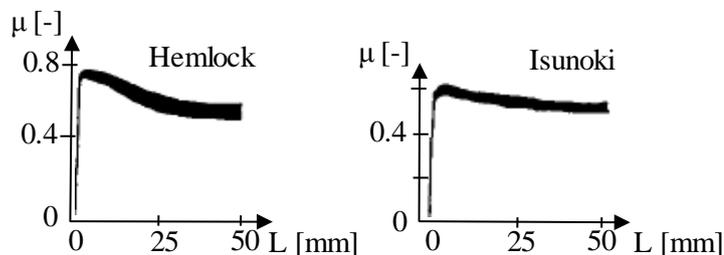


Abbildung 2.22: der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Verschiebung (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet)

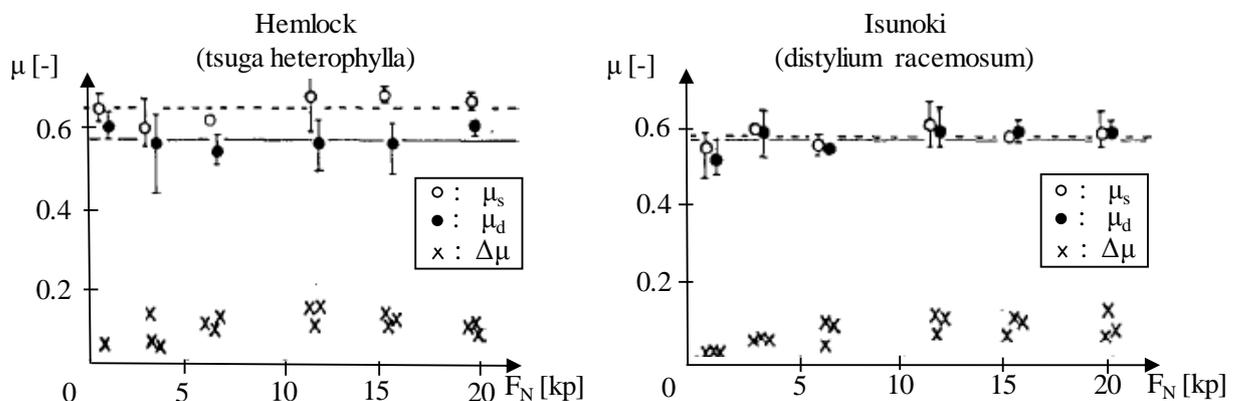


Abbildung 2.23: der statische und dynamische Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Normalkraft, 1 kp = 9,8 N (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet)

Weitere Untersuchungen der statischen Reibungskoeffizienten hat Dragomir Z. Stosić durchgeführt, wobei LSL-Körper (Laminated Strand Lumber) und LVL-Körper (Laminated Veneer Lumber) verwendet wurden. Die dabei ermittelten Reibungskoeffizienten (siehe Abbildung 2.24) zeigen, in Abhängigkeit vom Pressdruck, einen anderen Verlauf als bei Murase (siehe Abbildung 2.23). Bei kleineren Normaldrücken fällt der statische Reibungskoeffizient ab. Ab einem gewissen Pressdruck steigt der statische Reibungskoeffizient wieder an. Die Änderung der Reibungskoeffizienten ist in der Abhängigkeit vom Pressdruck zwischen 0 g/cm² und 500 g/cm² nicht linear und bleibt ab einem Pressdruck von 600 g/cm² annähernd konstant. Das bedeutet, dass die Normalkraft ab einem Pressdruck von 600 g/cm² keinen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten hat. [27]

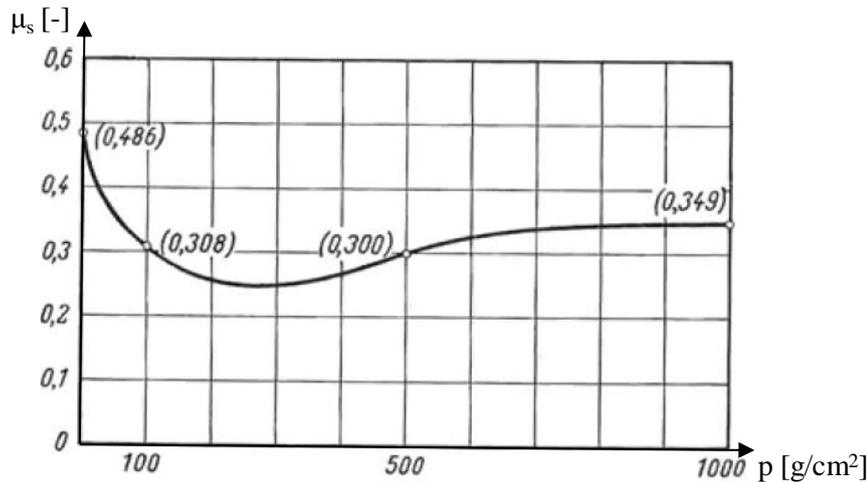


Abbildung 2.24: Abhängigkeit des statischen Reibungskoeffizienten von Pressdruck p (Reibungspaar: Holz / Holz) [27] (überarbeitet)

Die Feuchte

Der Reibungskoeffizient zwischen den Reibpartnern Holz auf Holz steigt mit zunehmender Holzfeuchte bis zum Fasersättigungspunkt kontinuierlich an. Ist der Fasersättigungspunkt erreicht, bleibt der Reibungskoeffizient solange konstant, bis sich das freie Wasser auf den Holzoberflächen anfängt zu sammeln. Ab diesem Punkt sinkt der Reibungskoeffizient. Unter einer Holzfeuchte von 20 % ändert sich der dynamische Reibungskoeffizient mit Änderung der Gleitgeschwindigkeit nicht. Ab einer Holzfeuchte von 20 % sinkt der dynamische Reibungskoeffizient mit ansteigender Gleitgeschwindigkeit. Nach der Theorie von Atack und Tabor wächst die reale Kontaktfläche mit zunehmender Holzfeuchte und mit ihr auch der Reibungskoeffizient (siehe Tabelle 2.4). [21] [17]

Tabelle 2.4: dynamischer Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Holzfeuchte (Reibungspaar: Holz / Holz) [17]

Holzfeuchte	relativ trocken (4 - 8 %)	mittlere Holzfeuchte (12 - 18 %)	nähe Fasersättigungspunkt (24 - 32 %)
dynamische Reibungskoeffizient	0,3 - 0,5	0,5 - 0,7	0,7 - 0,9

Die nationale spanische Norm, UNE-EN 1995-2:2010, enthält für den statischen Reibungskoeffizienten Richtwerte, welche in Tabelle 2.5 dargestellt sind. Dabei ist eine Unterscheidung zwischen den Schnittebenen und der Holzfeuchte gemacht worden. Der statische Reibungskoeffizient der Materialpaarung Holz/Holz wächst mit der Holzfeuchte, dasselbe gilt für den dynamischen Reibungskoeffizienten. Bei der Reibung zwischen Holz und Beton ist keine Änderung der Reibungskoeffizienten gegeben. [28]

Tabelle 2.5: statische Reibungskoeffizienten und Holzfeuchte [28]

Materialpaarung	rechtwinklig zur Faserrichtung		parallel zur Faserrichtung	
	Holzfeuchte [%]			
	≤12	≥16	≤12	≥16
Schnittholz-Schnittholz	0,30	0,45	0,23	0,35
gehobertes Holz-gehobertes Holz	0,20	0,40	0,17	0,30
Schnittholz-gehobertes Holz	0,30	0,45	0,23	0,35
Holz-Beton	0,40	0,40	0,40	0,40

Die experimentellen Untersuchungen von Murase (siehe Abbildung 2.25) haben den Einfluss der Holzfeuchtigkeit bestätigt. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass der statische und dynamische Reibungskoeffizient mit ansteigender Holzfeuchte ansteigt, was mit den schon erwähnten theoretischen Überlegungen von Atack und Tabor übereinstimmt. [21]

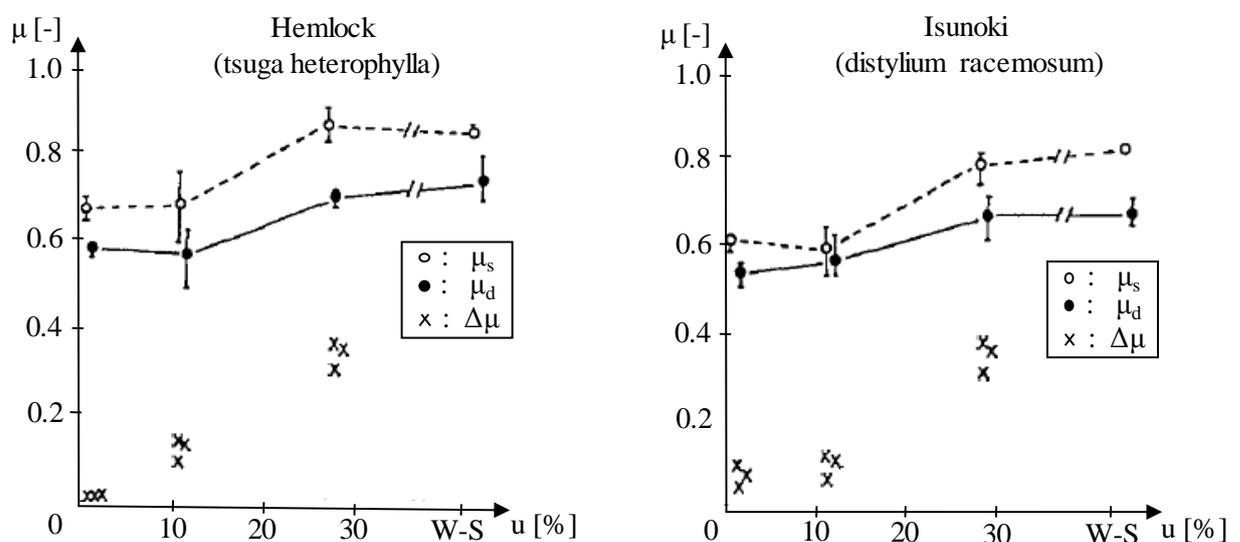


Abbildung 2.25: der statische und dynamische Reibungskoeffizienten zwischen Hemlock/Hemlock und Hemlock/Isunoki in Abhängigkeit der Holzfeuchte (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet)

Die Materialeigenschaften

Weil Holz ein anisotropes Material ist, haben anatomische Hauptschnittrichtungen des Holzes verschiedene Rauigkeiten und Materialeigenschaften. Das führt zu unterschiedlichen Reibungskoeffizienten bei verschiedenen Holzfaserrichtungen und Holzschnitten. So kann man zwischen folgenden Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Holzschnitte unterscheiden (siehe Abbildung 2.26):

- Radialschnitt:
 - Reibungskoeffizient parallel zur Faserrichtung
 - Reibungskoeffizient normal zur Faserrichtung
- Tangentialschnitt:
 - Reibungskoeffizient parallel zur Faserrichtung
 - Reibungskoeffizient normal zur Faserrichtung
- Querschnitt:
 - Reibungskoeffizient normal zu den Jahringen



Abbildung 2.26: holz-anatomische Hauptschnittrichtungen [16]

Die Unterschiede zwischen den Reibungskoeffizienten im Querschnitt und im Radialschnitt bei Kiefer (*Pinus sylvestris* L.) sind in Tabelle 2.6 und in Tabelle 2.7 zusammengefasst. Die Reibungskoeffizienten sind nach Aira im Querschnitt um den Faktor 2 größer als im Radialschnitt. [22]

Tabelle 2.6: Reibungskoeffizienten im Querschnitt (Reibungsrichtung: normal zu Jahrringen) zwischen Kiefer und Kiefer (*Pinus sylvestris* L.) (Reibungspaar: Holz / Holz) [22]

Versuchskörper	μ_s	μ_d
1	0,26	0,18
2	0,38	0,25
3	0,18	0,13
4	0,18	0,16
5	0,19	0,14
Mittelwert:	0,24	0,17

Tabelle 2.7: Reibungskoeffizienten im Radialschnitt (Reibungsrichtung: parallel zur Holzfaserrichtung) zwischen Kiefer und Kiefer (*Pinus sylvestris* L.) (Reibungspaar: Holz / Holz) [22]

Versuchskörper	μ_s	μ_d
1	0,05	0,03
2	0,11	0,08
3	-	-
4	0,18	0,12
5	0,12	0,09
Mittelwert:	0,12	0,08

Der Einfluss der Faserrichtung auf die Reibung hat Gaber in seinen Arbeiten untersucht. Die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten vom Faserwinkel ist im Polardiagramm (siehe Abbildung 2.27) dargestellt. Mit der Änderung des Faserwinkels zwischen den Reibpartnern ergeben sich Unterschiede in Bezug auf die Reibungskoeffizienten. Dabei gilt, dass der größte Reibungskoeffizient bei einer Faserrichtung von 90 Grad erreicht wird und der kleinste im Bereich zwischen 0 und ca. 25 Grad liegt (siehe Abbildung 2.27). [29]

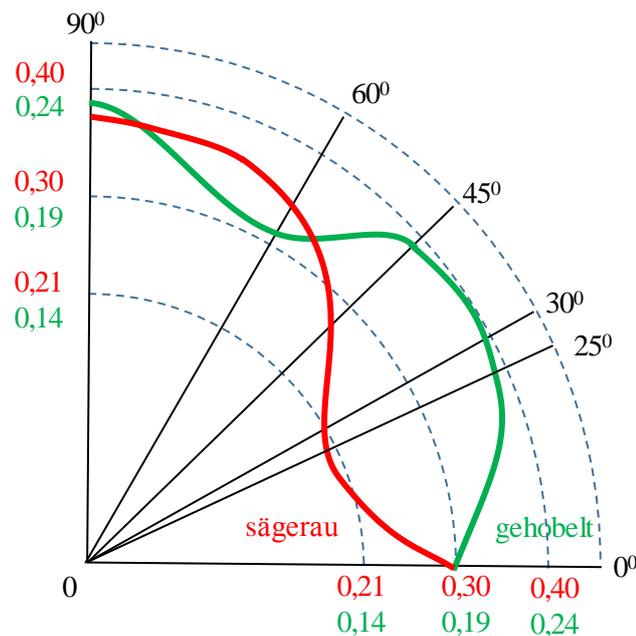


Abbildung 2.27: Abhängigkeit der Reibungskoeffizienten vom Faserwinkel (Polardiagramm; Reibungspaar: Holz / Holz) [29] (überarbeitet)

Die Oberflächenrauheit

Der Unterschied der Reibungskoeffizienten zwischen rauen und glatten (gehobelten) Holzoberflächen wird in Tabelle 2.8 gezeigt. Die größeren Reibungskoeffizienten werden bei rauen Oberflächen erreicht, was wegen größeren Deformationseffektes zu erwarten ist (siehe Kapitel 2-1.3). Der Reibungskoeffizient ist bei glatten Oberflächen fast um Faktor zwei kleiner als bei angerauten. [29]

Tabelle 2.8: statische Reibungskoeffizienten bei rauen und glatten Holzoberflächen (Reibungspaar: Holz / Holz) [29]

	Neigung der Fasern					
	0°	30°	45°	60°	90°	180°
sägerau	0,30	0,22	0,28	0,34	0,37	0,34
glatt (gehobelt)	0,19	0,23	0,23	0,20	0,22	0,17

Die Materialpaarung

Einen weiteren Einfluss auf die Reibung haben die Holzpaarungen. Laubhölzer, wie Buche und Eiche erreichten nach [22] in den meisten Fällen höhere Reibungskoeffizienten als Nadelhölzer (wie z.B. Kiefer oder Fichte). Gemäß den Untersuchungen von [27] erreichen die Reibungskoeffizienten zwischen Fichte und Fichte höhere Werte als zwischen Laubhölzern (siehe Tabelle 2.9), was im Gegensatz zu den Untersuchungen von [22] steht. Weitere Untersuchungen wären aufgrund der unterschiedlichen Ergebnissen aus [22] und [27] sinnvoll.

Tabelle 2.9: statische Reibungskoeffizient zwischen verschiedenen Holzpaarungen (Reibungspaar: Holz / Holz) [27]

	Holzpaarung		
	Esche/Esche	Esche/Buche	Esche/Ulme
μ_s [-]	0,301	0,309	0,31
	Holzpaarung		
	Fichte/Fichte	Fichte/Ulme	Fichte/Buche
μ_s [-]	0,468	0,408	0,401

Die meisten Untersuchungen bezogen auf die Reibung beschäftigen sich mit der Materialpaarung Holz/Stahl. In der Arbeit von Murase [20] sind die Materialpaarungen zwischen Holz und anderen Materialien untersucht worden (siehe Abbildung 2.28). Der größte dynamische Reibungskoeffizient wurde zwischen Holz und Gummi erreicht und beträgt ca. 0.9. Die kleinsten Reibungskoeffizienten, die zwischen 0.1 und 0.3 liegen, wurden zwischen Holz und metallischen Materialien (wie z.B. Stahl, Kupfer und Aluminium) erreicht (siehe Abbildung 2.28). [20]

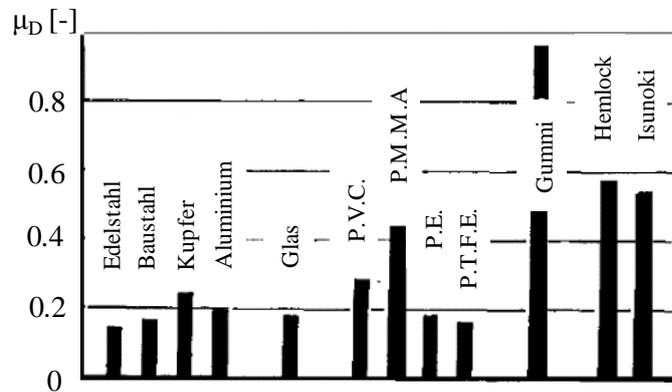


Abbildung 2.28: dynamische Reibungskoeffizienten zwischen Holz / Holz und anderen Materialien (Reibungspaar: Holz / verschiedene Materialien) [20]

Der Reibungskoeffizient hat beim Holz mit anderen Materialien nach [20] folgende Eigenschaften:

- der Reibungskoeffizient ist in der ersten Annäherung unabhängig von der Normalkraft. Der Unterschied in den Reibungskoeffizienten liegt in den unterschiedlichen Adhäsionskräften, die stark von der Materialpaarung abhängen,
- der Reibungskoeffizient von Holz wächst bei Materialpaarungen wie z.B. Glas, Holz und einigen Polymeren (PVC, PMMA) mit ansteigender Holzfeuchte. Der Reibungskoeffizient resultiert dabei primär aus den Wasserstoffbindungen,
- bei Materialpaarungen mit PTFE und PE fällt der Reibungskoeffizient mit steigender Holzfeuchte. Bei der Materialpaarung mit Gummi (butadiene styrene) ist der Koeffizient unabhängig von der Holzfeuchte. Die Adhäsion resultiert primär wegen den Van der Waals Kräften, mit denen man die relativ schwachen nicht-kovalenten Wechselwirkungen zwischen Atomen oder Molekülen bezeichnet.

2-3 ELASTOMER

2-3.1 ALLGEMEIN

Elastomere sind Kunststoffe mit ähnlichem mechanischen und thermischen Verhalten. Sie verhalten sich bei üblichen Gebrauchstemperaturen weitgehend entropie-elastisch (gummielastisch) und sind bis zur Zersetzungstemperatur nicht schmelzbar. Kunststoffe kann man nach Bildungsmechanismen oder nach dem mechanisch-thermischen Verhalten aufgrund der Molekularstruktur unterscheiden.

Hinsichtlich der Bildungsmechanismen werden drei Grundarten unterschieden:

- a) Polymerisation,
- b) Polykondensation,
- c) Polyaddition.

Die Kunststoffgruppen anhand des ähnlichen mechanisch-thermischen Verhaltens kann man weiter in vier Kategorien unterteilen (siehe Tabelle 2.10).

Tabelle 2.10: Kunststoffeigenschaften [30] [31]

	Thermoplaste	thermoplastische Elastomere	Elastomere	Duroplaste
Vernetzungsgrad	unvernetzt	schwach vernetzt		stark vernetzt
Vernetzungsart	linear bis verzweigt	physikalisch vernetzt	chemisch vernetzt	
physikalische Eigenschaften	schmelzbar löslich	schmelzbar löslich	nicht schmelzbar nicht löslich quellbar	nicht schmelzbar nicht löslich nicht quellbar
mechanische Eigenschaften	plastisch formbar i. Allg. hoher E-Modul	gummielastisch niedriger E-Modul	gummielastisch niedriger E-Modul	nicht plastisch formbar hoher E-Modul

Elastomere bestehen aus Makromolekülketten, die weitmaschig miteinander chemisch verbunden sind. Die Verbindung zwischen einzelnen Makromolekülketten kann über Atombindungen und über Wasserstoffbrückenbindungen erfolgen. Die Vernetzung zu Elastomeren kann durch lineare Thermoplaste erfolgen, die in ihrer Kette Doppelbindungen enthalten. Für die Vernetzung geeignete Thermoplaste heißen Kautschuk, die mit Hilfe von z.B. Schwefelbrücken (Vulkanisation) vernetzt werden im Gummi oder andere Elastomere. Typische Kunststoffe sind anhand der chemischen Zusammensetzung in Tabelle 2.11 in drei Gruppen nach ähnlichen mechanisch-thermischen Verhalten zusammengefasst. [30] [31]

Tabelle 2.11: typische Kunststoffe [30] [31]

Thermoplaste	Duroplaste	Elastomere
PE (Polyethylen)	UF (Harnstoff-Formaldehyd)	PUR (Polyurethan)
PP (Polypropen)	MF (Melamin-Formaldehyd)	
PVC (Polyvinylchlorid)		
PS (Polystyrol)		
PMMA (Polymethylmethacrylat)		

2-3.1.1 Mechanische Eigenschaften

Elastomer hat zwei besondere Eigenschaften, die es von anderen Materialien unterscheidet. Die erste Eigenschaft ist ein extrem kleines Elastizitätsmodul (1 bis 10 MN/m², ca. um Faktor 5 kleiner als bei anderen Festkörpern) Die zweite Eigenschaft ist eine extrem hohe Deformierbarkeit (um ein Mehrfaches der Ausgangsgröße). In den weiteren Kapiteln wird die Bezeichnung Elastomer oft durch die Bezeichnung Gummi ersetzt, wobei Elastomer das Materialverhalten und Gummi den Werkstoff beschreibt. Gummi ist ein industriell gefertigtes Elastomer, das vulkanisiert ist und deswegen alle Eigenschaften von Elastomeren aufweist. [8]

Dehnbarkeit

Die Ursache für die typische große Dehnbarkeit von Elastomeren liegt in der weitmaschigen Vernetzung der Polymermoleküle. Diese sind nur stellenweise verknüpft, haben miteinander eine relativ schwache Wechselwirkung und befinden sich in einem „verknäulten“ Zustand. Bei äußerer Krafteinwirkung werden die Polymermoleküle gestreckt, soweit es die Verknüpfungsstellen erlauben (siehe Abbildung 2.29). Bei der Entlastung von Elastomeren relaxieren die Polymermoleküle wieder in den „knäulartigen“ Zustand zurück. [31]

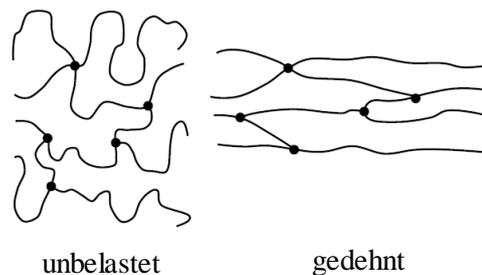


Abbildung 2.29 : weitmaschige Vernetzung [31]

Der thermodynamische Gleichgewichtszustand von Elastomeren entspricht, aufgrund der Entropie, einem Maximum der potentiellen Energie. Bei „normalen Festkörpern“ entspricht er dem Minimum. Entropie ist definiert als das Maß des Unordnungsgrades im stofflichen Aufbau. Dieses Dehnungsverhalten kann man auch als Entropieelastizität bezeichnen. Das entropieelastische Verhalten von Elastomeren ist durch besonders großen Verformbarkeit ausgeprägt, deswegen wird es auch Gummielastizität genannt. Die Dehnbarkeit wird von der Glastemperatur stark eingeschränkt. Mit der Glastemperatur ist der sogenannte Glaszustand erreicht. Im Glaszustand sind die Schwingungsbewegungen von Atomen oder Molekülen gering, man spricht auch von einem „eingefrorenen“ Zustand. Die Elastomere sind in diesem Zustand hart und spröde. Für die meisten Elastomere liegt die Verglasungstemperatur weit unter 0 °C. [30] [31]

Spannungs-/Dehnungs - Verhalten

Die Gesamtverformung ε_{ges} von Kunststoffen wird bei einer reinen Zugbelastung durch Addition der einzelnen Verformungsanteile (elastisch, viskos und viskoelastisch) beschrieben (Superpositionsprinzip von Boltzman). Die elastische Verformung ε_{el} ist bei konstanter Spannung σ_0 und dem Elastizitätsmodul E_0 zeitlich konstant. Die elastische Verformung geht bei der Entlastung spontan zurück. Es gilt das Hookesche Gesetz:

$$\varepsilon_{\text{el}} = \frac{1}{E_0} \cdot \sigma_0 \quad (2.24)$$

Kunststoffe haben kein rein elastisches Verhalten. Die Verformung nimmt bei (konstanter) Belastung zeitabhängig zu. Bei rein viskosem Materialverhalten würden die viskosen Verformungen ε_v , bei konstanter Belastung σ_0 , mit der Zeit t anwachsen. η_0 beschreibt die Viskosität, die den Widerstand gegen eine viskose Verformung darstellt. Die viskose Verformung bleibt nach der Entlastung enthalten.

$$\varepsilon_v = \frac{1}{\eta_0} \cdot t \cdot \sigma_0 \quad (2.25)$$

Die viskoelastische Verformung ε_r ist eine zeitabhängige Größe. ε_r wächst mit abnehmender Intensivität im Laufe der Zeit. Der Relaxationsmodul E_r beschreibt den Widerstand gegen eine viskoelastische Verformung. Mit t_r wird die charakteristische Zeit beschrieben, in welcher sich die Verformung der stationären Verformung annähert.

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E_r} \cdot (1 - e^{-t/t_r}) \cdot \sigma_0 \quad (2.26)$$

Die Gesamtverformung wird mit Hilfe der einzelne Verformungsanteil wie folgt definiert:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{ges}}(t) &= \varepsilon_{\text{el}} + \varepsilon_v + \varepsilon_r \\ \varepsilon_{\text{ges}}(t) &= \left(\frac{1}{E_0} + \frac{1}{\eta_0} + \frac{1}{E_r} \cdot (1 - e^{-t/t_r}) \right) \cdot \sigma_0 \\ \varepsilon_{\text{ges}}(t) &= \frac{1}{E_C} \cdot \sigma_0 \end{aligned} \quad (2.27)$$

Der Kriechmodul $E_C(t)$ wird als Verhältnis zwischen $\sigma_0/\varepsilon_{\text{ges}}(t)$ definiert und ist als der Widerstand gegen Kriechen charakterisiert. Die Verformung der Kunststoffe wächst mit der Zeit wegen des viskosen- und viskoelastischen Anteils an (siehe Abbildung 2.30). [31]

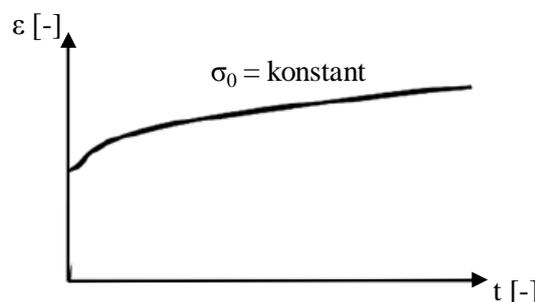


Abbildung 2.30: Kriechen [31] (überarbeitet)

Spannungsrelaxation

Die Spannung von Gummi hängt von der Belastungszeit ab. Ist die Belastung schlagartig (sehr kurz) steigt die Spannung auf ein hohes Niveau σ_0 an. Der Gummi verhält sich in diesem Fall wie ein Festkörper, weil die Polymerketten nicht genug Zeit haben sich zu deformieren. Das Schubmodul des Gummis erreicht bei

schlagartigen Belastungen eine ähnliche Größe wie Glas und wird deshalb Glasmodul genannt. Der Schubmodul G_0 ist in diesem Zustand wie folgend definiert:

$$G_0 = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \quad (2.28)$$

Mit der Zeit können sich die Polymerketten bewegen und auf ein viel kleineres Spannungsniveau σ_∞ relaxieren. Das Spannungsniveau ist um den Faktor 4 niedriger als das Spannungsniveau σ_0 . Nach langer Belastungszeit t_r stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein (siehe Abbildung 2.31). Der Schubmodul G_∞ wird als statischer Schubmodul bezeichnet. [31]

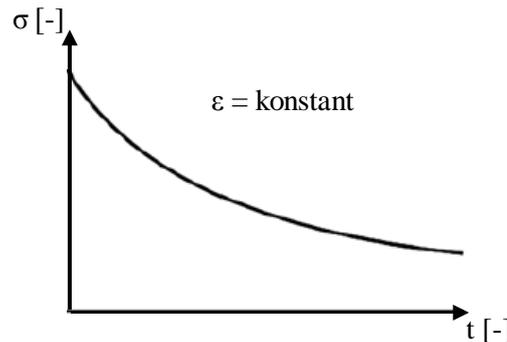


Abbildung 2.31: Relaxation [31] (überarbeitet)

Das statische Schubmodul (im Gleichgewicht) berechnet sich nach:

$$G(\infty) = \frac{\sigma_\infty}{\varepsilon_0} \quad (2.29)$$

2-3.1.2 Rheologisches Modell für Elastomer

Die wichtigsten dynamischen Eigenschaften von Elastomeren unter periodischer Beanspruchung lassen sich durch die parallele Anordnung von Feder und Feder mit Dämpferelement beschreiben (siehe Abbildung 2.32). G_1 und G_2 repräsentieren ein elastisches Verhalten (Hookesche Feder) und η repräsentiert ein viskoses Verhalten (Dämpfer). Mit einer Anordnung von Feder G_2 und Dämpferelement η hintereinander wird der Relaxationsvorgang beschrieben. Die Feder wird bei einer konstanten Zugverformung sofort aktiviert, während der Dämpfer nur verzögert mit zunehmender Verformung aktiviert wird. Bei gleichbleibender Verformung gibt der Dämpfer langsam nach und die Feder kann sich entspannen. Mit der parallelen Anordnung von Feder G_1 und Dämpfer η ist es möglich den Kriechprozess zu beschreiben. Der Dämpfer gibt im Laufe der Zeit nach und die Feder G_1 übernimmt die Belastung. Die Verformung wird daher mit der Zeit größer. [8] [31]

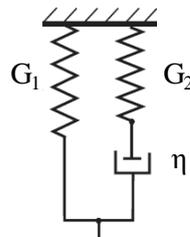


Abbildung 2.32: rheologisches Modell für Gummi [8] (überarbeitet)

Bei quasistatischer Belastung nähert sich der G-Modul gegen G_1 (ca. 1-10MPa). Der Dämpfer kann sich bei kleineren Frequenzen frei bewegen, weshalb G_2 keinen Einfluss auf die Deformation hat. Große Belastungsfrequenzen aktivieren den Dämpfer und damit die Feder G_2 . Die Feder G_2 hat einen um den Faktor 1000 größeren G-Modul als G_1 , weshalb der G-Modul gegen G_2 strebt. Typische Schubmodule eines

Gummis betragen 10 MPa für die quasistatische Belastung und sind um den Faktor 1000 grösser für die dynamische Belastung. [8]

2-3.2 REIBUNG

2-3.2.1 Adhäsions- und Hystereseanteil

Die Reibung des viskoelastischen Körpers hängt im Gegensatz zu einem Festkörper, bei dem die Oberfläche eine wichtige Rolle spielt, von der Volumeneigenschaft ab. Die äußere Reibung hängt stark mit der inneren Reibung zusammen. Die Gesamtreibungskraft ergibt sich aus der Summe der Adhäsions- und Hysterese Komponente (siehe Abbildung 2.34). Die Hysterese Komponente resultiert aus der Energiedissipation infolge der Deformationen des Elastomers während der Reibung mit der rauhen Kontaktoberfläche. Die Deformationen entstehen aufgrund der Spannungen in der Kontaktoberfläche (siehe Abbildung 2.33). Mit steigender Reibungsgeschwindigkeit bleibt immer weniger Zeit für den Relaxationsvorgang, weshalb sich das Gummi hinter einer Erhebung von der Oberfläche ablöst und die Druckverteilung asymmetrisch wird (siehe Abbildung 2.33). [32]

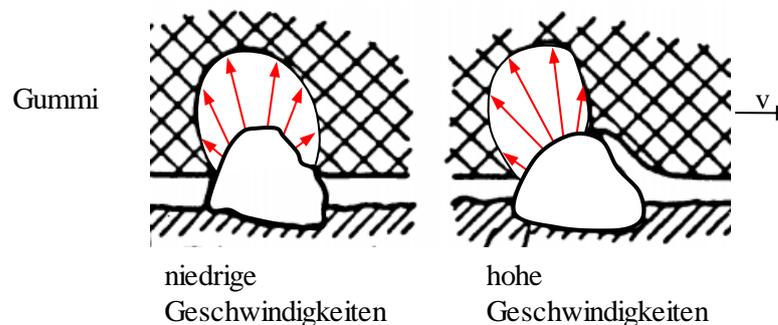


Abbildung 2.33: Hysterese Komponente Gummi [32] (überarbeitet)

Der Adhäsionsteil resultiert aus der wirkenden realen Kontaktfläche und der wirkenden Schubspannung (siehe Kapitel: 2-1.2.5). Die verschiedenen Kontaktoberflächen aktivieren eine der beiden Komponenten stärker oder schwächer. Aus der Literatur ist bekannt, dass die Hysterese Komponente auf rauhen Oberflächen dominiert. Auf makroskopisch glatten Oberflächen verformt sich Gummi nicht so stark und die Adhäsionskomponente ist in diesem Fall größer. [32]

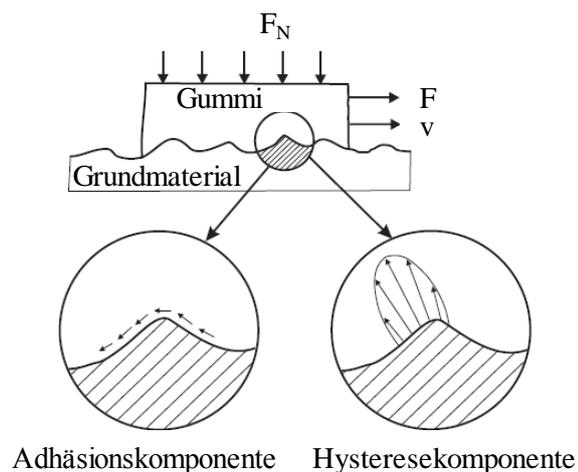


Abbildung 2.34: Reibungskomponenten bei Gummi [32] (überarbeitet)

2-3.2.2 Berechnungsmodell des Reibungskoeffizienten

Die Gummireibung hat Popov in seiner Arbeit zur Kontaktmechanik und Reibung untersucht. Die Reibungskraft kann man auf zwei verschiedene Berechnungswege bestimmen:

1. über die direkte Berechnung durch die Mittelung der Schubkraftkomponenten,
2. durch die Energieverluste, die durch Materialdeformation verursacht werden.

In den Reibungskontakt zwischen einem starren Reibungspartner und einem Elastomer kann die Energie nur durch Deformation des Elastomers dissipiert werden.

Die Energiedissipation W pro Zeit s , bei makroskopisch gleichmäßiger Bewegung, mit der Geschwindigkeit v ist mit der Gleichung 2.30 berechenbar:

$$\dot{W} = F_r \cdot v \quad (2.30)$$

Daraus folgt, dass das Verhältnis von Leistungsverlust zu Geschwindigkeit der Reibungskraft entspricht, (siehe Gleichung 2.31):

$$F_r = \frac{\dot{W}}{v} \quad (2.31)$$

Da die Energie durch Deformation dissipiert wird, spielen die Rauigkeit der starren Oberfläche und die der Elastomer-Oberfläche unterschiedliche Rollen. Bei dynamischer Reibung zwischen Elastomer und einer glatten Oberfläche (siehe Abbildung 2.35 - a) gibt es keine zeitliche Änderung des Deformationszustandes des Elastomers und somit keinen Energieverlust. Die Reibungskomponente ist gleich Null. Im Fall der Reibung zwischen einer rauen starren Oberfläche und des glatten Elastomers (siehe Abbildung 2.35 – b) kommt es in dieser Zeit zu lokalen Deformationszuständen einzelner Bereiche des Elastomers. Die Energie wird dadurch dissipiert. Die Elastomerreibung hängt nicht von der Elastomeroberfläche ab, sondern im Wesentlichen von der Rauigkeit der starren Oberfläche. [8]

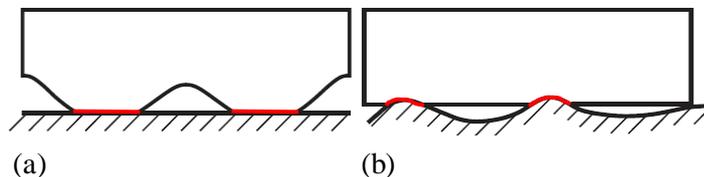


Abbildung 2.35: ein elastisches Medium in Kontakt mit einer starren Oberfläche [8] (überarbeitet)

Nach der allgemeine Formel 2.32 ist der Elastomer-Reibungskoeffizient, ohne Adhäsionskräfte, von der mittleren Steigung der Oberfläche ∇z und von dem komplexeren Schubmodul $G_K(\omega)$ abhängig. Der Proportionalitätskoeffizient (= komplexes Schubmodul) ist im Allgemeinen eine komplexe Größe. Der Realteil ($G'(\omega) = \text{Re } G_K(\omega)$) wird Speichermodul und der Imaginärteil ($G''(\omega) = \text{Im } G_K(\omega)$) wird Verlustmodul genannt. Das Speichermodul beschreibt die gespeicherte elastische Energie, die durch die Verformung des Körpers entstanden ist. Diese Energie steht nach der Verformung wieder zur Verfügung und zwingt den Körper in die Ausgangslage. Das Verlustmodul stellt ein Maß für die verlorene Energie während der Verformung dar. Diese geht durch die thermische Energie (Wärme) verloren. Bei ideal viskosen Flüssigkeiten ist das Speichermodul sehr klein im Vergleich zum Verlustmodul. Umgekehrt verhält es sich bei ideal elastischen Stoffen, bei denen das Verlustmodul sehr klein und das Speichermodul groß ist. Bei viskoelastischen Materialien sind beide Module zu berücksichtigen. Feststoffe haben ein Speichermodul das grösser ist als das Verlustmodul. [8]

$$\mu = \xi \cdot \nabla z \cdot \frac{G''}{|G_K|} \quad (2.32)$$

Der ∇z ist definiert als der quadratische Mittelwert der Steigung der Oberfläche:

$$\nabla z = \sqrt{\langle z'^2 \rangle} \quad (2.33)$$

Die Konstante ξ hat die Größenordnung 1. Das Verlustmodul G'' ist bei den meisten Gummisorten viel grösser als das Speichermodul G' ($G'' \gg G'$). Daraus folgt, dass das Verhältnis zwischen G'' und G_K ungefähr eins wird. Wenn die ermittelten Werte in der Formel 2.32 einsetzen, folgt die folgende Gleichung:

$$\mu = \nabla z \quad (2.34)$$

Die Formel 2.34 liefert im Vergleich zu 2.32 ein einfaches Ergebnis. Der Reibungskoeffizient hängt von der mittleren Steigung der Oberfläche ab. Wenn man nur das imaginäre Schubmodul betrachtet lässt sich das Elastomer schnell eindrücken, relaxiert aber langsam zurück. So ergibt sich die in Abbildung 2.36 gezeigte Kontaktkonfiguration. Der Gummi ist überall dort, wo eine Rauheitserhöhung stattfindet, nur einseitig belastet (siehe Abbildung 2.33). Deswegen ist es nicht überraschend, dass der Reibungskoeffizient in etwa der mittleren Steigung der Oberfläche entspricht. [8]

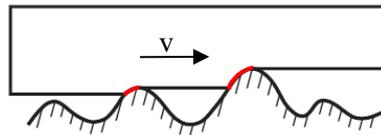


Abbildung 2.36: Kontaktkonfiguration [8] (überarbeitet)

2-3.2.3 Einflussparameter

Die Kontaktzeit

So wie die Reibung von Holz wird auch die Elastomer-Reibung durch die Kontaktzeit beeinflusst. Dabei gilt, dass sich die Reibungskraft mit der Zeit vergrößert. Grund dafür ist die Vergrößerung der Kontaktfläche. Die Kontaktfläche des Elastomers vergrößert sich nicht aufgrund der Kriechprozesse, so wie bei Festkörpern, sondern aufgrund der Viskoelastizität (siehe Kapitel 2-3.1.2).

Die Normalkraft

Der Einfluss der Normalkraft zeigt bei Elastomeren nicht die gleiche lineare Abhängigkeit zwischen Normalkraft und Reibungskraft wie bei Feststoffen, sondern weist Abweichungen zum Coulombschen Gesetz auf. Das Coulombsche Gesetz ist gültig, solange der Unterschied zwischen geometrischen und realen Kontaktflächen groß genug ist. Elastische Stoffe wie Elastomere erreichen schon bei kleineren Normalkräften eine sehr große reale Kontaktfläche. Diese ist in diesem Fall mit der geometrischen Kontaktfläche vergleichbar groß und damit ist das Coulombsche Gesetz nicht mehr gültig. Der Zusammenhang zwischen der Normalkraft und der Reibkraft für elastische Stoffe lässt sich mit folgender Formel zusammenfassen:

$$F_R = \mu \cdot F_N^\beta \quad (2.35)$$

Der Faktor β hängt von der Elastizität der Kontaktpaarung ab und liegt zwischen festen Körpern bei 1. Bei der Reibung mit maximal elastischen Reibungspartner ergaben Versuche aus [6] einen Wert von $2/3$. Der erwartete Wert β für die Elastomere liegt darum im Intervall von $(2/3 \leq \beta \leq 1)$. Der Beta-Wert ist bei Elastomeren in jedem Fall kleiner als 1. Das in [6] beschriebene Verhältnis zwischen Normalkraft und Reibungskraft ist anhand der Reibung zwischen Stahl und Teflon in Abbildung 2.37 abgebildet. Teflon ist zwar kein Elastomer, aber es ist im Vergleich zu Stahl sehr weich, deswegen verhält es sich im Reibkontakt mit Stahl ähnlich wie Elastomer. Der Beta-Wert β beträgt für das Reibungspaar Stahl Teflon in guter Näherung 0,85. [6] [8]

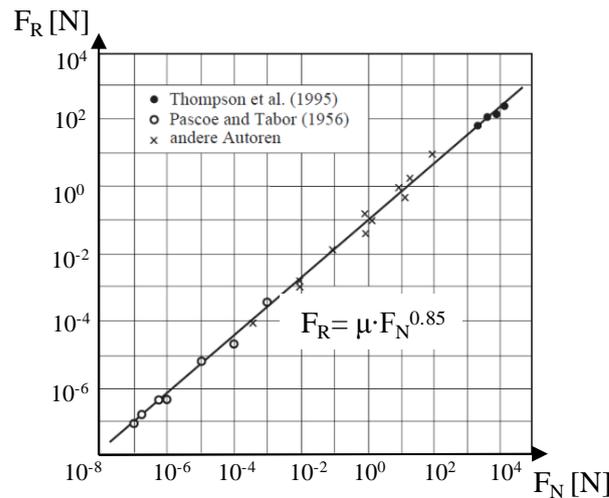


Abbildung 2.37: Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten zwischen Stahl und Teflon von der Normalkraft [8] (überarbeitet)

Temperatur und Gleitgeschwindigkeit

Da die Reibung stark von den Materialeigenschaften, z.B. komplexen Schubmodulen (siehe Kapitel 2-3.2.2), abhängt, ist der Temperatureinfluss bei Elastomeren zu berücksichtigen. Der Reibungskoeffizient ändert sich sehr stark mit der Änderung der Temperatur (siehe Abbildung 2.38). Eine mögliche Trendlinie der Änderung der Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperatur ist schwer zu beschreiben, weil die Temperatur auch von der Gleitgeschwindigkeit abhängt. [33]

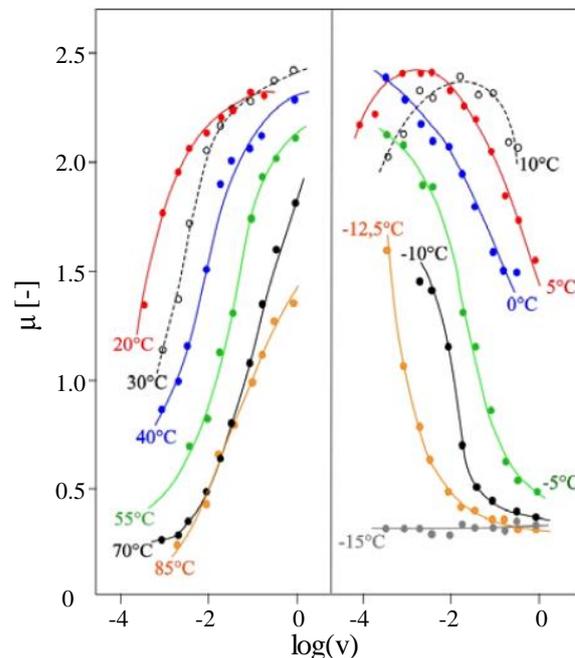


Abbildung 2.38: Reibungskoeffizient in der Abhängigkeit von der Reibungsgeschwindigkeit und Temperatur (Reibungspaar: Nitrilkautschuk / Glas) [33] (überarbeitet)

Eine Änderung in der Gleitgeschwindigkeit verursacht eine Änderung bei den Reibungskoeffizienten. Das gilt aber nicht für Feststoffe, wo der dynamische Reibungskoeffizient fast unabhängig von der Änderung der Geschwindigkeit ist. Aus Abbildung 2.38 ist zu erkennen, dass sich der Reibungskoeffizient mit steigender Gleitgeschwindigkeit rasch verändert. Die höchsten Reibungskoeffizienten sind bei kleineren Geschwindigkeiten zu erwarten. [33]

Oberflächenrauheit

Die Oberflächenrauheit des mit dem Elastomer gleitenden Reibpartners hat einen entscheidenden Einfluss auf der Reibungskraft. Die maximale Reibungskraft wird bei unterschiedlichen Rauigkeiten und unterschiedlichen Reibungsgeschwindigkeiten erreicht. Dabei gilt, dass bei glatten Oberflächen, das Maximum bei geringeren Geschwindigkeit erreicht wird (siehe Abbildung 2.39). Der Grund dafür ist die Größe des Adhäsion- und Hysteresensanteils der Reibungskraft. Der Adhäsionsanteil ist größer bei glatten Oberflächen und wird kleiner mit steigender Gleitgeschwindigkeit. Der Hysteresenanteil ist größer bei rauen Oberflächen und deswegen wird der maximale Reibungskoeffizient bei größeren Geschwindigkeit erreicht als beim glatten (siehe Kapitel 2-3.2.1). Die Ergebnisse aus Abbildung 2.39 zeigen, dass das Reibungmaximum bei rauen Kontaktoberflächen bei höheren Geschwindigkeiten als bei glatten Kontaktoberflächen liegt, was mit der Theorie aus der Kapitel: 2-3.2.1 übereinstimmt. [33]

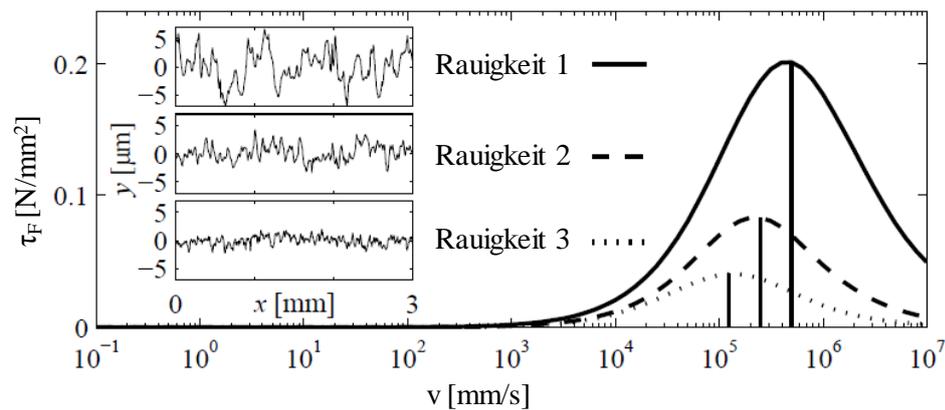


Abbildung 2.39: Schubspannung in Abhängigkeit von der Oberfläche und von der Gleitgeschwindigkeit [33] (überarbeitet)

Zur Vervollständigung sei noch erwähnt, dass die Oberflächenrauheit des Elastomers keinen Einfluss auf den Reibungsverlauf und die -größe hat (siehe Kapitel 2-3.2.2). Beim Reibkontakt des Elastomers mit ideal glatten Oberflächen kann keine Energie durch Deformation des Elastomers verloren gehen.

Reibungskontakt zwischen Holz und Elastomer (Vulkollan)

Die Reibungsverhalten von Elastomer Vulkollan auf Fichte wurde in der Arbeit aus [34] untersucht. Der Werkstoff Vulkollan ist ein gummielastisches Polyurethan. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass der Reibungskoeffizient von Elastomer Vulkollan auf Fichte zwischen 0,4 und 0,5 liegt. Die Prüfgeschwindigkeit betrug bei diesem Versuch 1mm/min. Es ist zu sehen, dass der Reibungskoeffizient in diesem Fall als Verhältnis zwischen Schubspannung und Normalspannung mit steigender Normalkraft annähernd konstant bleibt. Die ermittelten Reibungsverläufe aus [34] werden in Abbildung 2.40 gezeigt und die einzelnen Ergebnisse in Abbildung 2.41 dargestellt. Aus Abbildung 2.40 ist zu erkennen, dass die Reibungskraft mit steigender Deformation steigt. [34]

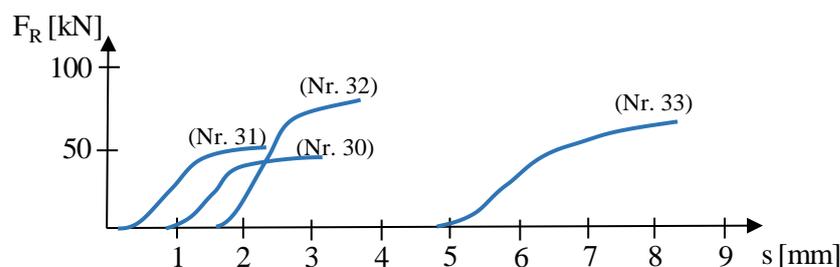


Abbildung 2.40: Reibungsverlauf zwischen Elastomer und Fichte. [34] (überarbeitet)

Nr.	Material / Oberfläche	Probe	A [mm ²] 1)	$\sigma_{d\perp}$ [N/mm ²] 2)	F _{max} [kN] 3)	τ_{max} [N/mm ²] 4)	$\frac{\tau_{max}}{\sigma_{d\perp}}$ 5)
30	VULKOLLAN [®] , SH 92 6)	Fi 5	22500	2.1	42	0.9	0.4
31	VULKOLLAN [®] , SH 92 7)	Fi 5	22500	2.1	50	1.1	0.5
32	VULKOLLAN [®] , SH 92 7)	Fi 5	22500	3.2	75	1.7	0.5
33	VULKOLLAN [®] , SH 80 7)	Fi 5	22500	3.2	65	1.4	0.5

- 1) Wirksame Druckfläche bzw. Reibungsfläche
- 2) Querdruckspannung, Klemmspannung
- 3) Maximale Last aus Haftreibung
- 4) Schubspannung aus Haftreibung
- 5) Mass für den Wirkungsgrad, für glatte Oberflächen ohne Verzahnung: Haftreibungszahl μ_0
- 6) Kunststoff zwischen Holzprobe und glatt polierter Aluminiumplatte eingeklemmt
- 7) Kunststoff zwischen Holzprobe und profilierter Stahlplatte mit Parallelverzahnung eingeklemmt

Abbildung 2.41: Reibungsverhalten zwischen Elastomer und Fichte [34]

KAPITEL 3: PRÜFVORBEREITUNG UND DURCHFÜHRUNG

3-1 ALLGEMEINES ZU TRIBOMETERN

Die allgemeinen Vorgehensweisen für die Reibungsbestimmung sind in der Norm ÖNORM M 8121: 1987 und im Entwurf ÖNORM M 8122: 2017 beschrieben. Die Standardprüfverfahren für die Kontaktarten Zylinder-Zylinder, Kugel-Zylinder, Kugel-Ebene, Kugel-Kugel, Ring-Ring, Ebene-Zylinder und Ebene-Ebene sind in der ÖNORM M 8122: 2017 erläutert. Für den Reibungskontakt Ebene-Ebene gibt es in der ISO 8295: 2004 derzeit das eingetragene Prüfverfahren für Folien und Bahnen aus Kunststoff. Da in dieser Masterarbeit die Reibung zwischen einem ebenen Elastomer, der wegen seiner 6 mm Stärke keine Folie oder Bahn ist, und einem ebenen Brettsperrholz untersucht wird, kann für dieses Prüfkonzept keine schon erwähnte Prüfnorm herangezogen werden.

Die in der Literatur gefundenen Prüfkonfigurationen (Tribometer) für Reibungskontakt zwischen Ebenen, folgten zwei unterschiedlichen Prüfkonzepten. Beim ersten Konzept wirkt die Reibungskraft einseitig auf den Reibungskörper und verursacht eine asymmetrische Reibungswirkung auf den Reibungskörper (einseitige Reibungskraft). Die Tribometer basierend auf diesem Konzept finden sich in den Arbeiten [22] und [35]. Die einwirkende Normalkraft wirkt im Prüfkonzept nach [35] vertikal auf den Reibungskörper (siehe Abbildung 3.1). Die horizontale Kraft wird mit einem Hubzylinder eingeleitet. Die horizontale Messung der Verschiebung erfolgt am Prüfkörperende, weil nur so die makroskopische Bewegung des Prüfkörpers bestimmbar ist. Bei der makroskopischen Bewegung muss es zum Gleiten des gesamten Körpers kommen. Während des Versuches wurde die Reibungskontaktfläche reduziert. Dies hat einen Einfluss auf den Adhäsions- und Deformationseffekt und demzufolge auf die Reibungskraft.

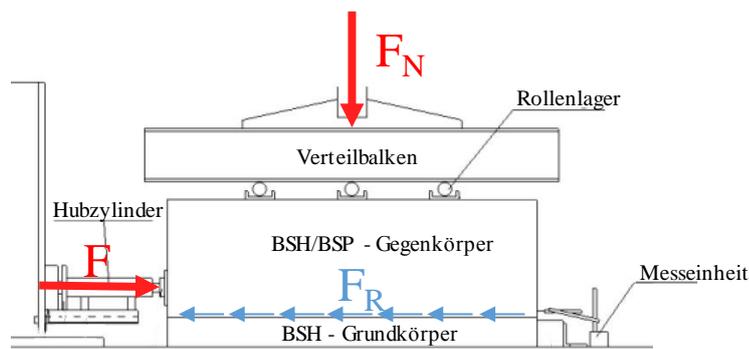


Abbildung 3.1: Tribometer nach [35] (Reibungspaar Holz / verschiedene Materialien)

Das Tribometer nach [22] hat eine ähnliche Struktur wie jenes nach [35], wobei der Unterschied in der Kraftmessung liegt. Im Tribometer nach [35] ist die Reibungskraft gleich groß wie die eingeleitete Kraft (F) und wird direkt am einwirkenden Krafteinleitungselement gemessen (siehe Abbildung 3.1). Die Reibungskraft aus [22] wird durch Messen der rückhaltenden Kraft ($F_{RÜ}$) und Berücksichtigung aller anderen im Tribometer einwirkenden Reibungskräfte, wie Rollreibung (F_{R-Roll}) und Reibung von Teflon ($F_{R-Teflon}$), bestimmt (siehe Abbildung 3.2).

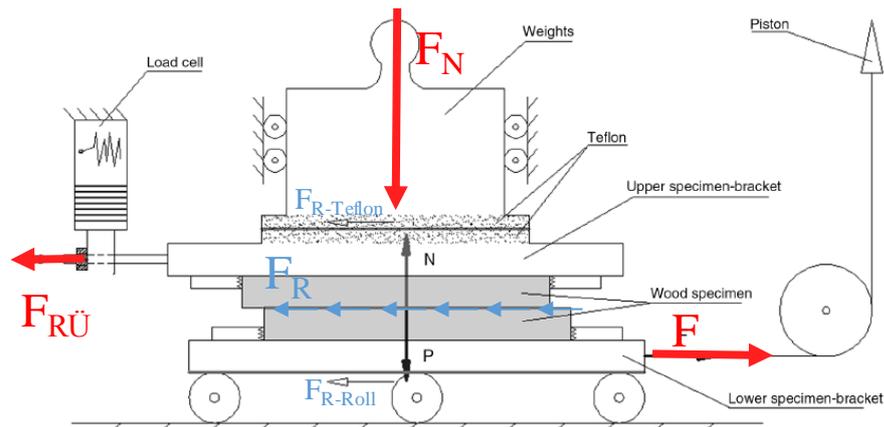


Abbildung 3.2: Tribometer nach [22] (Reibungspaar Holz / Holz)

Das zweite Tribometer-Konzept aktiviert die Reibungskraft beidseitig des Reibungskörpers (symmetrisch). Das Tribometer mit diesem Konzept ist in [34] und [18] zu finden (siehe Abbildung 3.3). Die Reibungskraft ist beim weggesteuerten Kraft-Einleitungssystem, bei welchem die Gleitgeschwindigkeit konstant bleibt, gleich groß wie die einwirkende Kraft. Der ermittelte Reibungskoeffizient ist nach [34] und nach [18] durch zwei zu dividieren, da die Reibungskraft beidseitig (zweimal) wirkt (siehe Abbildung 3.3). Die Reibungskraft F_R ist für das vertikale Konzept (siehe Abbildung 3.3 - links) links und rechts identisch. Im horizontalen Tribometer nach [18] (Abbildung 3.3 - rechts) kann die Reibungskraft F_{R2} aufgrund des Eigengewichtes des Probekörpers größer als die Reibungskraft F_{R1} sein.

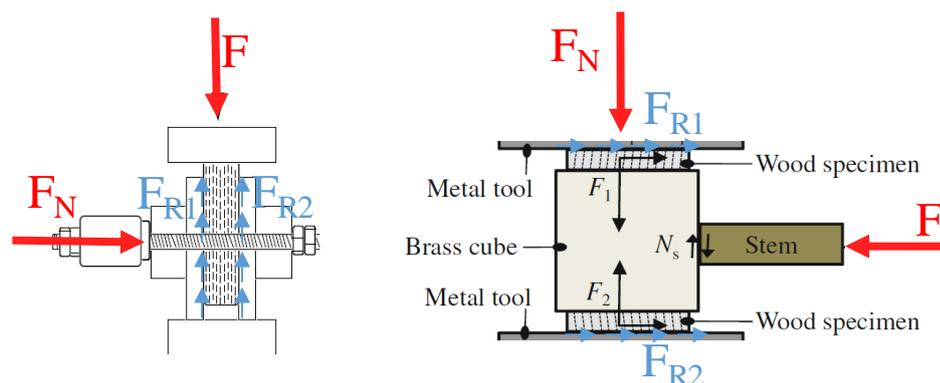


Abbildung 3.3: Tribometer nach [34] (links) und nach [18] (rechts) (Reibungspaar Holz / Holz)

3-2 ALLGEMEINES ZU DEN VORVERSUCHEN

Die Vorversuchskonfiguration folgte dem Konzept mit beidseitigem Reibungseinfluss auf den Reibungskörper. Mit den Vorversuchen wurden die Einflüsse im Tribometer untersucht. Das untersuchte Schalldämmband musste dabei befestigt sein und die Möglichkeit haben, sich während der Reibung frei deformieren zu können. Das Tribometer musste so gestaltet sein, dass die horizontale und vertikale Kraft variiert und auch über die gesamte Prüfdauer gemessen werden konnte. Die Verschiebungen des gleitenden Elements wurden beidseitig mit induktiven Wegaufnehmern gemessen. Mit beidseitiger Messung wurde kontrolliert, ob es zu einer Schiefstellung des Gleitkörpers kommen kann.

3-2.1 VORVERSUCHSKONFIGURATION

Die Entwicklung der Vorversuchskonfiguration ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Im ersten Entwurf der Vorversuchskonfiguration sind die „störenden“ Reibungskräfte, im Vergleich zu Abbildung 3.1 und Abbildung 3.2, im Tribometer nicht vorhanden (siehe Abbildung 3.4 – links). In diesem Entwurf wirken Reibungskräfte symmetrisch auf den untersuchten Prüfkörper BSP und erzeugen vier

Reibungskontaktflächen ($F_{R1} - F_{R4}$). Auf jede Kontaktfläche wirken unterschiedliche Reibungskräfte, weil zusätzlich zur Normalkraft auch das Eigengewicht des BSP wirkt. Um die Reibungskontaktflächen auf zwei zu reduzieren, besteht die Möglichkeit das Schalldämmband einseitig zu halten.

Der Versuch wurde maschinell durchgeführt, um die Gleitgeschwindigkeit konstant zu halten. Im Lignum Test Center des Instituts für Holzbau und Holztechnologie der TU Graz gibt es die Möglichkeit, eine vertikale Zug-Druck-Maschine zu verwenden. Es wurde die eingeleitete Kraft vertikal gewählt, da andere Lösungen, wie z.B. Kraftumlenkung mit einer Umlenkrolle, zu unerwünschten Kraftverlusten durch Seilreibung geführt hätten. Darum wurde das erste Prüfkonzept umgestaltet. Das neue Konzept, Entwurf 2, ist in Abbildung 3.4 – rechts zu sehen. Den Einfluss der unterschiedlichen Reibungskräfte zwischen einzelnen Reibungskontaktflächen, die sich aus dem Prüfkörper-Eigengewicht ergibt, gibt es beim vertikalen Konzept nicht.

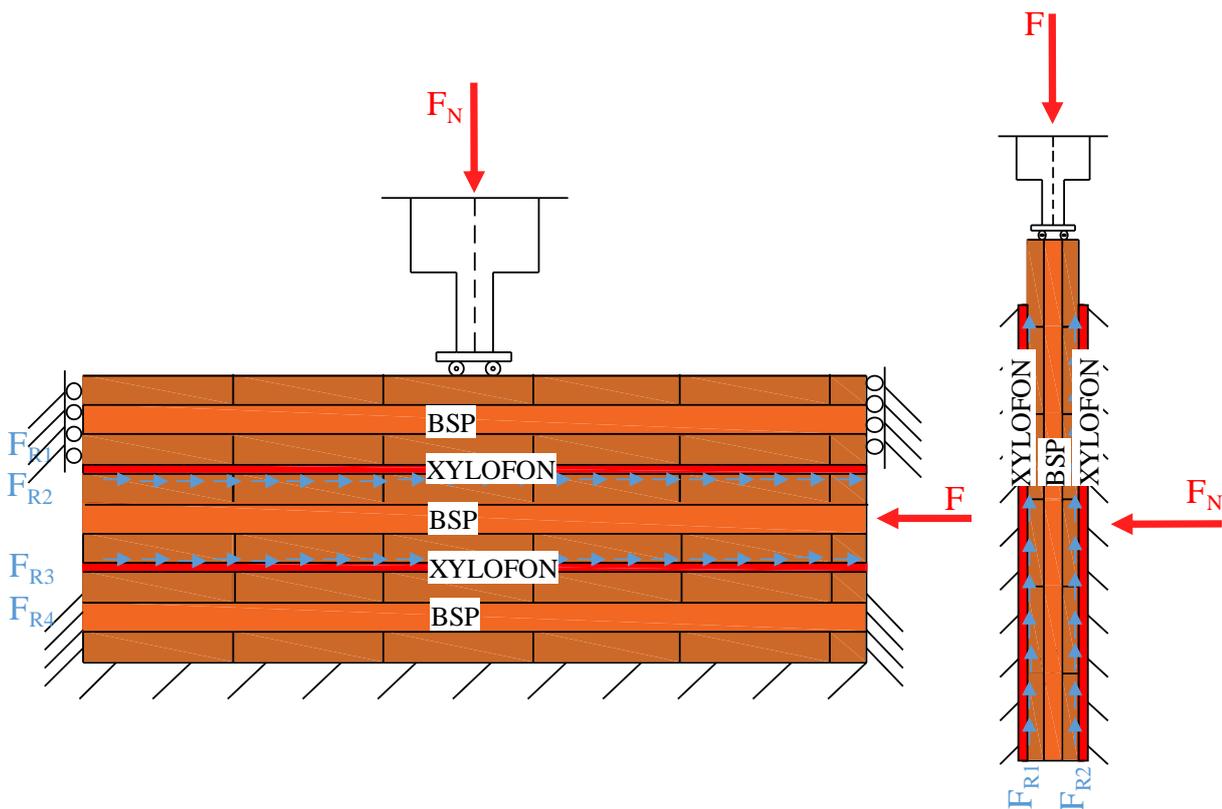


Abbildung 3.4: Entwurf 1 (links) und Entwurf 2 (rechts)

Bei der Prüfkongfiguration wurde die Reibungskontaktfläche möglichst groß gewählt, um den Reibungsprozess gut abbilden zu können. Die Reibungskontaktfläche betrug 50000 mm^2 ($500 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$). Der Gegenkörper BSP wurde länger gewählt, um durch die Bewegung während des Versuches die Reibungskontaktfläche konstant zu halten.

In der Universalprüfmaschine (lignum_uni_275) wurde die konstante Gleitgeschwindigkeit eingestellt. Die Druckkraft wirkt auf den Prüfkörper (BSP) und in die entgegengesetzte Richtung der Reibungskraft. Die Normalkraft wurde mit vier Kraftmessringen an vier Gewindestangen, was manuell mit einem Drehmomentschlüssel erfolgte, reguliert. Die Normalkraft verursachte den Pressdruck auf den Gegen- und Grundkörper. Um die vertikale Bewegung des Schalldämmband-Prüfkörpers auszuschließen, wurden an das Prüfgestell zwei Haltebleche angeschraubt. Die Gleitgeschwindigkeit betrug bei allen Vorversuchen 2 mm/min , um den in die ISO 15113:2005 erwähnten Temperaturzuwachs durch die Umwandlung der Reibungsenergie in die Wärme im Grundkörper zu vermeiden. Die Gleitgeschwindigkeiten bewegen sich in [34], [36], [22] und [18] zwischen 1 mm/min und 10 mm/min . Die horizontalen Verschiebungen wurden

mit vier horizontalen Wegaufnehmern gemessen und die vertikalen mit zwei, die beidseitig des BSP-Gegenkörpers situiert wurden.

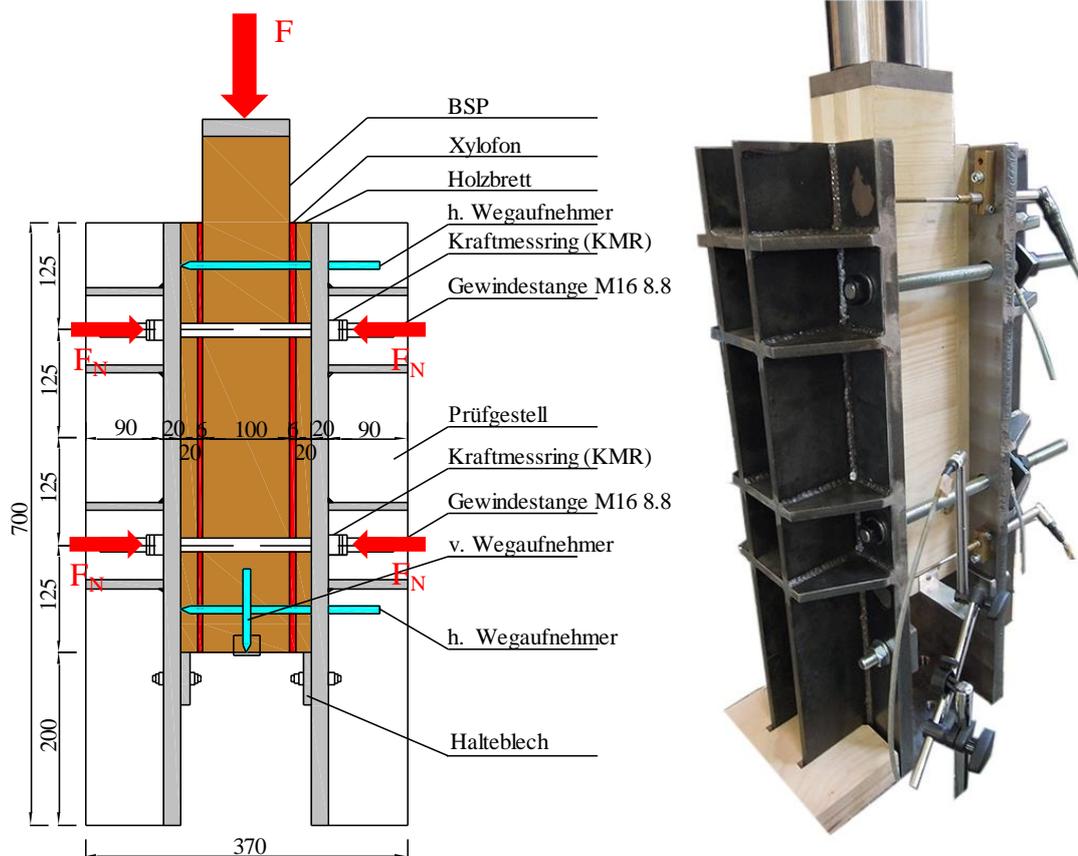


Abbildung 3.5: Prüfkfiguration - Vorversuch

3-2.2 BSP (GEGENKÖRPER)

Die BSP-Prüfkörper wurden für alle Vorversuche und Versuche aus den Holzarten Fichte und Birke hergestellt. Die gemessene Holzrohddichte lag zwischen 429 und 537 kg/m³ für Fichte und zwischen 562 und 640 kg/m³ für Birke. Die Geometrie jedes Körpers betrug 100/100/550 mm (Breite/Dicke/Länge) (siehe Abbildung 3.8). Für das Brettspertholz wurde fünfschichtiges BSP gewählt, wobei Einzelschichten folgende Brettstärken hatten: 20-20-20-20-20.

Der Herstellung von BSP aus Birke erfolgt durch die Verklebung einzelner Bretter 20/130 mm (Dicke/Breite). Sie wurden mit dem Klebstoff LOCTITE HB 181 PURBOND (1K PUR Klebstoff) verklebt. Die aufbrachte Menge betrug 160 g/m². Der einwirkende Pressdruck während des Härtens des Klebers, das 7 Stunden dauerte, wurde mit einer zylindrischen Pressdruckmaschine aufgebracht und betrug 0,4 N/mm² (siehe Abbildung 3.6). Aus den Brettspertholzplatten wurden die einzelnen Prüfkörper zugeschnitten (siehe Abbildung 3.7).



Abbildung 3.6: hydraulische Presse



Abbildung 3.7: BSP-Prüfkörper - Birke

Die Prüfkörper aus Fichte wurden aus den bereits gefertigten Brettsper Holzplatten des Brettsper Holzherstellers Hasslacher, auf die erforderliche Geometrie zugeschnitten (siehe Abbildung 3.8).

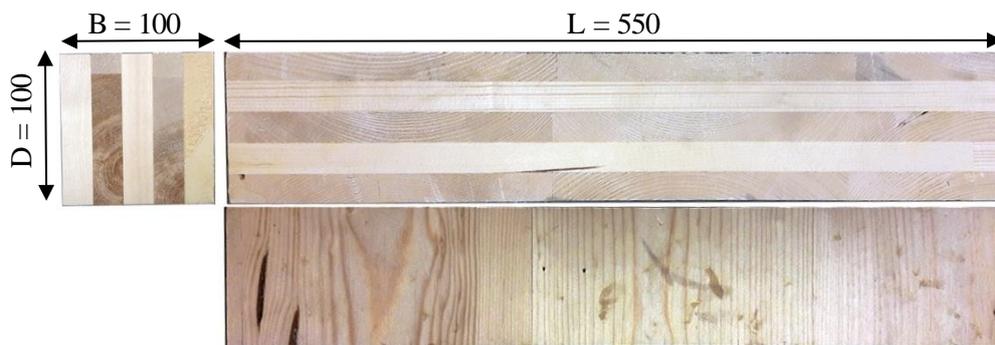


Abbildung 3.8: BSP-Prüfkörper – Fichte

Lagerung der Prüfkörper

Die Prüfkörper für die Vorversuche und die Versuche wurden entsprechend EN 384:2016 in Klimakammern gelagert, um ein bestimmtes Holzfeuchteniveau zu erreichen. Die Holzfeuchten betragen rund 12 % bei siebenundzwanzig Prüfkörpern und bei drei 14 %. Die Holzfeuchte mit 12 % entspricht der Nutzungsklasse 1 (NKL1) und eine Holzfeuchte von 14 % der NKL2 (siehe Kapitel 2-2.1.1). Das Klima in den Klimakammern betrug:

- Klimakammer 1: Temperatur 20 °C bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 65 %,
- Klimakammer 2: Temperatur 20 °C bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 80 %.

Bestimmung der Holzrohichte und der Holzfeuchte

Die Kontrolle der Holzfeuchten wurde vor den Vorversuchen und Versuchen stichprobenartig durchgeführt. Für jeden BSP-Prüfkörper wurden die Holzfeuchte und die Rohdichte bestimmt. Die Darrproben wurden nach ÖNORM EN 13183-1:2004 im feuchten und im trockenen Zustand gewogen. Die Trocknung der Darrproben wurde mit Hilfe eines Darrofens bei 103 ± 2 °C durchgeführt. Die Darrproben wurden solange gelagert, bis die Massendifferenz innerhalb von zwei Stunden weniger als 0,1 % betrug. Die gemessenen Werte der Holzfeuchte und Holzdichte sind in Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 zusammengefasst. Alle Messergebnisse zu Holzrohichte und Holzfeuchte sind im Anhang B zu finden.

Tabelle 3.1: Holzfeuchte der Prüfkörper

	Fichte (NKL1)	Fichte (NKL2)	Birke (NKL1)
Min	11,7%	14,0%	10,6%
Max	13,1%	14,3%	11,1%
Mittelwert	12,2%	14,2%	10,9%
Median	12,2%	14,3%	10,9%
CoV	2,5%	1,1%	1,6%

Tabelle 3.2: Rohdichte der Prüfkörper

	Fichte (NKL1)	Fichte (NKL2)	Birke (NKL1)
Min	429,2	467,7	561,7
Max	487,3	536,7	640,4
Mittelwert	466,8	510,0	598,2
Median	468,3	525,7	593,4
CoV	3,4%	7,3%	4,3%

3-2.3 SCHALLDÄMMBAND (GRUNDKÖRPER)

Das Schalldämmband (Produktname: Xylofon) ist ein Produkt des Herstellers Rothoblaas. Es wird aus einer Polyurethanmischung hergestellt. Fünf verschiedene Arten von Schalldämmbänder 35, 50, 70, 80 und 90 werden angeboten. Die Bezeichnungen stehen für die Härte des jeweiligen Produktes, wobei die Kunststoffhärten mit der Einheit „Shore“ beschrieben werden. Je größer die Shore-Härte, desto härter ist der Kunststoff. Für die Vorversuche und die Versuche wurden die Schalldämmbänder 35, 70 und 90 verwendet. Die technischen Daten sind in der Abbildung 3.10 zusammengefasst. Die Schalldämmbänder wurden gemäß der Geometrie 100/500 mm (Breite/Länge) zugeschnitten. Der Zuschnitt der Schalldämmbänder erfolgte mit dem Stanley-Messer und nicht maschinell. Grund dafür war eine möglichst geringe Beschädigung der Reibungsfläche der Schalldämmbänder (siehe Abbildung 3.9).

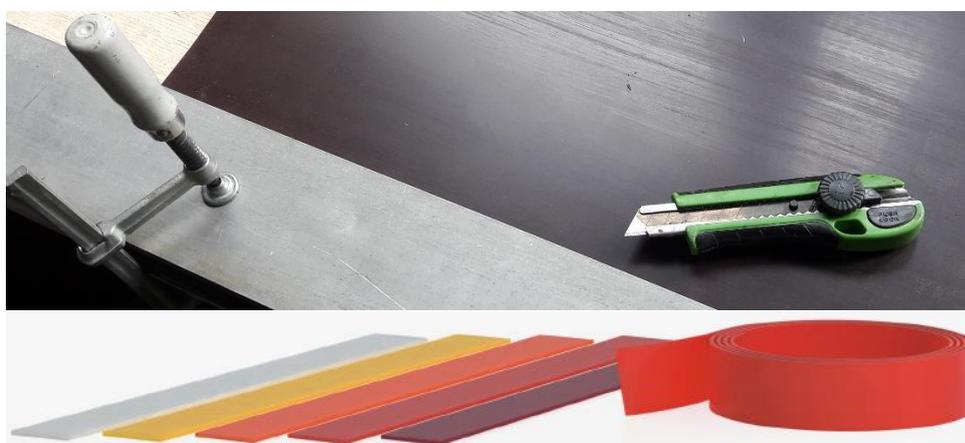


Abbildung 3.9: Zuschnitt der Schalldämmbänder [2]

EIGENSCHAFTEN	NORM	MAßEINHEIT	D82411	D82412	D82413	D82414	D82415
Härte	-	Shore	35	50	70	80	90
Ständige statische Belastung (10 %)	-	N/mm ²	0,176	0,304	0,940	1,710	3,600
Dynamische Steifigkeit s' ***	UNI 29052	MN/m ³	1262	1455	1822	2157	>2200
Creep *	EN 1606	%	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5
Druckverformungsrest DVR **	ISO 1856	%	1,5	0,5	0,3	0,9	3,7
Dynamischer Elastizitätsmodul E', 10 Hz (DMA)	ISO 4664	MPa	2,16	3,53	10,1	19	43
Dynamischer Schubmodul G', 10 Hz (DMA)	ISO 4664	MPa	1,13	1,18	3,24	6,5	16,7
Dämpfungsfaktor Tan δ	ISO 4664	-	0,177	0,132	0,101	0,134	0,230
Max. Verwendungstemperatur (TGA)	-	°C	200	> 200	> 200	> 200	> 200
Brandverhalten	EN 13501-1	Klasse	E	E	E	E	E

* aus 30 Beobachtungstagen gewonnene Daten

** auf Materialien mit 30 mm Nennstärke durchgeführte Messungen

*** s' = s' (t) der Beitrag der Luft wird nicht berechnet, weil das Produkt absolut luftdicht ist (sehr hohe Strömungswiderstandswerte)

Abbildung 3.10: technische Daten der Schalldämmbänder - Xylofon [2]

3-2.4 PRÜFGESTELL UND GEWINDESTANGEN

Die Stahlbleche für das Prüfgestell wurden in der Stahlgüteklasse S235 hergestellt. Das Prüfgestell wurde so konstruiert, dass jeder Teil des Prüfgestells mit Öffnungen für die Gewindestangen und horizontalen Wegaufnehmern versehen waren (siehe Abbildung 3.11). Die Dimensionen wurden am Institut festgelegt, wobei für das Stahlblech eine Dicke von 20 mm gewählt wurde. Um die Durchbiegung des Bleches in den Krafteinleitungspunkten zu minimieren, wurde das Prüfgestell mit Quersteifen verstärkt. Die verwendete Festigkeitsklasse für die Gewindestangen betrug 8.8.



Abbildung 3.11: Prüfgestell

3-3 PRÜFPLAN

Die verschiedenen Einflussparameter auf die Reibung, die aus der Literatur bekannt sind, sind in Kapitel 2-3.2.3 zusammengefasst. Die hier untersuchten Parameter konzentrieren sich auf die wesentlichen Einflüsse, die im Zusammenhang mit den verwendeten Produkten Schalldämmband und BSP auftreten können. Jedes Schalldämmband wurde für einen bestimmten Normalkraftbereich hergestellt. Deswegen wurde jedes Schalldämmband im dafür vorgesehen unteren, mittleren und oberen Belastungsbereich geprüft (siehe Abbildung 3.12).

ART.-NR.	STREIFENBREITE [mm]	VERSION	ANWENDBARER DRUCK [N/mm ²]		STAUCHUNG [mm]	
			von	bis	min	max
D82411	100	35	0,018	0,176	0,06	0,60
D82412	100	50	0,030	0,304	0,06	0,60
D82413	100	70	0,092	0,920	0,06	0,60
D82414	100	80	0,171	1,710	0,06	0,60
D82415	120	90	0,360	3,600	0,06	0,60

Abbildung 3.12: anwendbarer Druck – Schalldämmband Xylofon [2]

Der Einfluss der Holzfeuchte auf die Reibung wurde bei ca. 12 % und ca. 14 % untersucht. Der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit des BSP aus Fichte wurde durch die Untersuchung der Seitenfläche und Stirnfläche bestimmt. Dass es je nach Holzart einen Unterschied in Bezug auf die Reibung gibt, zeigte der Vergleich zwischen Fichte (Nadelholz) und Birke (Laubholz). Die Anzahl der Prüfungen innerhalb der Prüfserie wurde, um eine statistische Auswertung nach EN 14358:2016 zu ermöglichen, mit 5 festgelegt, wobei der Mindestzahl drei beträgt. Dies führt zu vier Einflussparametern pro Schalldämmband. Die Untersuchungen beschränken sich auf die folgenden fünf Parameter:

- Schalldämmband (Xylofon),
- Material des BSP,
- Lastniveau der Normalkraft,
- Holzfeuchte,
- Oberflächenbeschaffenheit.

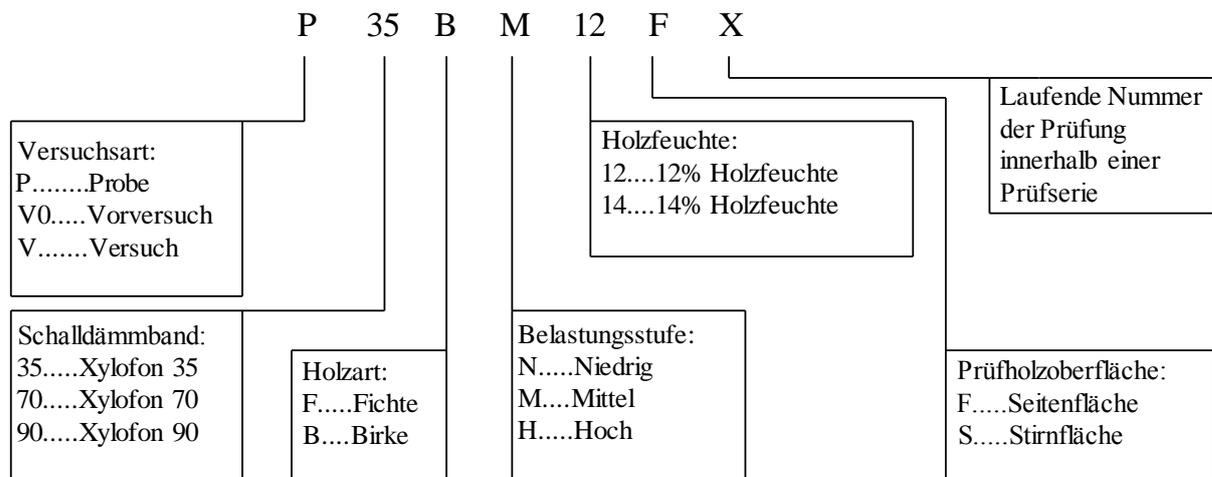


Abbildung 3.13: Prüfkörperbezeichnung

Vorversuchsplan

Am Vorversuchsanfang wurden die Untersuchungen an bereits aus der Literatur bekannten Materialpaarungen durchgeführt, z. B. Reibung zwischen Holz und Holz. Beim ersten Vorversuch wurde die Reibung zwischen BSP und Brettern aus Fichte bestimmt. Bei den Vorversuchen V070FN12S2 bis V070FN12S3 wurde das Verhalten der Schalldämmbänder im Tribometer beobachtet. In weiteren Vorversuchen wurden die Befestigungsmethoden der Schalldämmbänder auf den Holzbrettern untersucht.

Tabelle 3.3: Vorversuchsplan

Bezeichnung der Prüfserie	Normalkraft [N]	Anzahl der Prüfungen [-]
Kontrollvorversuch	16500	1
V070FN12S2	5000	1
V070FN12S3	5000	1
V090FN12S4	20000	1
V070FN12S5	5000	1
V035FM12S6	5000	1
V070FM12S7	20000	1
V070FM12S8	20000	1
V070FM12S9	20000	1
V070FM12S10	20000	1
V035FM12S11	5000	1
V035FH12S12	8000	1
V070FH12S13	20000	1
V090FM12S14	60000	1

Versuchsplan

Die Kombination aller genannten Parameter hätte zu 360 (3x2x3x2x2x5) Prüfungen geführt, aber es gab ein Reduzierungspotenzial. Die Prüfungen wurden daher so angelegt, dass bei keinem Einfluss eines bestimmten Parameters auch keine weiteren Untersuchungen durchgeführt werden. Der Einfluss der Holzart Birke wurde bei einer Holzfeuchte von 12 % und auf der Stirnfläche des BSP untersucht und nicht mit allen Prüfparametern. Unter diesen Annahmen betrug die Anzahl der Prüfungen für Fichte 180 (3x3x2x2x5) und für Birke 45 (3x3x5). Der Prüfplan ist in Tabelle 3.4 für alle Prüfserien mit dem BSP-Prüfkörper aus Fichte und in Tabelle 3.5 für alle Prüfserien mit der BSP-Prüfkörper aus Birke dargestellt.

Tabelle 3.4: Prüfserie für die Fichte

Bezeichnung der Prüfserie	Normalkraft [N]	Anzahl der Prüfungen [-]
V35FN12FX	250	5
V35FN14FX	250	5
V35FN12SX	250	5
V35FN14SX	250	5
V35FM12FX	1250	5
V35FM14FX	1250	5
V35FM12SX	1250	5
V35FM14SX	1250	5
V35FH12FX	2000	5

V35FH14FX	2000	5
V35FH12SX	2000	5
V35FH14SX	2000	5
V70FN12FX	1250	5
V70FN14FX	1250	5
V70FN12SX	1250	5
V70FN14SX	1250	5
V70FM12FX	5000	5
V70FM14FX	5000	5
V70FM12SX	5000	5
V70FM14SX	5000	5
V70FH12FX	10000	5
V70FH14FX	10000	5
V70FH12SX	10000	5
V70FH14SX	10000	5
V90FN12FX	5000	5
V90FN14FX	5000	5
V90FN12SX	5000	5
V90FN14SX	5000	5
V90FM12FX	15000	5
V90FM14FX	15000	5
V90FM12SX	15000	5
V90FM14SX	15000	5
V90FH12FX	30000	5
V90FH14FX	30000	5
V90FH12SX	30000	5
V90FH14SX	30000	5

Tabelle 3.5: Prüfserie für die Birke

Bezeichnung der Prüfserie	Normalkraft [N]	Anzahl der Prüfungen [-]
V35BN12SX	250	5
V35BM12SX	1250	5
V35BH12SX	2000	5
V70BN12SX	1250	5
V70BM12SX	5000	5
V70BH12SX	10000	5
V90BN12SX	5000	5
V90BM12SX	15000	5
V90BH12SX	30000	5

3-4 KONTROLLVORVERSUCH

Der Kontrollversuch wurde zwischen BSP (Gegenkörpern) und Fichtenbrettern (Grundkörpern) durchgeführt (siehe Abbildung 3.14). Mit dem Kontrollversuch wurden die Schiefstellung des Prüfgestells und der Reibungsverlauf während des Versuches beurteilt. Die erhaltenen Ergebnisse wurden mit [11], [23], [27] und [20] verglichen, um die ermittelten Reibungskoeffizienten und den Reibungsverlauf zu beurteilen. Der Aufbau der Kontrollkonfiguration ist in Abbildung 3.14 zu finden.

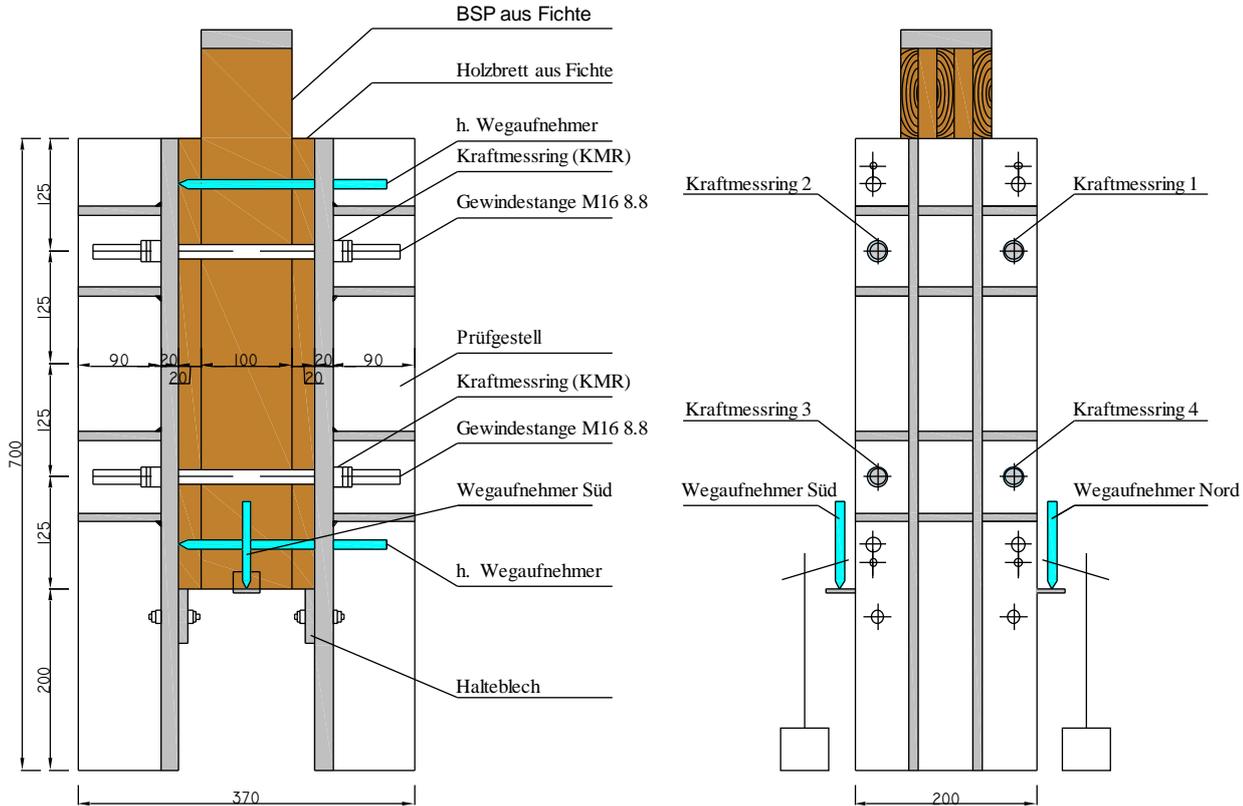


Abbildung 3.14: Vorversuchsaufbau – Kontrollvorversuch

Alle gemessenen Verschiebungen an vier unterschiedlichen Stellen, die sich beim Kontrollversuch ergaben lagen im Bereich zwischen -6 und +12 Mikrometer (siehe Abbildung 3.15). Die Verschiebungen zeigten einen ähnlichen Verlauf und nahmen mit der Zeit in einem ähnlichen Maße zu. Das Prüfgestell verschob sich beidseitig um einen ähnlichen mittleren Wert, der auf einer Seite ca. 6 Mikrometer und auf der anderen Seite ca. 8 Mikrometer betrug. Der Verdrehungswinkel berechnet sich aus dem Unterschied zwischen beiden Seiten und beträgt $0,00057^\circ$. Solch geringer Verdrehungswinkel hat keinen signifikanten Einfluss auf die Messergebnisse. Aus diesem Grund wurden in den weiteren Versuchen die horizontalen Messeinrichtungen entfernt.

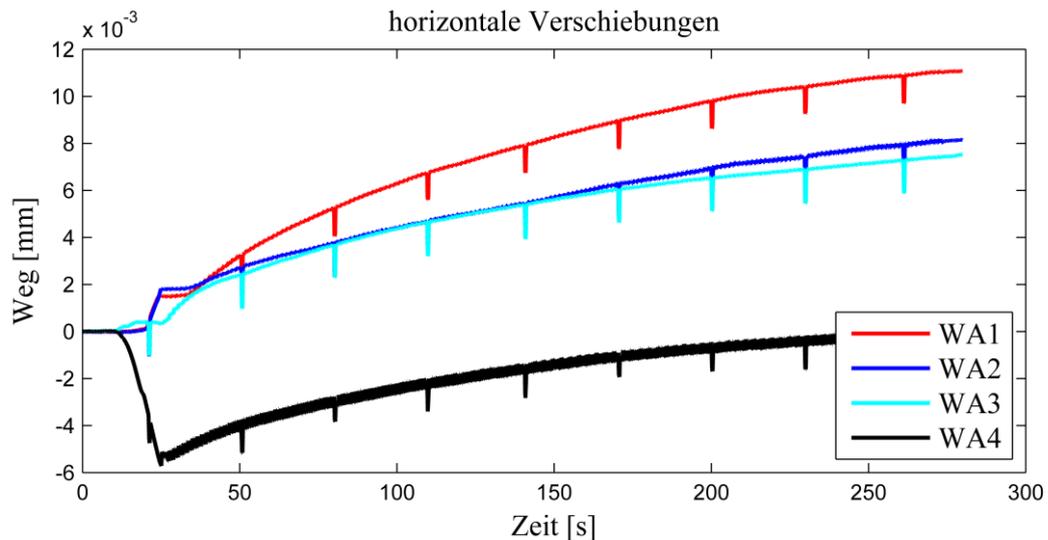


Abbildung 3.15: Weg-Zeit-Diagramm (Kontrollvorversuch)

Der ermittelte Reibungskraftverlauf stellt in Abbildung 3.16 einen typischen Stick-Slip-Verlauf dar (siehe Kapitel 2-1.5). Die Auswertung des ersten Maximums ergab einen statischen Reibungskoeffizienten von 0,43. Der dynamische Reibungskoeffizient betrug nach 8 mm Verschiebung bzw. 240 s ca. 0,3. Der Verlauf zeigt einen ähnlichen Verlauf wie nach [20] und [22]. Die berechneten Reibungskoeffizienten liegen im gleichen Bereich wie die Reibungskoeffizienten aus Tabelle 2.3. Die meisten statischen Reibungskoeffizienten liegen zwischen 0,4 und 0,6 und die dynamischen Reibungskoeffizienten zwischen 0,2 und 0,4 (siehe Tabelle 2.3). Die gesamte Normalkraft ist als die Summe einzelne, Normalkräfte in den Gewindestangen definiert.

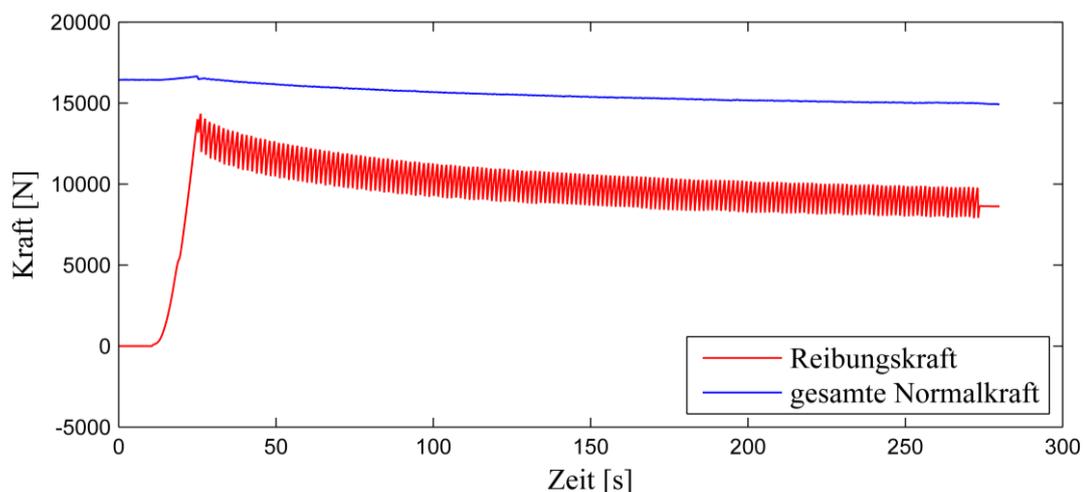


Abbildung 3.16: Kraft-Zeit-Diagramm (Kontrollvorversuch)

3-5 BEFESTIGUNGSTYP DER SCHALLDÄMMBÄNDER

Vier verschiedene Methoden zur Befestigung des Schalldämmbandes wurden ausprobiert. Damit es zu einer erfolgreichen Befestigung des Schalldämmbandes kommt, muss sich das Schalldämmband frei verzerren können und das Befestigungsmittel darf den Reibungsprozess nicht beeinflussen. Die untersuchten Methoden können, je nach dem Befestigungstyp, in zwei Gruppen eingeteilt werden:

- chemische Befestigung: Verbindung durch das Kleben,
- mechanische Befestigung: Verbindung durch Klammern und Verbindung durch Verzahnung der beiden Oberflächen.

Mechanische Befestigung: Klammern

Für die Befestigung der Schalldämmbänder wurden Klammern eingesetzt. Die Klammern halten das Schalldämmband punktuell fest. Die Oberfläche wurde durch die Klammern beschädigt. Bei dieser Befestigungstechnik wurden die Klammern im Vorversuch in einem Abstand von etwa 7 cm eingebracht (siehe Abbildung 3.17). Die Klammern waren 17 mm hoch und 10 mm breit.



Abbildung 3.17: Anordnung der Klammern

In diesem Vorversuch hat sich eine unerwünschte Bewegung des gesamten Schalldämmbandes gezeigt, was auf ein Versagen der Klammern hinweist. Die Bewegung des Schalldämmbandes wurde auf der oberen und unteren Seite sichtbar (siehe Abbildung 3.18 - links). Die Klammern verursachten eine Beschädigung der BSP-Oberfläche, was den Reibungsprozess beeinflusste. Die Beschädigung des BSP-Prüfkörpers wurde durch das Eindringen der BSP-Oberfläche sichtbar (siehe Abbildung 3.18 - rechts).

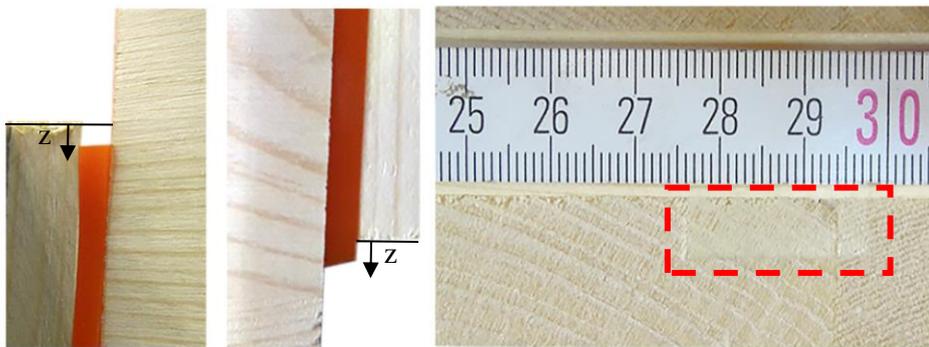


Abbildung 3.18: Versagen der Klammern (V070FM12S8)

Mechanische Befestigung: Aluminiumgitter

Die zweite mechanische Methode, um das Schalldämmband zu befestigen, wurde aus der Arbeit von [34] entnommen. Die Reibungskraft wird beim Elastomer stark von der Oberfläche des Reibungskontaktpartners beeinflusst (siehe Kapitel 2-3.2.2). Der Theorie zufolge ist die Reibungskraft an rauen Oberflächen größer, weil sich das Elastomer stärker deformieren kann, wobei mehr Energie verloren gehen kann. Die Idee war, einen größeren Reibungskoeffizienten zwischen Schalldämmband und Aluminiumgitter als zwischen Schalldämmband und BSP zu schaffen. Für das Material wurde ein

Aluminiumgitter verwendet, welches eine wabenartige Gitterstruktur in der Größe von 3 mm mal 6 mm aufwies. Die Befestigung des Profils erfolgte durch Anschrauben auf dem Holzbrett (siehe Abbildung 3.19).



Abbildung 3.19: Aluminiumgitter

Während des Vorversuches bewegte sich das Schalldämmband Xylofon 70, was in Abbildung 3.20 gezeigt wird. Das einseitige Festhalten des Schalldämmbandes war mit dieser Methode nicht möglich.

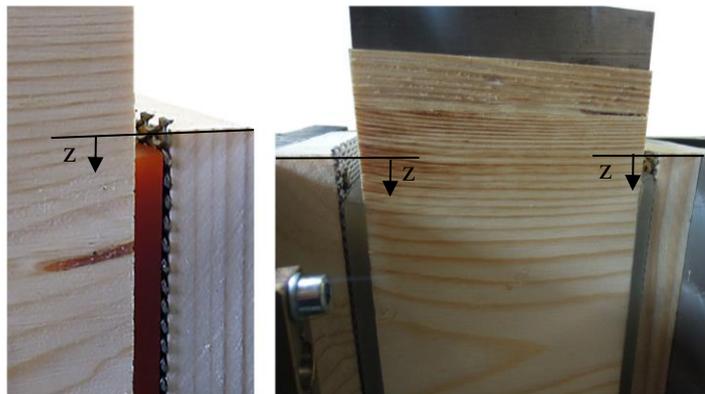


Abbildung 3.20: Gleiten der Schalldämmbänder (V070FM12S9; V035FM12S11)

Chemische Befestigung: unbehandelte Schalldämmbandoberfläche

Die Befestigung des Schalldämmbandes erfolgte bei dieser Methode durch das Aufkleben der unbehandelten Xylofon-Oberfläche auf ein Brett. Als Kleber wurde der Zweikomponenten-Epoxyd-Kleber XEPOX 235.4 verwendet. Der Kleber wurde raupenförmig auf das Schalldämmband aufgetragen und der notwendige Pressdruck wurde mittels Schraubenzwingen aufgebracht. Das Schalldämmband und die Oberfläche des Brettes wurden vor der Verklebung gereinigt. Die Vorversuche zeigten, dass sich alle drei Schalldämmbänder während des Vorversuchs gelöst hatten (siehe Abbildung 3.21). Die Verbundwirkung zwischen dem Holzbrett und dem Schalldämmband war zu gering.

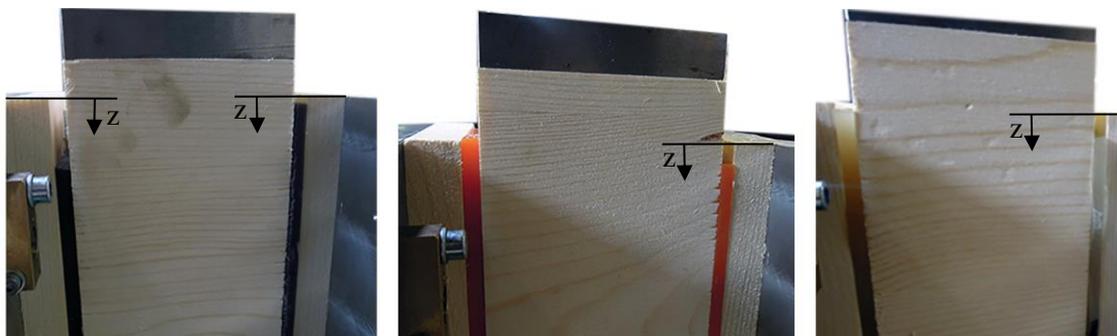


Abbildung 3.21: Versagen des Verbundes bei unbehandelter Schalldämmband-Oberfläche (V090FN12S4; V070FN12S5; V035FM12S6)

Die Vorversuche haben ein Versagen zwischen Schalldämmband und Kleber gezeigt und nicht das Versagen zwischen Holz und Kleber, da der Kleber nach dem Vorversuch fest auf der Brettseite haftete (siehe Abbildung 3.22 links).



Abbildung 3.22: Versagen des Verbundes zwischen Kleber und Schalldämmbänder

Chemische Befestigung: angeraute Schalldämmbandoberfläche

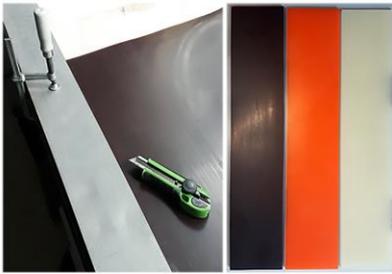
Um die Verbundwirkung zwischen dem Kleber und dem Schalldämmband zu erhöhen, wurde die Oberfläche des Schalldämmbandes angeraut. Die Vorversuche zeigten, dass das Schalldämmband während des Vorversuches und nach dem Vorversuch am Brett gehalten wurde. Die Verformung des Schalldämmbandes wurde dabei nicht behindert. Abbildung 3.23 zeigt alle drei Schalldämmbänder während des Versuches. Dabei ist zu sehen, dass die Befestigung des Schalldämmbandes auf der ganzen Kontaktfläche zwischen dem Brett und dem Schalldämmband gegeben war. Wegen der erfolgreichen Befestigung wurde dieser Typ für die weiteren Versuche verwendet.



Abbildung 3.23: Festhaltung der Schalldämmbänder (V035FH12S12; V070FH12S13; V090FM12S14)

Die Vorbereitung der Grundkörper wird in Abbildung 3.24 gezeigt. Die Schalldämmbänder Xylofon 35, 70 und 90 wurden zu Beginn vorbereitet und zugeschnitten (siehe Punkt 1). Anschließend wurden die Schalldämmbänder mit einem Bandschleifer einseitig angeraut (siehe Punkt 2). Die Holzbretter wurden ebenfalls auf die erforderliche Größe zugeschnitten (siehe Punkt 3). Anschließend wurden die Holzbretter an die Schalldämmbänder geklebt (siehe Punkt 4). Dabei wurde darauf geachtet, dass die geklebte Oberfläche staubfrei und trocken war. Das Aushärten des Klebers erfolgte unter Pressdruck, der mit Schraubzwingen erreicht war (siehe Punkt 5). Die Verklebung mit den Brettern wurde gewählt, um einen schnelleren Austausch des Versuchskörpers zwischen den Versuchen zu ermöglichen und eine Stabilität der Grundkörper zu erreichen.

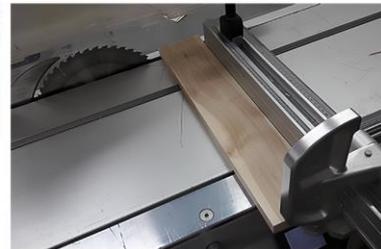
1.) Schalldämmbänder zuschneiden
100/500 (B/L)



2.) Schalldämmbänder mit Bandschleifer einseitig
anrauen



3.) Holzbretter vorbereiten 100/500/20 (B/L/H)



5.) Kleber unter Pressdruck aushärten
lassen



4.) Holzbrett auf das angeraute Schalldämmband kleben
(die Kontaktoberfläche ist staubfrei und trocken)

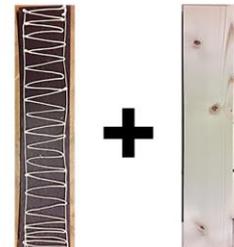


Abbildung 3.24: Befestigung der Schalldämmbänder (Grundkörper)

3-6 PRÜFKONFIGURATION

Die Prüfkonfiguration unterscheidet sich nur gering von der Vorversuchskonfiguration. Die vertikale Kraft wurde gleich wie beim Vorversuch mit der vertikalen Zug-Druck-Maschine in das System eingebracht. Die Steuerung der Normalkraft erfolgte manuell über das Festziehen einer Mutter an der Gewindestange. Dabei kommt es zur horizontalen Reibung zwischen dem Prüfgestell und dem Untergrund. Die Minimierung dieser Reibung wurde durch die Verwendung eines 3 mm dicken PTFE-Streifen (Polytetrafluorethylen; auch als „Teflon“ bekannt) erreicht, der in Abbildung 3.25 links als weißes Papier zu sehen ist. Gegenüber dem Vorversuch wurden Änderungen bei folgenden Punkten vorgenommen: Befestigungstyp des Schalldämmbandes, Kraftverlust der Normalspannung in der Gewindestange und horizontale Reibungsminimierung des Prüfgestells. Um den Kriechprozess in der Gewindestange zu minimieren, wurden Tellerfedern (SCHNOR) mit 4x4-Anordnung eingesetzt (siehe Abbildung 3.25 - rechts). Bei wechselnder Anordnung der Tellerfederngruppen, jeweils vier einer Gruppe, war die gesamte Federsteifigkeit geringer als bei paralleler Anordnung, da es sich um die Reihenschaltung mehrerer Federn handelte. Für die vertikalen Verschiebungen wurden die Wegaufnehmer auf beiden Seiten des BSP-Gegenkörpers montiert (siehe Abbildung 3.26). Die vertikalen Verschiebungen wurden an der Unterseite beiderseits des BSP-Gegenkörpers gemessen (siehe Abbildung 3.26). Mit dieser Anordnung war es möglich, die durchschnittliche vertikale Verschiebung zu berechnen.

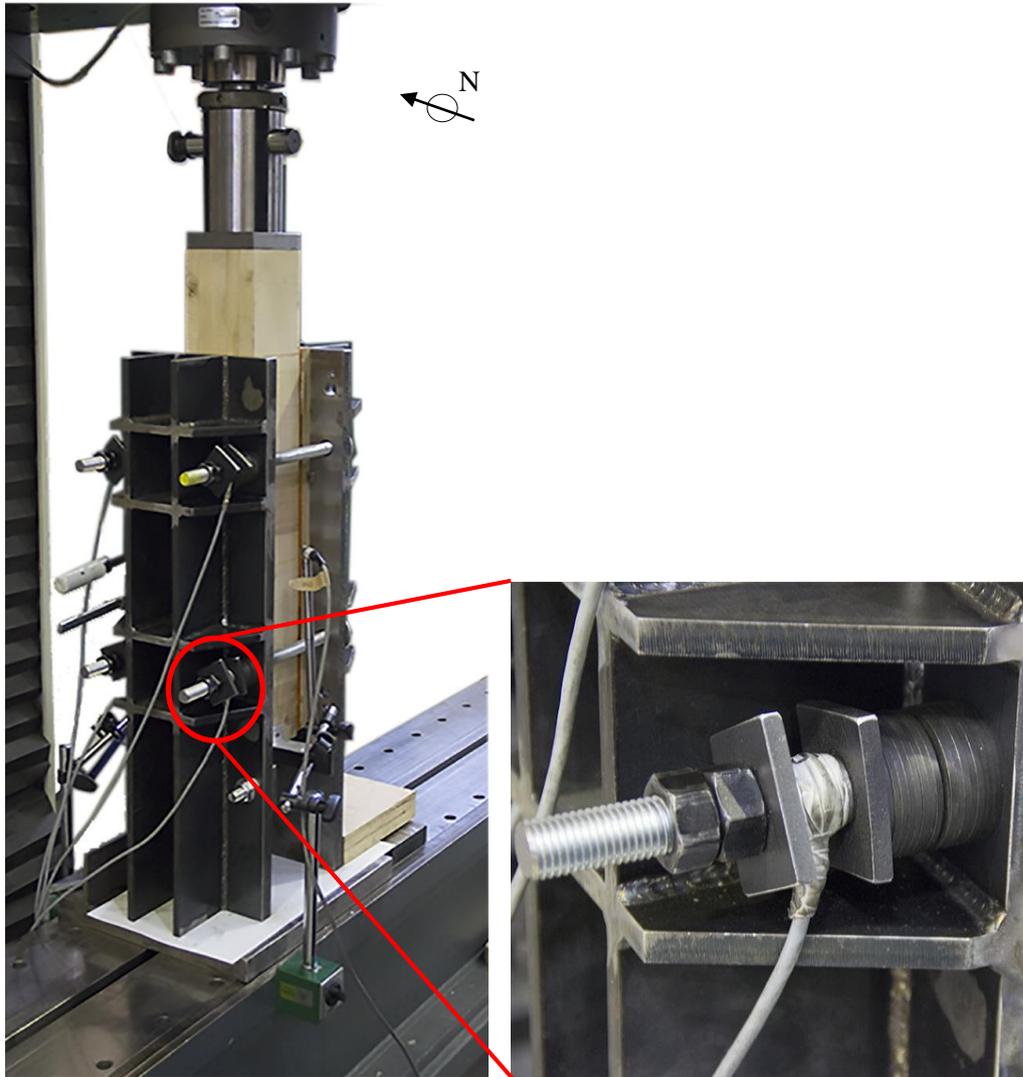


Abbildung 3.25: Prüfkonfiguration links und die Beilagscheiben, die Kraftmessringe und die Tellerfedern im Detail rechts.

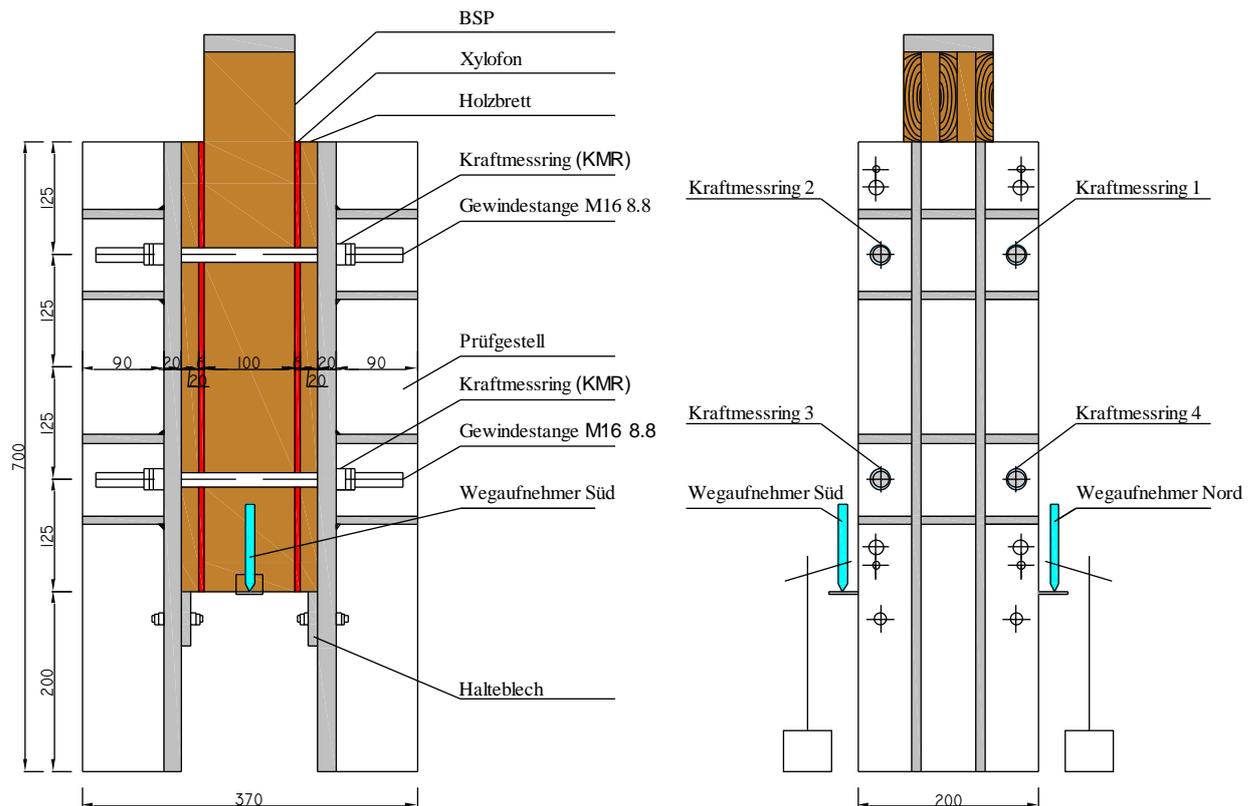


Abbildung 3.26: links: Ansicht Ost-West, rechts: Ansicht Nord-Süd

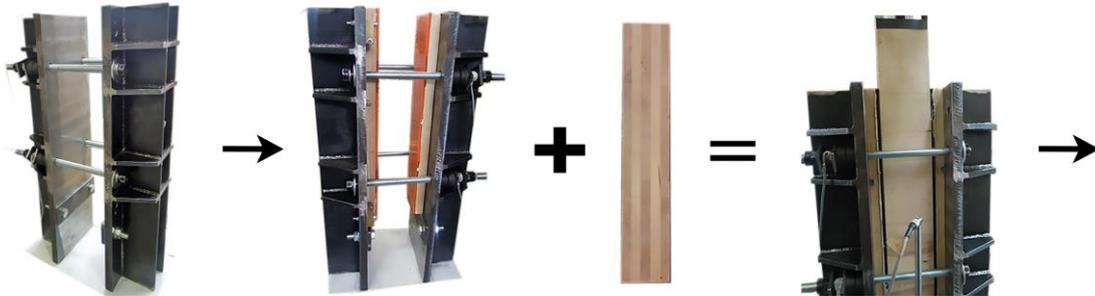
3-7 PRÜFDURCHFÜHRUNG

Die Prüfdurchführung erfolgte am Lignum Test Center des Institutes für Holzbau und Holztechnologie der TU Graz, wo eine Raumtemperatur von ca. 18 °C herrschte. Die Prüfgeschwindigkeit für die Verschiebung des BSP-Prüfkörpers wurde auf 2 mm/min eingestellt. Die aus den verwendeten Geräten, den Kraftmessringen und Wegaufnehmern resultierenden Daten erfolgten mit dem Messverstärker QuantumX MX840A und wurden mit der Messtechnik-Software Catman der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH erfasst.

Zu Beginn der Prüfung wurde das Prüfgestell zentriert, damit es zu keinen exzentrischen Kräften in der Prüfkongfiguration kommt. Der Mittelpunkt lag dabei zentrisch unter dem Druckprüfkopf (siehe Abbildung 3.27 – Punkt 1). Danach wurden die Gegenkörper und Grundkörper mit Druckluft gereinigt und in das Prüfgestell eingesetzt (siehe Punkt 2). Die vertikalen Wegaufnehmer wurden beidseitig vertikal befestigt (siehe Punkt 3). Vor dem manuellen Einstellen der Normalkraft wurde das Messprogramm gestartet, um eine Kontrolle über die einwirkenden Normalkräfte zu ermöglichen. Die Aufbringung der Normalkraft erfolgte durch das Zudrehen der Mutter an der Gewindestange mit dem Drehmomentschlüssel (siehe Punkt 4). Die Einstellung der Normalkraft wurde so schnell wie möglich durchgeführt und betrug weniger als 600 Sekunden. Der Grund dafür waren die gleichbleibenden Prüfbedingungen und ein kontrollierter Zuwachs der Adhäsion. Am Anfang der Prüfung wurde ein Abfall der Normalkraft beobachtet. Dieser lag zwischen ca. 5 und ca. 15 Prozent. Bei weicheren Schalldämmbändern wurde ein größerer Abfall der Normalkraft beobachtet als bei härteren Schalldämmbändern. Eine mögliche Ursache dafür ist die Reduzierung der Schalldämmbanddicke durch die Stauchung. Die Normalkraft blieb nach dem anfänglichen Abfall konstant. Die Prüfung wurde bis zu einer erreichten Verschiebung des BSP-Gegenkörpers von mindestens 20 mm durchgeführt und die Entscheidung für diese Verschiebung erfolgte in Absprache mit Rothoblaas nach der Berücksichtigung der in [20], [22] und [18] durchgeführten Versuche.

Die Prüfung wurde durch die doppelte Inspizierung der Grundkörper beurteilt. Wenn es während der Prüfung zu keinem Versagen des Verbundes zwischen dem Grundkörper und dem Holzbrett gekommen ist, dann war die Prüfung erfolgreich. In einem zweiten Schritt sollte es während der Prüfung zu keiner makroskopischen Bewegung des gesamten Grundkörpers kommen, sondern nur zur Verzerrung des Grundkörpers. Das wurde durch die Beobachtung der makroskopischen Verschiebung des Grundkörpers beurteilt. Wenn es nur zur Verzerrung gekommen ist, dann konnte die Prüfung im zweiten Schritt als erfolgreich beurteilt werden. Innerhalb der gesamten Prüfsérie (5 Prüfungen) wurde der gleiche BSP-Gegenkörper verwendet. Nach jeder Prüfung wurden aber neue Grundkörper verwendet.

- 1.) Prüfstell zentrieren 2.) Schalldämmband (Grundkörper) und BSP (Gegenkörper) einsetzen
(Kontaktflächen sind staubfrei und trocken)



5.) vertikal belasten

4.) Aufbringung der Normalkraft

3.) Wegaufnehmer befestigen



6.) Auswertung der Ergebnisse

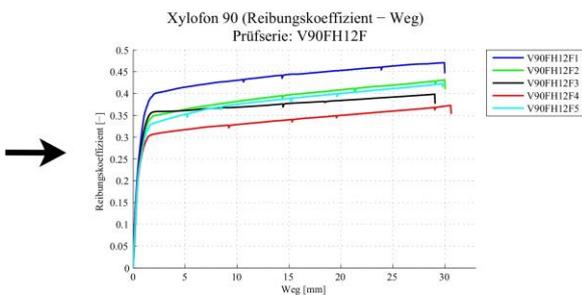


Abbildung 3.27: Prüfprozess

KAPITEL 4: AUSWERTUNG UND DISKUSSION DER PRÜFERGEBNISSE

4-1 AUSWERTUNG DER PRÜFERGEBNISSE

Die Auswertung der aus den Prüfungen erhaltenen Daten erfolgte mit den Programmen Matlab (2014b) und Microsoft Excel (2010). Für den Vergleich zwischen den einzelnen Einflussparametern wurden die ausgewerteten Daten statistisch mit der Boxplot-Methode miteinander verglichen. Für die Verschiebung wurde der mittlere Wert aus der gemessenen Verschiebungen, resultierend aus dem Wegaufnehmer Nord und dem Wegaufnehmer Süd angegeben. Die zu ermittelnden statischen Reibungskoeffizienten wurden mit zwei unterschiedlichen Methoden ausgewertet. Die Methode zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten bezieht sich auf die Theorie der trockenen Reibung von Coulomb und [13]. Die zweite Auswertung der statischen Reibungskoeffizienten erfolgte nach ISO 15113:2005, mehr dazu im nachstehenden Kapitel. Die ermittelten Daten jeder Prüfserie sind im Anhang C in Form von Kraft-Weg-Diagrammen, Reibungskraft-Zeit-Diagrammen und Reibungskoeffizient-Weg-Diagrammen dargestellt. Der Reibungskoeffizient ist definiert als Quotient zwischen der Reibungskraft und der dazugehörigen Normalkraft und ist wegen zwei Reibungsflächen durch „2“ dividiert. Die statistische Auswertung wurde für jede Prüfserie separat durchgeführt und ist im Anhang C zu finden. Zusätzlich wurden die charakteristischen Werte nach ÖNORM EN 14358:2016 [37] für jede Prüfserie bestimmt.

4-1.1 ÜBLICHE FORMEN DES REIBUNGSVERHALTENS

Bei der Auswertung der Daten haben sich vier typische Kraft-Weg-Diagramme gezeigt, welche in Abbildung 4.1 dargestellt sind. Das erste Diagramm (a) deutet auf einen, aus der Literatur bekannten, Kraft-Weg-Verlauf zwischen „festen“ Körpern hin (siehe Kapitel 2-1.4). Dabei ist der erste Peak eindeutig bestimmbar. Die Steigungsfunktion ist am Anfang (bis zum ersten Maximum) in einer ersten Näherung eine Gerade, was auf ein linear elastisches Verhalten hinweist. Ab dem Peak fällt die Reibungskraft schnell und fängt danach langsam wieder zu wachsen an. Der erste Peak deutet auf eine maximale statische Reibungskraft hin. Die maximale dynamische Reibungskraft ist in diesem Fall das Maximum des Reibungsverlaufes und ist größer als die statische Reibungskraft. Solch ein Verhalten deutet auf eine größere Deformations- als Adhäsionskomponente hin. Der Reibungsweg beträgt in diesem Fall, um im dynamischen Bereich ein Maximum zu erreichen, 19 mm. Da die Reibungskraft nicht bei allen Prüfungen einen Peak innerhalb des Prüfweges im dynamischen Bereich erreichte, wurde die dynamische Reibungskraft nicht bestimmt. Der Verlauf (b) zeigt, ähnlich wie der erste, eine eindeutig bestimmte statische Reibungskraft. Die Krümmung ist im ersten Peak kleiner als im Vergleich zur Krümmung im Verlauf (a) und deutet auf eine größere Verformung des Schalldämmbandes hin. Die Verschiebung, um die maximale statische Reibungskraft zu erreichen, ist im Vergleich zum Verlauf (a) größer. Bei Verlauf (c) ist der Bereich am Anfang, ähnlich wie bei allen gezeigten Reibungsverläufen, annähernd linear. Der erste Peak ist beim Verlauf (c) nicht eindeutig bestimmbar. Es ist zu sehen, dass es nach anfänglich annähernd linearem Verlauf zu einer nicht linearen Änderung der Verschiebung kommt. Der vierte Verlauf (d) zeigt einen aus der Literatur bekannten Reibungsverlauf. Es handelt sich um die Stick-Slip-Reibungsbewegung (siehe Kapitel 2-1.5). Dieser Verlauf ist mit dem Materialabbau (Verschleiß) verbunden. Aus dem Materialabbau resultieren Partikeln, die größere lokale Flächenpressungen verursachen und dadurch zu noch stärkeren Materialabbau beitragen. Das ist ein wiederholender Effekt, aus dem ein schlagartiger Abfall

und eine langsame Zunahme der Reibungskraft resultieren. Durch die Wiederholung dieses Prozesses kommt es zu einem wechselnden, zick-zack-artigen Reibungsverlauf.

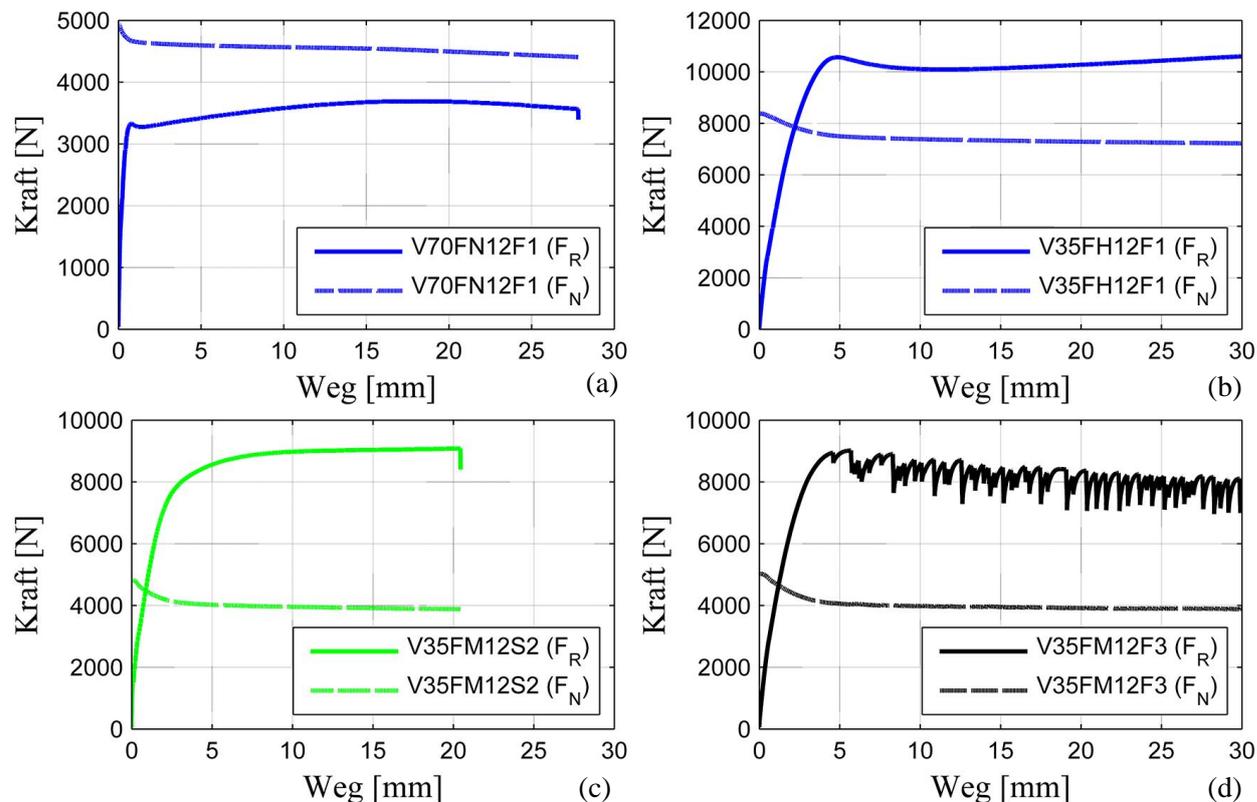


Abbildung 4.1: typische Reibungsverläufe

4-1.2 METHODE ZUR BESTIMMUNG DES MAXIMALEN STATISCHEN REIBUNGSKOEFFIZIENTEN („METHODE A“)

Bei der Auswertung der Ergebnisse zeigten sich Verläufe, bei denen der erste Peak eindeutig bestimmt werden konnte und solche, bei denen das nicht der Fall war. Der erste Peak wird für die Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten benötigt. Deswegen wurden bei dessen Bestimmung zwei Methoden verwendet. In einem Fall, wo der erste Peak eindeutig war, bezieht sich diese Bestimmung auf die Theorie der trockenen Reibung von Coulomb. Bei den Verläufen wo der erste Peak nicht eindeutig bestimmbar war, wurde die Methode „Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten bei keinem eindeutigen Peak“ eingesetzt. Dazu wurde ein Verfahren aus [13] angewendet.

Bestimmung des ersten Peaks

Mit dem mathematischen Verfahren zur Bestimmung des ersten Peaks wurde das erste lokale Maximum im Reibungsverlauf bestimmt. Der gesuchte Peak entspricht den maximalen möglichen statischen Reibungskoeffizienten im Reibungsverlauf, wenn innerhalb von 0,65 mm vor und nach dem gesuchten Peak, kein größerer Wert vorkommt. Der Bereich vor und nach dem gesuchten Peak wurde auf 0,65 mm bestimmt, weil so die Suche nach dem Peak des Reibungsverlaufes störungsfrei von den Unregelmäßigkeiten blieb. Diese Methode wurde bei jenen Reibungsverläufen verwendet, bei denen die visuelle Bestimmung auch möglich war.

Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten bei keinem eindeutigen Peak

Bei den Reibungsverläufen, wo es keinen eindeutigen Übergang zwischen statischen und dynamischen Reibungsbereichen gab, kann der erste Peak nicht eindeutig bestimmt werden. In solchen Fällen wurde eine Methode verwendet, die für die Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten die Änderung im Zuwachs des Reibungskoeffizienten vom statischen Reibungsverlauf in den dynamischen Reibungsverlauf nutzt. Auf dem Reibungsverlauf wurde mit der Matlab-Funktion „polyfit“ eine lineare Funktion gebildet. Die Steigung der Funktion wurde auf 0.05 [-] begrenzt. Wenn die Steigung der gebildeten Funktion gerade noch kleiner als 0.05 [-] war, wies das auf den Anfang des annähernd horizontalen dynamischen Reibungsverlaufes hin und somit den maximalen statischen Reibungskoeffizienten (siehe Abbildung 4.2). Die Steigung 0.05 [-] wurde gewählt, weil sie der Steigung des dynamischen Reibungsverlaufes ähnelt. Das in Abbildung 4.2 gezeigte Verfahren ist nur schematisch dargestellt, weil die ermittelte Gerade mit jedem weiteren Wert neu evaluiert wurde und dies zu einer unübersichtliche Darstellung führen würde.

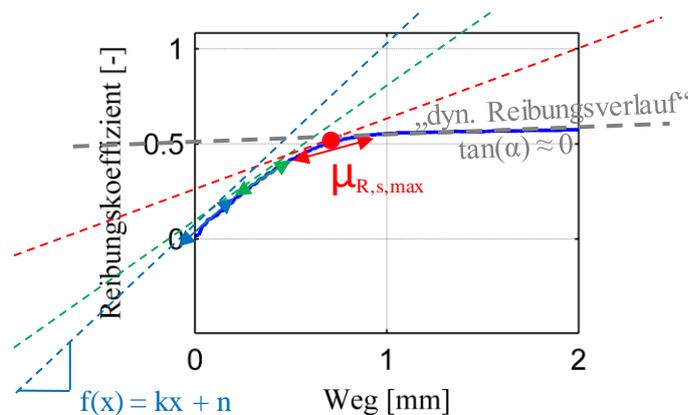


Abbildung 4.2: mathematisches Verfahren zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten

4-1.3 AUSWERTUNG NACH ISO 15113:2005 („METHODE B“)

Die statische Reibungskraft ist nach ISO 15113:2005 als Reibungskraft bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten definiert, da es dabei nicht zur Materialerwärmung kommt. Die vordefinierte Gleitgeschwindigkeit beträgt nach dieser Norm 50 mm/min. Die Prüfgeschwindigkeit (2 mm/min) entspricht der Norm, weil sie niedriger als 50 mm/min war und somit zur keiner Materialerwärmung führte. Dementsprechend könnten die Ergebnisse nach dieser Norm ausgewertet werden. Nach dieser Norm sind bei jedem Versuch, die mittlere, maximale und die minimale Reibungskraft zu bestimmen. Mit der bekannten Normalkraft ist es möglich, den Reibungskoeffizienten zu berechnen. Das Maximum und das Minimum des Reibungsverlaufes ergeben den Bereich, in dem sich die Reibungskraft während des Versuches bewegt hat. Das lokale Maximum und Minimum, die in der schematischen Abbildung 4.3 mit blauen Kreisen gekennzeichnet sind, resultieren aus einzelnen Beschädigungen oder aus den Verunreinigungen der Kontaktoberfläche. Diese Unregelmäßigkeiten im Reibungsverlauf sind nach ISO 15113:2005 zu vernachlässigen. Es wurden Bereiche vordefiniert, in denen die maximale, minimale und die mittlere Reibungskraft bestimmt wurden. Die vordefinierten Bereiche wurden bei allen Schalldämmbändern gleich gewählt, um einen unterschiedlichen Einfluss der Deformationskomponente auf die Reibungskraft auszuschließen. Es wurden die Bereiche des Reibungsverlaufes zwischen 5 und 20 mm ausgewertet, unabhängig vom Schalldämmband.

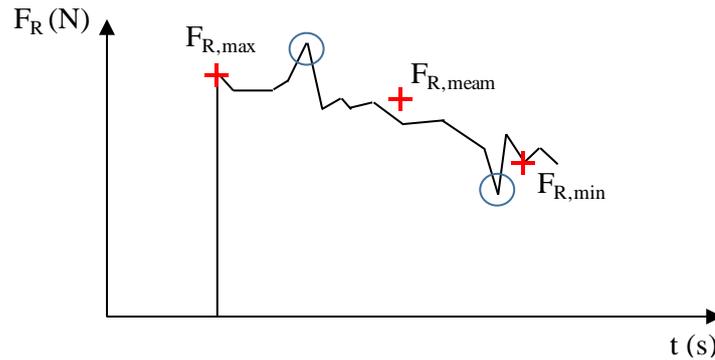


Abbildung 4.3: schematische Darstellung des Reibungsverlaufes nach ISO 15113:2005

4-1.4 AUSWERTUNGSVERLAUF

Die Auswertung der Daten wurde mit Hilfe des Programmes „Matlab“ vollständig automatisiert, zusätzlich wurden die Ergebnisse am Ende visuell kontrolliert. Dabei wurde überprüft, ob der ermittelte Reibungskoeffizient mit dem geschätzten übereinstimmt. Der Auswertungsprozess ist in Abbildung 4.4 als Flussdiagramm dargestellt.

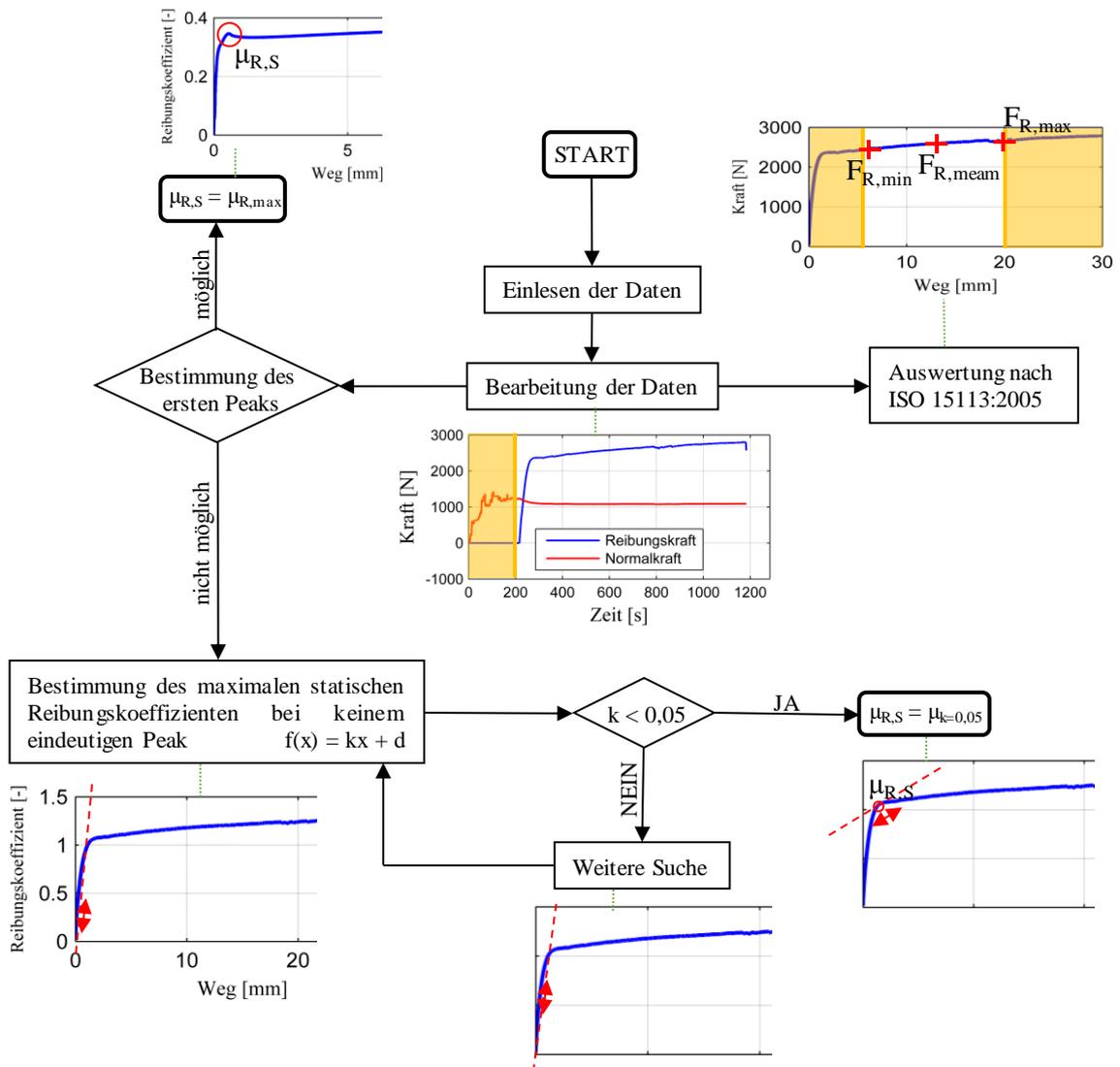


Abbildung 4.4: Flussdiagramm

4-2 VERGLEICH DER ERGEBNISSE

Der Vergleich der Ergebnisse wurde mittels Boxplots durchgeführt. Der Boxplot ist eine Methode zur graphischen Darstellung von numerischen Daten durch Quartile. Die hier verwendeten Boxplots enthalten Grenzen, die den oberen und unteren „Whisker“ anzeigen (siehe Abbildung 4.5). Der „Whisker“ ist als das maximal 1,5-fache des Interquartilsabstandes definiert. Die Daten außerhalb des „Whiskers“ sind Ausreißer und werden demzufolge für die weiteren Betrachtungen nicht herangezogen. Der Vergleich findet zwischen Reibungskoeffizienten statt, die nach der Methode „Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten“ ermittelt wurden. Der Einfluss der Normalkraft auf die Reibungskoeffizienten wird innerhalb jedes Kapitels erläutert. Aufgrund des geringeren Prüfumfanges innerhalb der Prüferien wird ein Vergleich zwischen mittleren Reibungskoeffizienten und nicht zwischen charakteristischen Werten durchgeführt. [38]

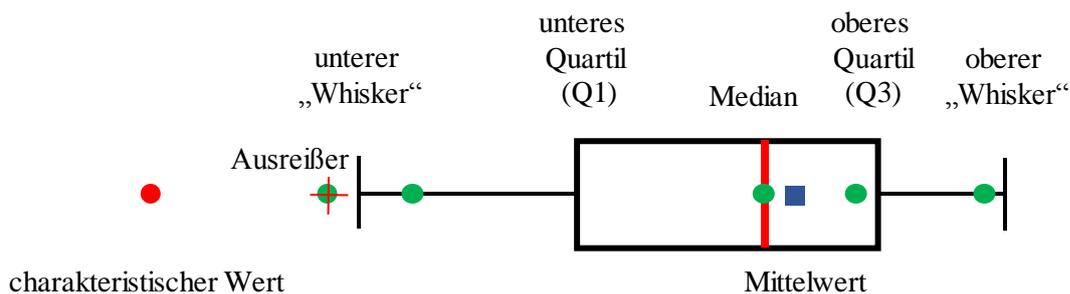


Abbildung 4.5: Boxplot

4-2.1 STATISTISCHE AUSWERTUNG UND STATISTISCHE KENNGRÖßEN

Eine Menge von fünf Datensätzen wurde für jede Prüferie erhalten. Diese Daten bilden eine Datenreihe und wurden mit statistischen Methoden ausgewertet. In diesem Kapitel werden die verwendeten statistischen Kenngrößen nach [38] kurz beschrieben und zusätzlich mit Gleichungen ergänzt.

Der arithmetische Mittelwert wurde als der Quotient der Summe aller Werte und der Anzahl der Werte definiert. Wobei n die Anzahl der Werte und X_i der individuelle Wert sind.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{X}_i \quad (4.1)$$

Die mittlere quadrierte Abweichung der Datenreihe von ihrem arithmetischen Mittelwert wird durch *Varianz* gekennzeichnet und stellt die Streuung einer Verteilung dar.

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X - \bar{X})^2 \quad (4.2)$$

Die *Standardabweichung* ist als die quadratische Wurzel aus der Varianz der Datenreihe definiert und beschreibt eine Streubreite um den Mittelwert.

$$s = \sqrt{s^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X - \bar{X})^2} \quad (4.3)$$

Der *Variationskoeffizient* ist der Quotient der Standardabweichung und dem arithmetischen Mittelwert der Datenreihe.

$$V = \frac{s}{\bar{X}} \quad (4.4)$$

Die *charakteristische Werte* wurden nach ÖNORM EN 14358:2016 ermittelt. Dazu sind der Mittelwert und die Standardabweichung notwendig. Diese sind wie folgend zu berechnen.

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ln(m_i) \quad (4.5)$$

$$s_y = \max \left\{ \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [\ln(m_i) - \bar{y}]^2} ; 0,05 \right\} \quad (4.6)$$

wobei

- \bar{y} der Mittelwert,
- n die Anzahl der Prüfergebnisse,
- m_i individueller Prüfwert i der Zufallsgröße m und
- s_y die Standardabweichung sind.

Der charakteristische Wert m_k der Datenreihe ist neben der Standardabweichung und den Mittelwert auch vom k_s Faktor abhängig. Dieser Faktor berücksichtigt den Prüfumfang und beträgt für eine Datenreihe mit fünf Werten 2,46.

$$m_k = \exp(\bar{y} - k_s \cdot s_y) \quad (4.7)$$

wobei

- \bar{y} der Mittelwert,
- k_s der Faktor zur Berücksichtigung des Prüfumfanga,
- m_k charakteristische Wert und
- s_y die Standardabweichung sind.

Einfluss der Holzfeuchte auf den Reibungskoeffizienten (12 % und 14 %)

Der Einfluss der Holzfeuchte auf den statischen Reibungskoeffizienten wurde zwischen Schalldämmband Xylofon 70 und der Holzart Fichte, bei einer Holzfeuchte von 12% und 14%, untersucht. Die mittleren und die charakteristischen Reibungskoeffizienten weisen innerhalb eines Normalkraftniveaus keinen signifikanten Unterschied in Bezug auf die Holzfeuchte auf. Der Unterschied der mittleren Reibungskoeffizienten innerhalb eines Normalkraftniveaus (5 kN, 20 kN, 40 kN) beträgt zwischen den untersuchten Holzfeuchten ca. 0,02 [-]. Der größte mittlere Reibungskoeffizient beträgt im mittleren Normalkraftniveau 0,54 [-] (12 % Holzfeuchte) und 0,55 [-] (14 % Holzfeuchte) und der niedrigste im oberen Normalkraftniveau 0,46 [-] (12 % Holzfeuchte) und 0,45 [-] (14 % Holzfeuchte). Die Standardabweichung der Reibungskoeffizienten ist zwischen den Prüferien gleichmäßig und bewegt sich zwischen 0,06 [-] und 0,10 [-]. Die größte Streuung der Ergebnisse ist im unteren Normalkraftniveau zu erkennen (siehe Abbildung 4.6). Da die Unterschiede zwischen den mittleren statischen Reibungskoeffizienten innerhalb des Normalkraftniveaus weniger als 0,02 ($0,02/0,51 \approx 4\%$) betragen, wurden keine weiteren Untersuchungen mit einer Holzfeuchte von 14 % durchgeführt. Alle weiteren Prüfungen wurden bei einer Holzfeuchte von 12 % durchgeführt.

Die statischen und dynamischen Reibungskoeffizienten wurden zwischen den Reibpartnern Holz und Holz, mit dem Zuwachs der Holzfeuchte, größer (siehe Kapitel 2-2.2.2). Es ist eine Veränderung der Reibungskoeffizienten zwischen den Reibpartnern Holz und Holz von 0,3 (12 % Holzfeuchte) auf 0,45 (14 % Holzfeuchte) in Tabelle 4.1 zu beobachten. Der Unterschied der Reibungskoeffizienten, zwischen den Reibpartnern Brettsperrholz und Schalldämmband Xylofon 70, bei einer Holzfeuchte von 12 % und bei der Holzfeuchte von 14 %, ist wegen des nicht hygroskopischen Verhaltens des Schalldämmbandes gering. Die charakteristischen Reibungskoeffizienten liegen zwischen 0,28 und 0,42 und weisen gleich wie die Mittelwerte eine Abhängigkeit vom Normalkraftniveau auf. Zu gleichen Erkenntnissen, dass die Reibungskoeffizienten zwischen den Reibpartnern Gummi und Holz in NKL1 und NKL2 unabhängig von der Holzfeuchte sind, ist Murase in [20] gekommen.

Tabelle 4.1: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen der Reibpartnern Schalldämmband Xylofon 70 und BSP und der Reibpartnern Holz und Holz

Reibungspaar:	Holzfeuchte 12 %			Holzfeuchte 14 %		
Xyl. 70 / BSP	0,51 (5 kN)	0,55 (20 kN)	0,46 (40 kN)	0,49 (5 kN)	0,54 (20 kN)	0,45 (40 kN)
Holz / Holz [28]	0,30			0,45		

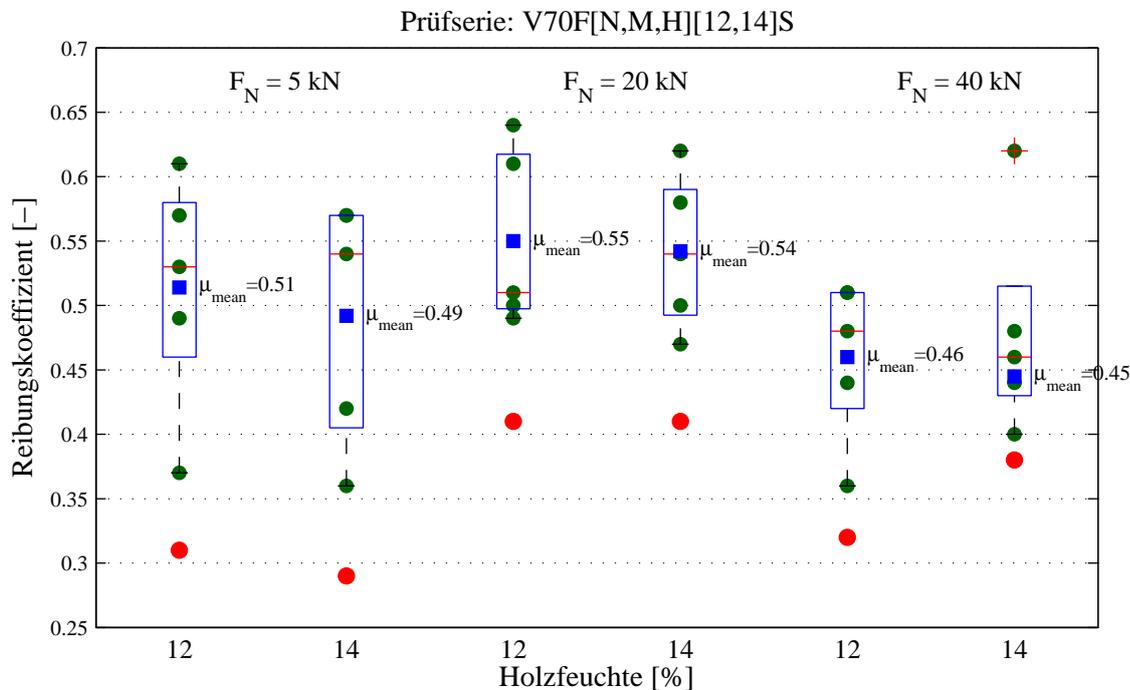


Abbildung 4.6: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibungspartner Schalldämmband Xylofon 70 und BSP mit 12 % bzw. 14 % Holzfeuchte

Einfluss der Rauigkeit auf den Reibungskoeffizienten (Seiten- und Stirnfläche)

Der Einfluss der Rauigkeit wurde mit dem Vergleich zwischen Seiten- und Stirnfläche des BSP-Gegenkörpers aus Fichte und den Schalldämmbändern Xylofon 35, 70 und 90 untersucht. Es wurde die Stirnfläche mit stehender Anordnung der äußeren Schichten untersucht, d.h. dass diese Konfiguration eine stehende Wand auf dem Schalldämmband präsentiert (siehe Abbildung 4.7). Die Anordnung der Bretter auf der Seitenfläche verlief senkrecht zur Reibungsbewegung.

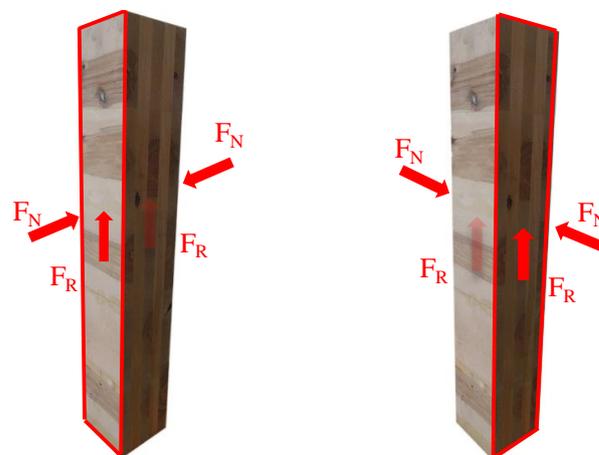


Abbildung 4.7: die Seitenfläche (links) und die Stirnfläche (rechts)

Die mittleren Reibungskoeffizienten zeigen bei allen Prüfserien einen nur geringen Unterschied zwischen Seitenflächen und Stirnflächen, außer bei den Prüfserien V35N12[S, F] und V70N12[S, F]. Der Vergleich

zwischen den mittleren Reibungskoeffizienten der Prüfserien innerhalb des Schalldämmbandes zeigt keine deutlich erkennbare Abhängigkeit von dem Normalkraftniveau (siehe Abbildung 4.8). Die mittleren Reibungskoeffizienten sind daher im Rahmen dieser Prüfung, in ersten Näherung unabhängig von der Reibfläche.

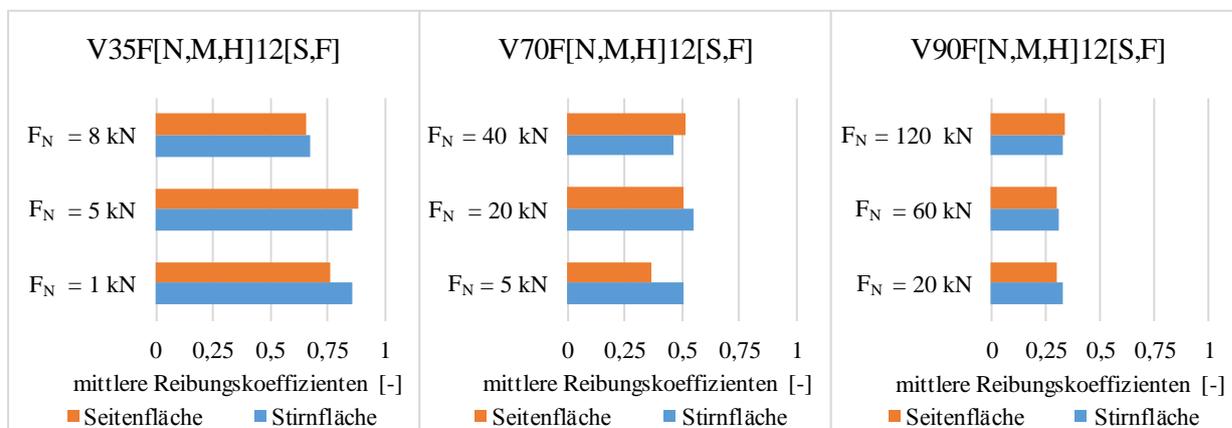


Abbildung 4.8: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen Seiten- und Stirnfläche

Es sind höhere Reibungskoeffizienten zwischen Seitenfläche und dem Schalldämmband Xylofon 70 als zwischen Stirnfläche und dem Schalldämmband Xylofon 70 im oberen Normalkraftniveau zu beobachten. Ein möglicher Grund dafür ist ein zu geringer Prüfumfang oder ein Materialabbau der Seitenfläche und eine damit verbundene erhöhte Deformationskomponente (Abbildung 4.9).

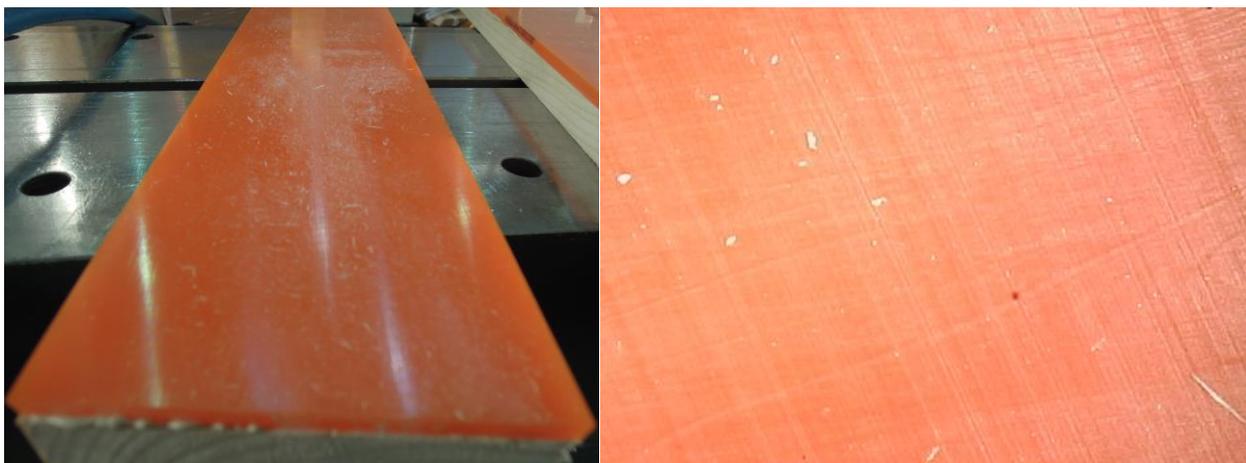


Abbildung 4.9: links: Materialabbau bei der Prüfung V70FH12F, rechts: die 200-fache digitale Vergrößerung

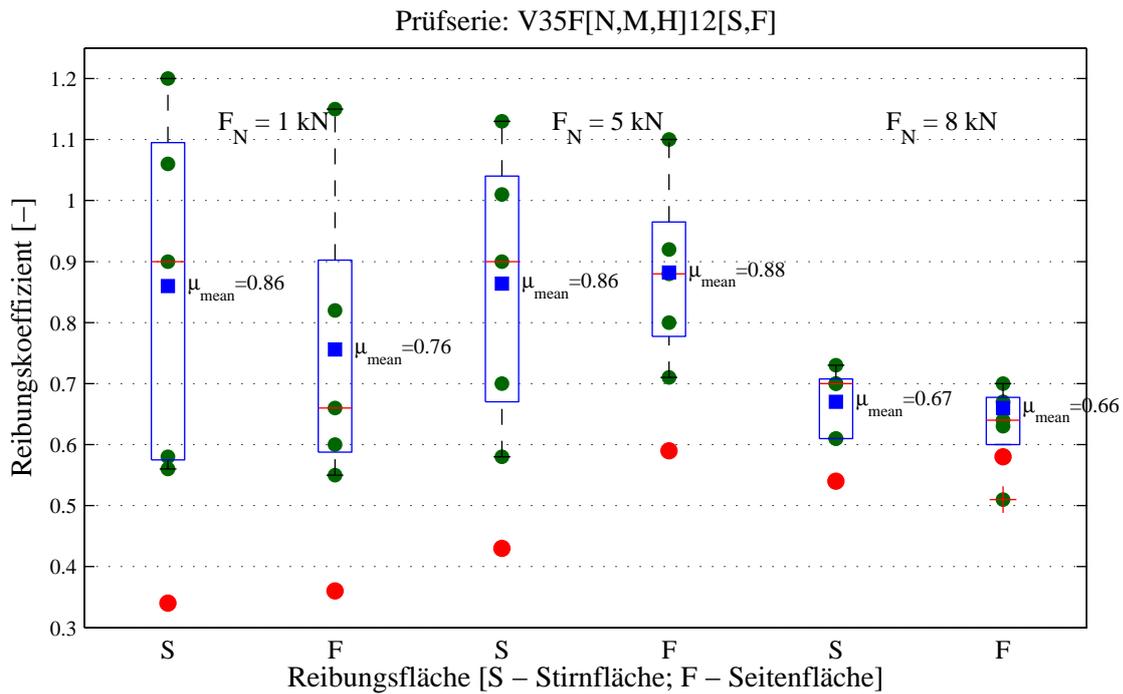


Abbildung 4.10: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers

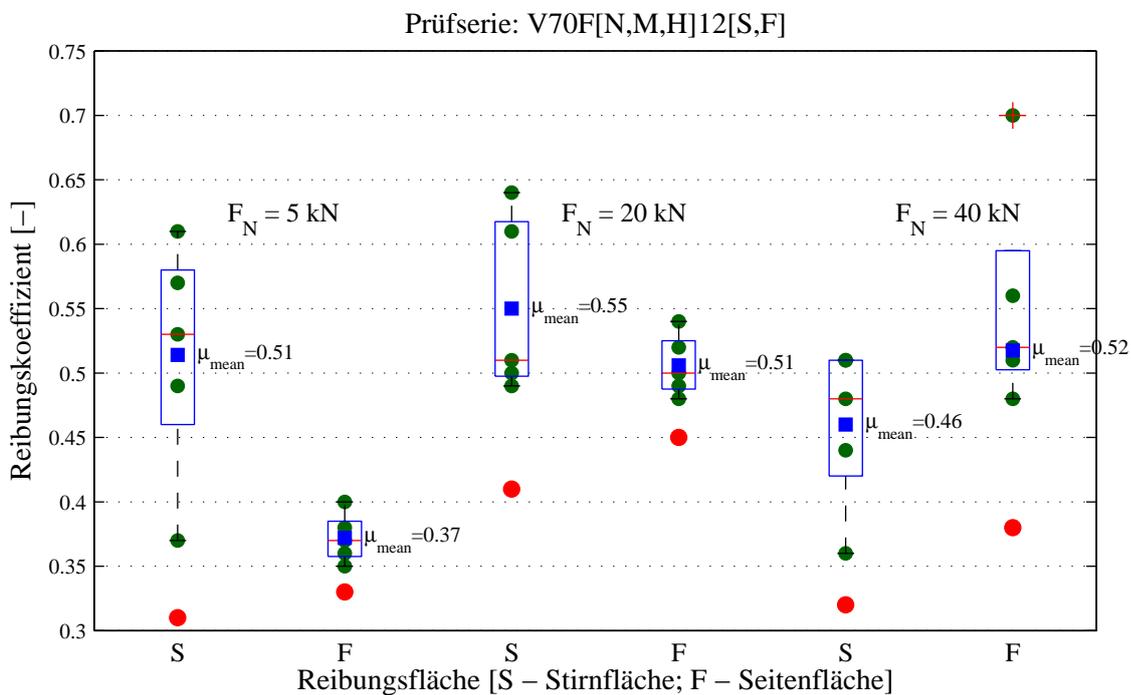


Abbildung 4.11: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers

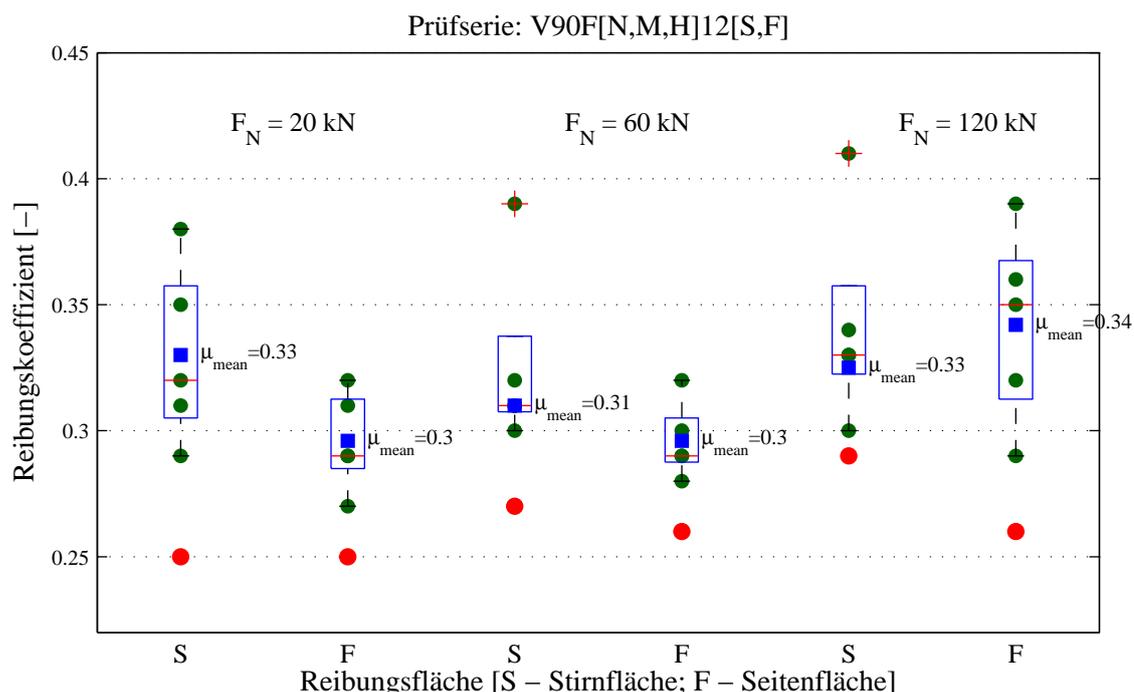


Abbildung 4.12: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 90 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers

Einfluss der Holzart auf den Reibungskoeffizienten (Fichte und Birke)

Der Einfluss der Holzart auf den Reibungskoeffizienten wurde zwischen den Reibpartnern Schalldämmbändern Xylofon 35, 70 und 90 und den Gegenkörpern aus Fichte bzw. Birke untersucht. Die mittleren Reibungskoeffizienten waren in allen drei Normalkraftniveaus, zwischen den Reibpartnern Schalldämmband Xylofon 70 und BSP-Fichte, größer als beim BSP aus Birke (siehe Abbildung 4.13). Die mittleren Reibungskoeffizienten zeigen in allen drei Normalkraftniveaus, bei den Schalldämmbändern Xylofon 35 und 90, im Gegenteil zum Schalldämmband Xylofon 70, keinen klar erkennbaren Einfluss in Bezug auf die Holzart. Aus Abbildung 4.13 ist auch zu erkennen, dass die mittleren Reibungskoeffizienten keine eindeutig erkennbare Abhängigkeit von den Normalkraftniveaus, innerhalb der untersuchten Schalldämmbändern zeigen.

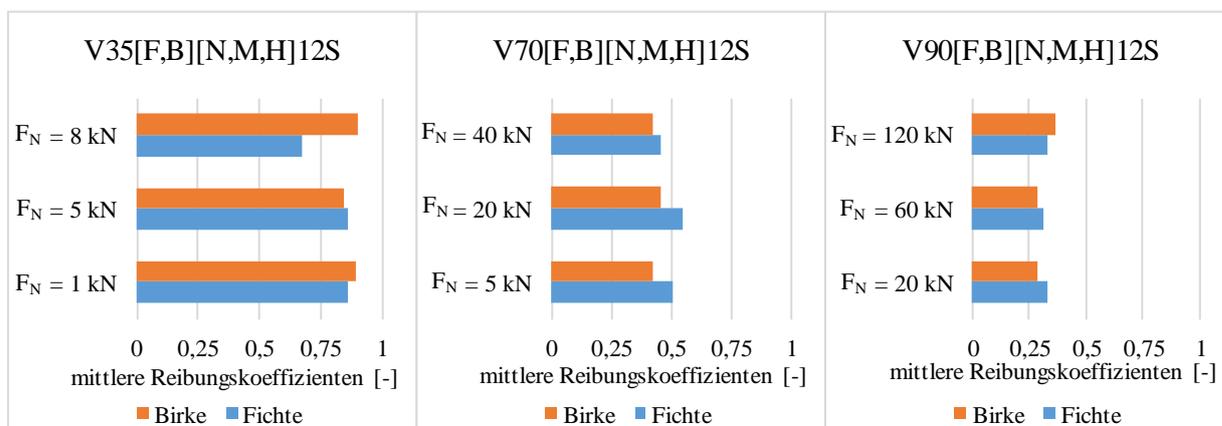


Abbildung 4.13: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen Holzart Birke und Fichte

Der Vergleich zwischen den Standardabweichungen der Prüfserien zeigt, im Gegensatz zu den mittleren Reibungskoeffizienten, eine deutlich erkennbare Abhängigkeit von der Holzart der Gegenkörper. Die Standardabweichung war in acht von neun Vergleichen zwischen den Prüfserien, mit den Gegenkörpern

aus Fichte, größer oder gleich groß, wie bei denen mit den Gegenkörpern aus Birke (siehe Tabelle 4.2). Aus Tabelle 4.2 ist ebenfalls zu erkennen, dass in allen Vergleichen der Prüfserien, bei gleichen Prüfbedingungen, die Standardabweichung mit der zunehmender Härte der Schalldämmbändern, immer geringer oder gleich geblieben ist.

Tabelle 4.2: Standardabweichung der Reibungskoeffizienten (materialabhängig)

Xylofon 35	$F_N = 1 \text{ kN}$	$F_N = 5 \text{ kN}$	$F_N = 8 \text{ kN}$
BSP (Fichte)	0,29	0,23	0,06
BSP (Birke)	0,16	0,10	0,05
Xylofon 70	$F_N = 5 \text{ kN}$	$F_N = 20 \text{ kN}$	$F_N = 40 \text{ kN}$
BSP (Fichte)	0,09	0,07	0,07
BSP (Birke)	0,03	0,04	0,05
Xylofon 90	$F_N = 20 \text{ kN}$	$F_N = 60 \text{ kN}$	$F_N = 120 \text{ kN}$
BSP (Fichte)	0,04	0,01	0,02
BSP (Birke)	0,01	0,01	0,05

Die Reibungskoeffizienten von Reibungspartnern, Schalldämmbändern Xylofon 35, 70 und 90 und dem BSP aus Fichte bzw. Birke, sind in Abbildung 4.14, Abbildung 4.15 und Abbildung 4.16 dargestellt.

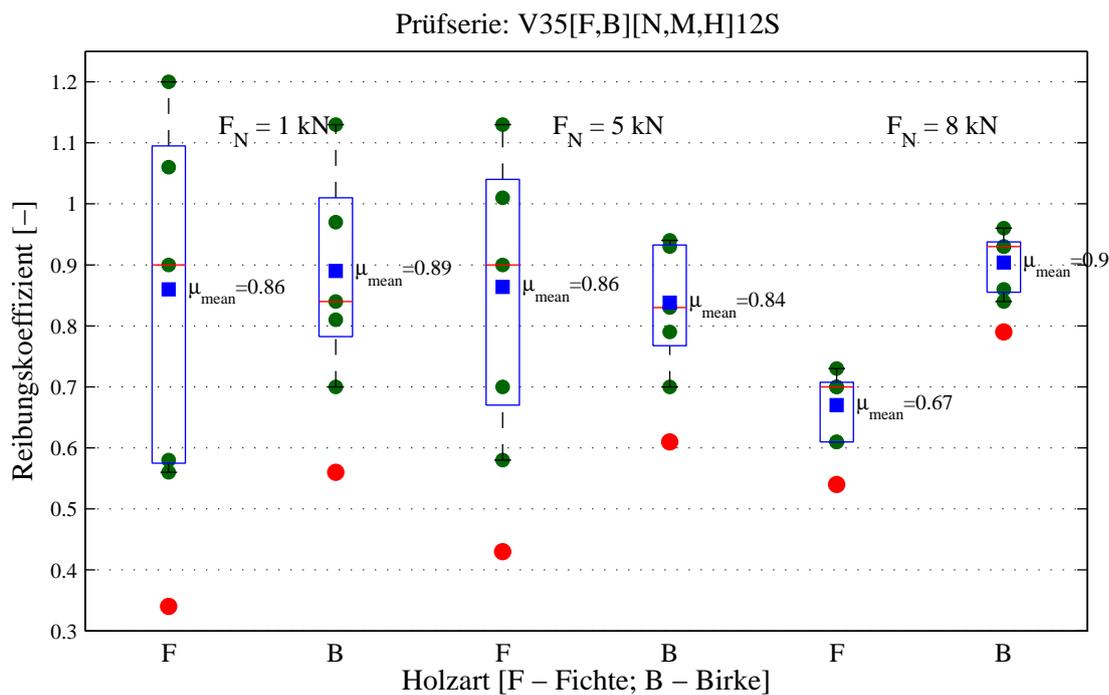


Abbildung 4.14: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke

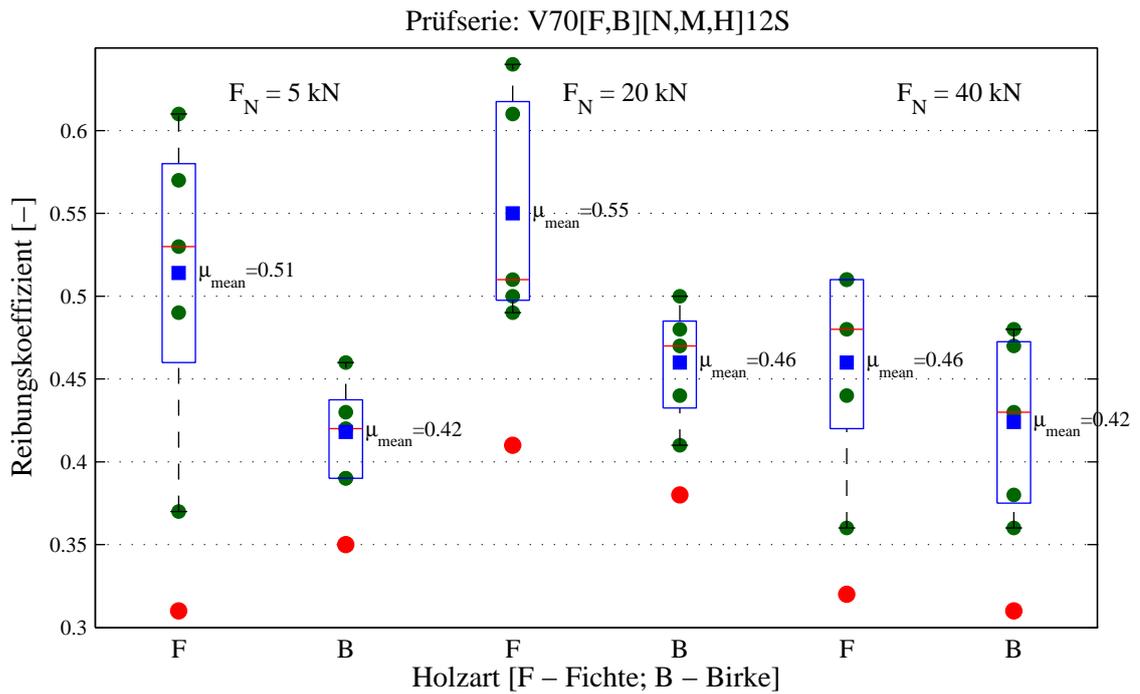


Abbildung 4.15: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke

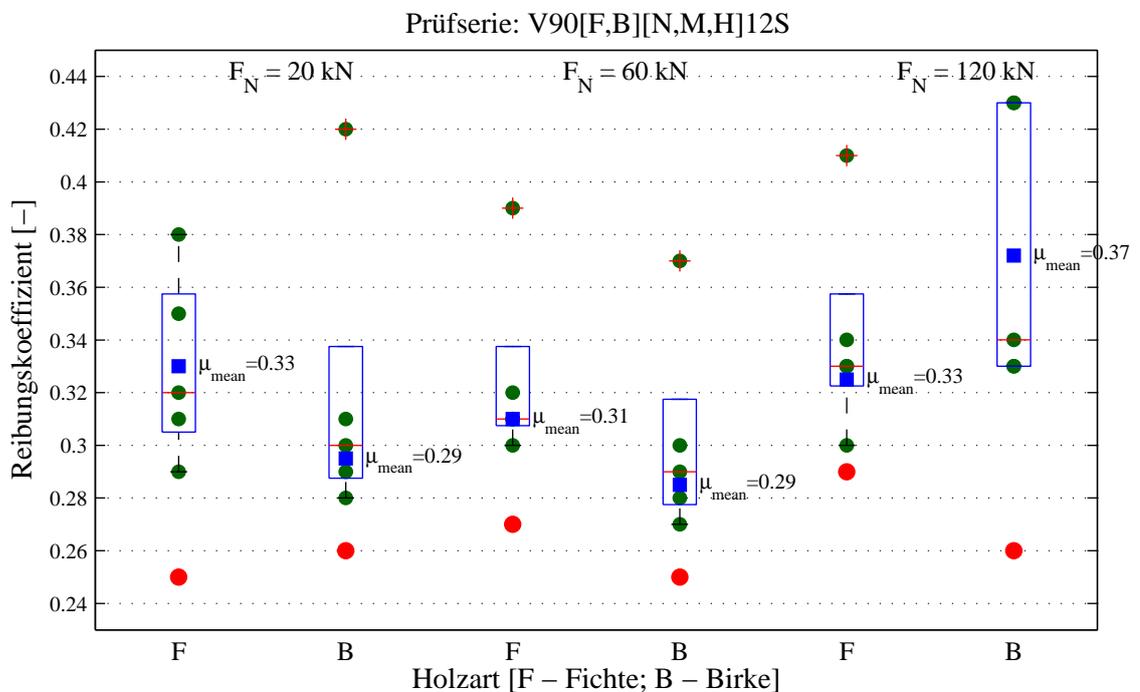


Abbildung 4.16: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 90 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke

Vergleich zwischen den Schalldämmbändern Xylofon 35, 70 und 90

Der Vergleich zwischen den Reibungskoeffizienten der Schalldämmbänder ist unter den gleichen Prüfbedingungen nur bei gleichen Normalkräften möglich. Aus diesem Grund wurden die Versuche so durchgeführt, dass die gleichen Normalkräfte im mittleren Normalkraftniveau des Versuches mit weicherem Schalldämmband und im unterem Normalkraftniveau des härteren Schalldämmbandes wirkten. Während des Versuches wirkte die gleiche Normalkraft (5 kN) im mittleren Normalkraftniveau des Schalldämmbandes Xylofon 35 und im unteren Normalkraftniveau des Schalldämmbandes Xylofon 70. Der Vergleich zwischen den Schalldämmbändern Xylofon 70 und 90 fand bei einer Normalkraft von 20 kN statt. Da die untersuchten Reibungskoeffizienten zwischen den Schalldämmbändern Xylofon 35 und 90 bei unterschiedlichen Normalkräften bestimmt wurden, konnte kein Vergleich mit gleichen Prüfbedingungen gemacht werden. Der Einfluss der Härte der Schalldämmbänder wurde auf der Stirnfläche der Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke, bei einem Holzfeuchtegehalt von 12 Prozent, untersucht. Aus Abbildung 4.17 lässt sich ablesen, dass das Schalldämmband Xylofon 35 im Vergleich zu dem Schalldämmband Xylofon 70 einen höheren mittleren Reibungskoeffizient, unabhängig von dem Gegenkörper, besitzt. Die mittleren Reibungskoeffizienten sind unter diesen Prüfbedingungen, beim Schalldämmband Xylofon 35 um 40 Prozent bei Fichte und um 50 Prozent bei Birke, größer. Die charakteristischen Reibungskoeffizienten liegen, wegen der größeren Streuung der Reibungskoeffizienten des Schalldämmbandes Xylofon 35, näher zusammen. Die sind aber noch immer, beim Schalldämmband Xylofon 35 um 16 Prozent bei Fichte und um 49 Prozent bei Birke, größer als beim Schalldämmband Xylofon 70 (siehe Abbildung 4.17).

Beim Vergleich zwischen den Prüfserien mit Xylofon 70 und 90 wurde ein ähnliches Verhalten des mittleren Reibungskoeffizienten, wie zwischen den Prüfserien mit Xylofon 35 und 70, beobachtet (siehe Abbildung 4.18). Die Reibungskoeffizienten sind bei der Prüfserie mit Xylofon 70 um 39 Prozent bei Gegenkörpern aus Fichte und um 32 Prozent bei Gegenkörpern aus Birke größer als bei der Prüfserien mit Xylofon 90. Bei den Vergleichen zwischen den Prüfserien mit Xylofon 35 und 70 und Xylofon 70 und 90, zeigt sich eine Abnahme der mittleren Reibungskoeffizienten mit zunehmender Härte der Schalldämmbänder.

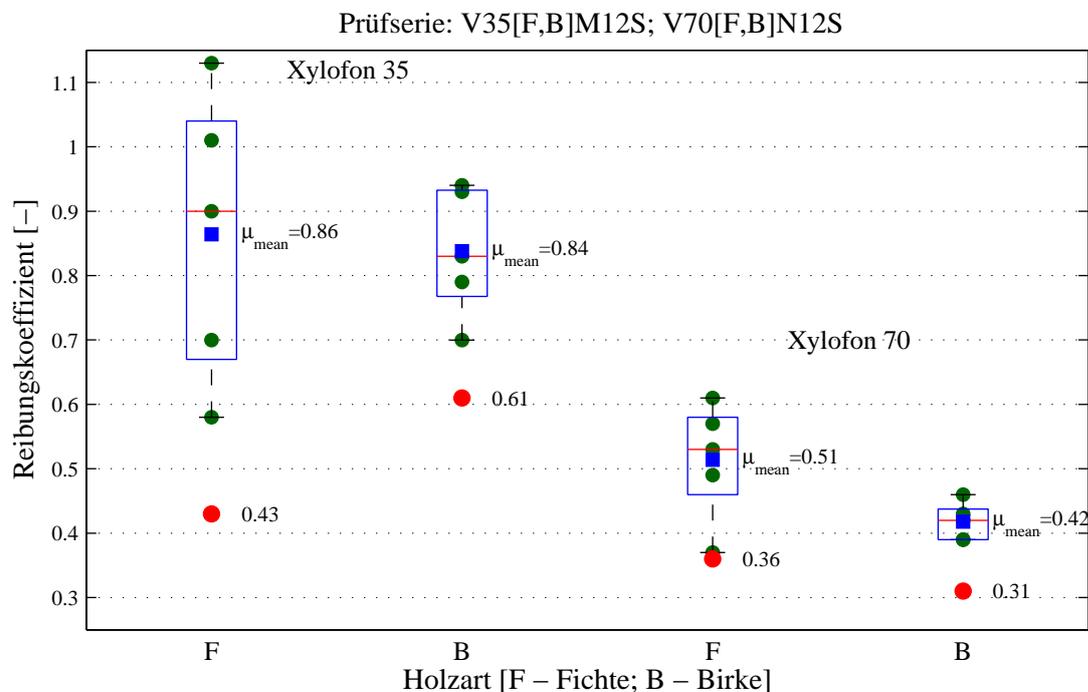


Abbildung 4.17: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 bzw. 70 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke

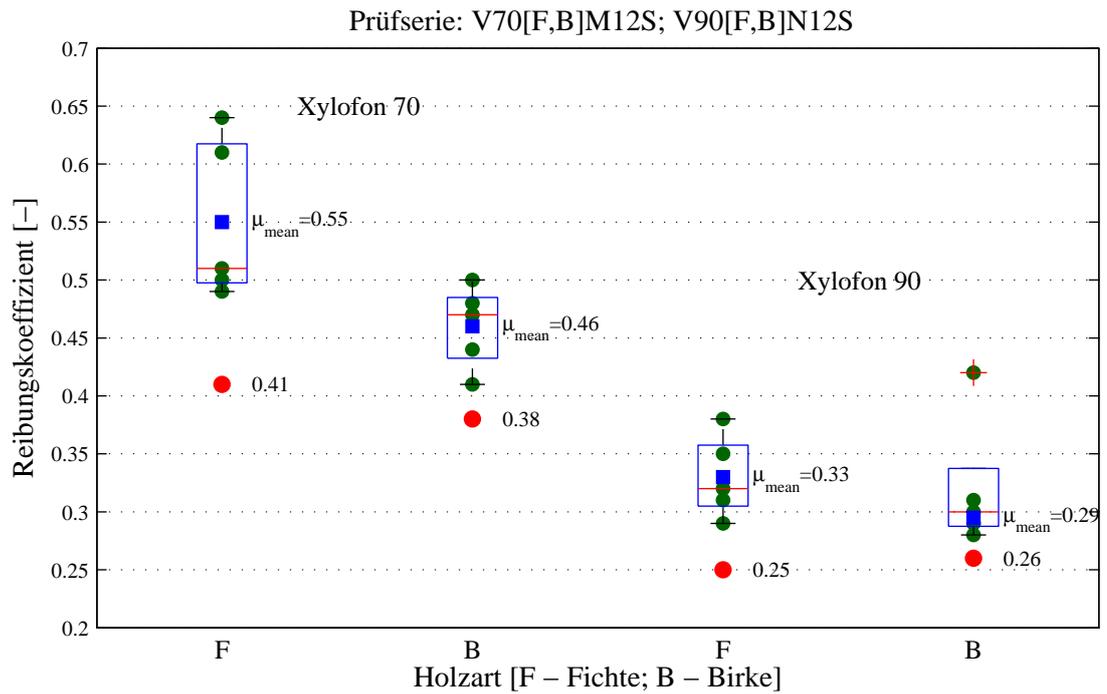


Abbildung 4.18: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 bzw. 90 und den Gegenkörper aus der Fichte bzw. Birke

Vergleich zwischen „Methode A“ und ISO 15113:2005

Die ermittelten mittleren Reibungskoeffizienten, nach „Methode A“ und nach ISO 15113:2005, wurden in einem Balkendiagramm gegenübergestellt (siehe Abbildung 4.19). In dieser Abbildung wird der Unterschied der mittleren Reibungskoeffizienten zwischen diesen zwei Methoden prozentuell dargestellt. Bei 16 von 18 hier gezeigten Prüfserien sind die mittleren Reibungskoeffizienten, ermittelt nach der ISO 15113:2005 größer als nach „Methode A“ (siehe Abbildung 4.19). Die ISO 15113:2005 liefert bei hier gezeigten 18 Prüfserien einen im Durchschnitt 9,7 % größeren mittleren Reibungskoeffizienten als die „Methode A“. Dieser Unterschied resultiert aus dem wachsenden Reibungsverlauf. Die ausgewertete mittlere Reibungskraft kann durch den gewählten Auswertungsbereich nach der ISO 15113:2005 stark beeinflusst werden. Eine Steigung der mittleren Reibungskoeffizienten ist bei der Prüfung V70FH12S3 zwischen drei Auswertungsbereichen deutlich zu erkennen. Im Auswertungsbereich zwischen 5 und 15 mm beträgt der mittlere Reibungskoeffizient 0,55, zwischen 10 und 20 mm 0,57 und zwischen 15 und 25 mm 0,60.

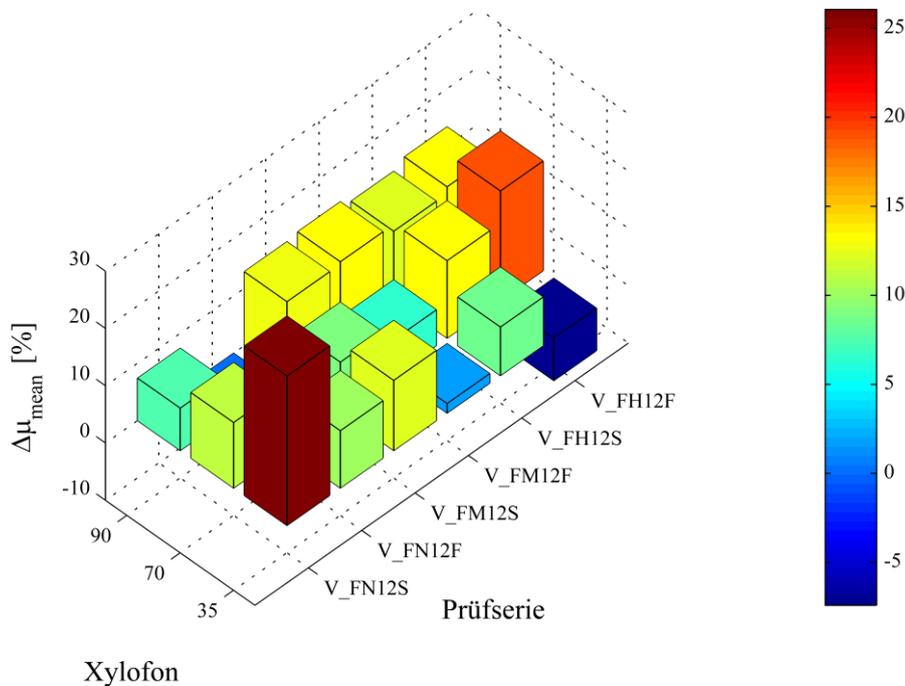


Abbildung 4.19: Vergleich zwischen ISO 15113:2005 und Methode zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten

KAPITEL 5: ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

5-1 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In dieser Arbeit wurde der Fokus auf die Untersuchung der Einflussparameter auf Reibungskoeffizienten zwischen den Reibpartnern Schalldämmband Xylofon und dem Brettsperrholz gesetzt. Dabei wurden die Reibungskoeffizienten unter verschiedenen Prüfbedingungen bestimmt und miteinander verglichen. Durch den Vergleich der Prüfserien konnte der Einfluss der Parameter auf den Reibungskoeffizienten entweder bestätigt oder verworfen. Aus der Literatur stammende Einflussparameter, die Kontaktzeit, die Normalkraft, die Feuchte, die Materialart, die Oberflächenrauheit und die Temperatur, wurden zum Teil untersucht. Der Einfluss der Kontaktzeit und der Temperatur wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Alle Prüfungen fanden nämlich bei einer Raumtemperatur von ca. 18 °C statt und die Zeitspanne von Anfang des Reibkontaktes bis zu der Prüfdurchführung wurde auf 600 s begrenzt. Damit wurde ein möglicher Einfluss der Temperatur und der Kontaktzeit ausgeschlossen.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Tribometer, hat sich als ein flexibles Prüfgerät zur Messung der Reibungskoeffizienten bei verschiedenen Einflussparametern erwiesen. Es wurde jedoch darauf geachtet, dass die Auswertung der erhaltenen Werte automatisiert war. Erwähnenswert ist, dass die dynamischen Reibungskräfte deutlich höher als die statischen Reibungskräfte waren. Es ist unklar, ob dies der Realität entspricht oder ein Phänomen, das aus der Kraftübertragung zwischen dem Gegenkörper und dem Grundkörper resultiert. Die Schlussfolgerung nach der ISO 15113:2005 ist, dass die dynamische Reibungskraft, bei „kleineren“ Prüfgeschwindigkeiten wie der hier verwendeten 2 mm/min, der statischen Reibungskraft entsprechen sollte.

Um den entsprechenden Einfluss der Parameter auf den Reibungskoeffizienten zu untersuchen, wurden 150 Prüfungen zwischen den Grundkörpern - Schalldämmbänder Xylofon 35, 70 und 90 und dem Gegenkörper – Brettsperrholz durchgeführt. Es erfolgten 5 Prüfungen innerhalb von jeder Prüfserie. Die in Tabelle 5.1 eingetragenen Reibungskoeffizienten, sind die charakteristischen Werte und deuten auf das 5 % Quantil hin. Dies widerspricht den in der Arbeit verglichenen mittleren Reibungskoeffizienten, aber da es sich hier um einen Vorschlag der Reibungskoeffizienten für die Baupraxis handelt, sind die charakteristischen Werte notwendig. Der Einfluss der Parameter fand, aufgrund der geringeren Prüfanzahl innerhalb der Prüfserien, zwischen den mittleren Reibungskoeffizienten der Prüfserien statt.

Es ist jedoch beim Vergleich der mittleren bzw. charakteristischen Reibungskoeffizienten klar erkennbar, dass die Normalkraft, die Holzart (Birke bzw. Fichte), die Rauigkeit (Stirn- und Flachfläche) und die Holzfeuchte der Gegenkörper keinen deutlichen Einfluss bei den drei Schalldämmbänder auf den Reibungskoeffizienten hat. Abschließend kann gesagt werden, dass die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten variierenden Schalldämmbänder einen klar ersichtlichen Einfluss auf den statischen Reibungskoeffizienten haben. Die untersuchten Reibungskoeffizienten zeigen eine Abhängigkeit von der Schalldämmhärte und nehmen mit ihr ab. Die charakteristischen Reibungskoeffizienten variieren zwischen allen Einflussparametern beim Schalldämmband Xylofon 35 zwischen 0,34 und 0,79, beim Schalldämmband Xylofon 70 zwischen 0,29 und 0,45 und beim Schalldämmband Xylofon 90 zwischen 0,25 und 0,29. Tabelle 5.1 macht es möglich, unter den bekannten Einflüssen, den dafür bestimmten charakteristischen Reibungskoeffizienten zu wählen.

Tabelle 5.1: die charakteristischen Reibungskoeffizienten

Gegenkörper	Grundkörper	Xylofon 35			Xylofon 70			Xylofon 90		
		Holzart	Fichte							
	Normalkraft [kN]	1	5	8	5	20	40	20	60	120
12 % HF	Stirnfläche	0,34	0,43	0,54	0,31	0,41	0,32	0,25	0,27	0,29
	Seitenfläche	0,36	0,59	0,58	0,33	0,45	0,38	0,25	0,26	0,26
14 % HF	Stirnfläche				0,29	0,41	0,38			
	Holzart	Birke								
12 % HF	Stirnfläche	0,56	0,61	0,79	0,35	0,38	0,31	0,26	0,25	0,26

	sehr hoch
	hoch
	mittel
	niedrig
	sehr niedrig

Als weiterführende Forschungsfrage stellt sich die Untersuchung der dynamischen Reibungskoeffizienten, den dafür nötigen Tribometer und den damit verbundenen Prüfverschiebungen. Diese waren in dieser Arbeit, um ein Maximum im dynamischen Reibungsverlauf zu bestimmen, zu klein gewählt. Aus in Rahmen dieser Arbeit beobachteten Reibungs-Weg-Diagrammen wird eine Prüfverschiebung von mindestens 50 mm vorgeschlagen. Um dies genau zu bestimmen sind weitere Untersuchungen daher notwendig und empfohlen. Als eine Möglichkeit dies zu beheben, wird eine Untersuchung unter zyklischen Verschiebungen, die aus [39] bekannt ist, vorgeschlagen.

Nach diesen Untersuchungen kann gesagt werden, dass die Berücksichtigung der statischen Reibungskräfte durchaus möglich ist. Die Reibungskraft, die aber auch von der Normalkraft abhängt, muss für jeden Reibkontakt separat bestimmt werden.

ANHANG A VERZEICHNISSE

A-1 Literaturverzeichnis

- [1] S. Jacob-Freitag, „Deutsches Architektenblatt,“ [Online]. Available: <http://dabonline.de/2016/07/31/natuerliche-module-bezahlbarer-wohnraum-sozialbau-modulbau-holz-gefluechtete/>. [Zugriff am 21.2.2018].
- [2] RothoBlaas, „<https://www.rothoblaas.de/>,“ [Online]. Available: <https://www.rothoblaas.de/produkte/schalldaemmung/schalldaemm-profilbaender/xylofon>. [Zugriff am 23.07.2017].
- [3] J. Kurzynski, Tribologie 1 (Vorlesungsskript), Aalen (Deutschland): HTW Aalen, 2009.
- [4] D. Raabe, Einfluss der Rauheit metallischer Oberflächen auf Reibung und Rückfederung, Düsseldorf (Deutschland): Max-Planck-Institut für Eisenforschung, 2004.
- [5] D. Dowson, History of Tribology, New York: Longman Verlag, 1992.
- [6] B.N.J. Persson, Sliding Friction: Physical Principles and Applications, Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 2000.
- [7] E.Meyer, Nanoscience: Friction and Rheology in the Nanometer Scale, Singapore: World Scientific Publishing Company, 1999.
- [8] V.L.Popov, Kontaktmechanik und Reibung, Berlin: Springer Verlag, 2010.
- [9] G.Flores, „Tribologie,“ HS Esslingen, [Online]. Available: <https://www.yumpu.com/de/document/view/3732364/tribologie-gerhard-flores->. [Zugriff am 15.02.2017].
- [10] A. C. Fischer-Cripps, Introduction to contact mechanics - Second edition, New York: Springer Verlag, 2007.
- [11] M. Bryant, „Lecture Notes- Friction (The University of Texas at Austin),“ [Online]. Available: <http://www.me.utexas.edu/~bryant/courses/me383s/DownloadFiles/LectureNotes/Friction.pdf> . [Zugriff am 08.05.2017].
- [12] L. E. Nielsen, Mechanical Properties of Polymers, Reinhold publishing corporation, 1967.
- [13] R. Mahnken, Lehrbuch der Technischen Mechanik-Statik, Berlin : Springer, 2012.
- [14] G.Rill, Technische Mechanik I (Vorlesungsskriptum), Regensburg,: Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg, 2010.
- [15] G. Schickhofer, Holzbau- Nachweisführungen für Konstruktionen aus Holz, Graz.: Institut für Holzbau und Holzwerktechnologie, Technische Universität Graz, 2009.

- [16] G.Schickhofer, Holzbau: Der Roh- und Werkstoff Holz (Skriptum), Graz: Institut für Holzbau und Holzwerktechnologie, Technische Universität Graz, 2006.
- [17] Z. S. Glass S.V, Wood Handbook: Wood as an Engineering Material, Madison, Wisconsin: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, 2010.
- [18] M.Seki, H.Sugimoto, T.Miki, K.Kanayama und Y.Furuta, Journal of Wood Science, Springer Japan, 2013.
- [19] T. B. T. M. G.Schickhofer, BSPhandbuch: Holz-Massivbauweise in Brettsperrholz, Graz: Institut für Holzbau und Holzwerktechnologie, Technische Universität Graz, 2010.
- [20] Y.Murase, „Friction of Wood Sliding on Various Materials,“ Laboratory of Wood Technology, Faculty of Agriculture, Kyushu University, Fukuoka, 1983.
- [21] D.Atask und D.Tabor, „The friction of wood,“ [Online]. Available: <http://rspa.royalsocietypublishing.org/content/246/1247/539>. [Zugriff am 11 01 2017].
- [22] J.R.Aira, F.Arriaga, G.Íñiguez-González und J.Crespo, „Static and kinetic friction coefficients of Scots pine (*Pinus sylvestris* L.), parallel and perpendicular to grain direction,“ [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.3989/mc.2014.03913>. [Zugriff am 11 06 2017].
- [23] T. Finke, Technische Mechanik II (Vorlesungsunterlage), Frankfurt: Hessische BA, 2012.
- [24] A. Bertram, Formelsammlung Technische Mechanik I-IV, Magdeburg: Institut für Mechanik, Lehrstuhl für Festigkeitslehre, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008.
- [25] R. Krapfenbauer und T. Krapfenbauer, Bautabellen, Wien: Jugend & Volk, 2004.
- [26] M. H. Kessel, Bauteile aus Holz und ihre Verbindungen (Vorlesungsskriptum), Braunschweig: Institut für Baukonstruktion und Holzbau, Technische Universität Braunschweig, 2014/15.
- [27] D. Stošić, Holz als Roh- und Werkstoff: Untersuchungen über den statischen Reibungskoeffizienten des Holzes, Berlin: Springer, 1959.
- [28] UNE-EN 1995-2: Proyecto de estructuras de madera, Parte 2: Puentes, 2010.
- [29] E.Gaber, Holz als Roh- und Werkstoff, -: Springer, 1940.
- [30] P.Maydl, Baustofflehre VA (Vorlesungsskriptum), Graz: Technische Universität Graz, 2007.
- [31] H.-J. Bargel, Werkstoffkunde, Berlin: Springer, 2012.
- [32] W.E.Meyer und H.W.Kummer, Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn (Zeitschrift), ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 66, 1964.
- [33] M.S.Khan, Friction, wear and mechanical properties of electron beam modified PTFE-based rubber compounds (Dissertation), Dresden: Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, 2008.

[34] R.Steiger, E.Gehri und H.Arm, Einspannvorrichtung für Zugversuche an Holzproben grösseren Querschnitts, Zürich: Institut für Baustatik und Konstruktion, ETH Zürich, 1994.

[35] S.Eyrich-Halbig, Ermittlung von Reibungskoeffizienten verschiedener Materialkombinationen in der Lagerfuge von aussteifenden Wänden im Holzbau (Bachelorarbeit), Würzburg: Hochschule für angewandete Wissenschaften Würzburg-Schweinfurt, 2012.

[36] K. R.Koubek, Friction of wood on steel (Master’s Thesis), Växjö (Sweden): Linnaeus University (Faculty of Technology), 2014.

[37] *ONORM EN 14358: Holzbauwerke- Berechnung und Kontrolle charakteristischer Werte*, Wien: Österreichisches Normungsinstitut, 2016.

[38] D. Q. Liu, Wahrscheinlichkeitstheorie und Statistik für Bauingenieur (Vorlesungsskriptum), Graz: Technische Universität Graz, 2015.

[39] E. Gustafsson, Investigation of friction between plastic parts, Master’s Thesis, Göteborg, Sweden: Chalmers University of Technology , 2013.

A-2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Schubknaagge [2] (überarbeitet).....	1
Abbildung 1.2: Reibung zwischen Brettsperrholz und Schalldämmband Xylofon [2] (überarbeitet)	2
Abbildung 2.1: Tribosystem [3]	4
Abbildung 2.2: Reibungstypen [4]	5
Abbildung 2.3: Leonardo da Vinci (1452 - 1519) – Skizzen aus dem Codex Atlanticus und Codex Arundel. [5] (überarbeitet)	6
Abbildung 2.4: Amontonsches (1663 - 1705) Tribometer zur Bestimmung der Reibungskraft zwischen den Reibungskörpern AA und BB. [7] (überarbeitet)	6
Abbildung 2.5 : Coulombsche Vorstellung über Reibung [7] (überarbeitet)	7
Abbildung 2.6: die auf einen Körper einwirkenden Kräfte [8] (überarbeitet).....	7
Abbildung 2.7: auf einen Körper einwirkende Kräfte bei statischer Reibung [9] (überarbeitet)	8
Abbildung 2.8: auf einen Körper einwirkende Kräfte bei dynamischer Reibung [9] (überarbeitet).....	8
Abbildung 2.9: die Verzahnung von Unebenheiten nach Euler [7] (überarbeitet).....	8
Abbildung 2.10: die einwirkenden Kräfte auf einer im Winkel α geneigten Ebene [7] (überarbeitet) ...	9
Abbildung 2.11: Kontakt zwischen einer Kugel und einer Ebene [7] (überarbeitet)	10
Abbildung 2.12: reale Kontaktfläche A_R und geometrische Kontaktfläche A_G [7] (überarbeitet)	11
Abbildung 2.13: reale Kontaktfläche A_R bei Normalkraft F_N [8] (überarbeitet).....	12
Abbildung 2.14: Deformationseffekt im Vergleich zur Adhäsion (Adhäsionseffekt links und Deformationseffekt rechts) [11] (überarbeitet).....	13
Abbildung 2.15: Pflugeffekt [11] (überarbeitet)	13
Abbildung 2.16: typischer Reibungsverlauf [13] (überarbeitet)	14

Abbildung 2.17: links: der nicht-idealisierte Reibungsverlauf; rechts: die Coulombsche Linearisierung [14]	14
Abbildung 2.18: schematische Darstellung des „Stick-Slip“-Reibungsverlaufs [7] (überarbeitet).....	15
Abbildung 2.19: bearbeitete Holzoberfläche [18]	17
Abbildung 2.20: BSP-Oberflächenbeschaffenheit [19] (überarbeitet)	17
Abbildung 2.21: statische Reibungskraft in Abhängigkeit der Zeit (Reibungspaar: Holz / Holz) [8] (überarbeitet)	19
Abbildung 2.22: der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Verschiebung (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet)	19
Abbildung 2.23: der statische und dynamische Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Normalkraft, 1 kgf = 9,8 N (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet).....	19
Abbildung 2.24: Abhängigkeit des statischen Reibungskoeffizienten von Pressdruck p (Reibungspaar: Holz / Holz) [27] (überarbeitet).....	20
Abbildung 2.25: der statische und dynamische Reibungskoeffizient zwischen Hemlock/Hemlock und Hemlock/Isunoki in Abhängigkeit der Holzfeuchte (Reibungspaar: Holz / Holz) [20] (überarbeitet) .	21
Abbildung 2.26: holzanatomische Hauptschnittrichtungen [16]	22
Abbildung 2.27: Abhängigkeit der Reibungskoeffizienten vom Faserwinkel (Polardiagramm; Reibungspaar: Holz / Holz) [29] (überarbeitet).....	23
Abbildung 2.28: dynamische Reibungskoeffizienten zwischen Holz und anderen Materialien (Reibungspaar: Holz / verschiedene Materialien) [20].....	24
Abbildung 2.29 : weitmaschige Vernetzung [31].....	26
Abbildung 2.30: Kriechen [31] (überarbeitet).....	27
Abbildung 2.31: Relaxation [31] (überarbeitet)	28
Abbildung 2.32: rheologisches Modell für Gummi [8] (überarbeitet)	28
Abbildung 2.33: Hysteresekomponente Gummi [32] (überarbeitet).....	29
Abbildung 2.34: Reibungskomponenten bei Gummi [32] (überarbeitet).....	29
Abbildung 2.35: ein elastisches Medium in Kontakt mit einer starren Oberfläche [8] (überarbeitet) ..	30
Abbildung 2.36: Kontaktkonfiguration [8] (überarbeitet).....	31
Abbildung 2.37: Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten zwischen Stahl und Teflon von der Normalkraft [8] (überarbeitet).....	32
Abbildung 2.38: Reibungskoeffizient in der Abhängigkeit von der Reibungsgeschwindigkeit und Temperatur (Reibungspaar: Nitrilkautschuk / Glas) [33] (überarbeitet)	32
Abbildung 2.39: Schubspannung in Abhängigkeit von der Oberfläche und von der Gleitgeschwindigkeit [33] (überarbeitet).....	33
Abbildung 2.40: Reibungsverlauf zwischen Elastomer und Fichte. [34] (überarbeitet)	33
Abbildung 2.41: Reibungsverhalten zwischen Elastomer und Fichte [34]	34
Abbildung 3.1: Tribometer nach [35] (Reibungspaar Holz / verschiedene Materialien)	36
Abbildung 3.2: Tribometer nach [22] (Reibungspaar Holz / Holz).....	37
Abbildung 3.3: Tribometer nach [34] (links) und nach [18] (rechts) (Reibungspaar Holz / Holz).....	37
Abbildung 3.4: Entwurf 1 (links) und Entwurf 2 (rechts)	38
Abbildung 3.5: Prüfkonfiguration - Vorversuch	39
Abbildung 3.6: hydraulische Presse	40

Abbildung 3.7: BSP-Prüfkörper - Birke	40
Abbildung 3.8: BSP-Prüfkörper – Fichte	40
Abbildung 3.9: Zuschnitt der Schalldämmbänder [2]	41
Abbildung 3.10: technische Daten der Schalldämmbänder - Xylofon [2]	42
Abbildung 3.11: Prüfgestell	42
Abbildung 3.12: anwendbarer Druck – Schalldämmband Xylofon [2].....	43
Abbildung 3.13: Prüfkörperbezeichnung	43
Abbildung 3.14: Vorversuchsaufbau – Kontrollvorversuch.....	46
Abbildung 3.15: Weg-Zeit-Diagramm (Kontrollvorversuch)	47
Abbildung 3.16: Kraft-Zeit-Diagramm (Kontrollvorversuch)	47
Abbildung 3.17: Anordnung der Klammern	48
Abbildung 3.18: Versagen der Klammern (V070FM12S8)	48
Abbildung 3.19: Aluminiumgitter.....	49
Abbildung 3.20: Gleiten der Schalldämmbänder (V070FM12S9; V035FM12S11).....	49
Abbildung 3.21: Versagen des Verbundes bei unbehandelter Schalldämmband-Oberfläche (V090FN12S4; V070FN12S5; V035FM12S6).....	49
Abbildung 3.22: Versagen des Verbundes zwischen Kleber und Schalldämmbänder.....	50
Abbildung 3.23: Festhaltung der Schalldämmbänder (V035FH12S12; V070FH12S13; V090FM12S14)	50
Abbildung 3.24: Befestigung der Schalldämmbänder (Grundkörper)	51
Abbildung 3.25: Prüfkfiguration links und die Beilagscheiben, die Kraftmessringe und die Tellerfedern im Detail rechts.....	52
Abbildung 3.26: links: Ansicht Ost-West, rechts: Ansicht Nord-Süd.....	53
Abbildung 3.27: Prüfprozess	54
Abbildung 4.1: typische Reibungsverläufe	57
Abbildung 4.2: mathematisches Verfahren zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten.....	58
Abbildung 4.3: schematische Darstellung des Reibungsverlaufes nach ISO 15113:2005	59
Abbildung 4.4: Flussdiagramm	59
Abbildung 4.5: Boxplot.....	60
Abbildung 4.6: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibungspartner Schalldämmband Xylofon 70 und BSP mit 12 % bzw. 14 % Holzfeuchte.....	62
Abbildung 4.7: die Seitenfläche (links) und die Stirnfläche (rechts)	62
Abbildung 4.8: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen Seiten- und Stirnfläche	63
Abbildung 4.9: links: Materialabbau bei der Prüfung V70FH12F, rechts: die 200-fache digitale Vergrößerung.....	63
Abbildung 4.10: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers	64
Abbildung 4.11: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers	64

Abbildung 4.12: Vergleich der Reibungskoeffizienten, der Reibpartner Schalldämmband Xylofon 90 und Seitenfläche bzw. Stirnfläche des Gegenkörpers	65
Abbildung 4.13: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen Holzart Birke und Fichte	65
Abbildung 4.14: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke.....	66
Abbildung 4.15: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke.....	67
Abbildung 4.16: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 90 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke.....	67
Abbildung 4.17: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 35 bzw. 70 und den Gegenkörper aus Fichte bzw. Birke.....	68
Abbildung 4.18: Vergleich der Reibungskoeffizienten, Reibpartner Schalldämmband Xylofon 70 bzw. 90 und den Gegenkörper aus der Fichte bzw. Birke.....	69
Abbildung 4.19: Vergleich zwischen ISO 15113:2005 und Methode zur Bestimmung des maximalen statischen Reibungskoeffizienten	70

A-3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: historische Entwicklung der Kontaktmechanik [5]	5
Tabelle 2.2: die Nutzungsklassen [15] [16].....	16
Tabelle 2.3: statische und dynamische Reibungskoeffizienten für die Materialpaarung Holz / Holz... 18	
Tabelle 2.4: dynamischer Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Holzfeuchte (Reibungspaar: Holz / Holz) [17]	20
Tabelle 2.5: statische Reibungskoeffizient und Holzfeuchte [28].....	21
Tabelle 2.6: Reibungskoeffizienten im Querschnitt (Reibungsrichtung: normal zu Jahrringen) zwischen Kiefer und Kiefer (Pinus sylvestris L.) (Reibungspaar: Holz / Holz) [22].....	22
Tabelle 2.7: Reibungskoeffizienten im Radialschnitt (Reibungsrichtung: parallel zur Holzfaserrichtung) zwischen Kiefer und Kiefer (Pinus sylvestris L.) (Reibungspaar: Holz / Holz) [22].....	22
Tabelle 2.8: statische Reibungskoeffizienten bei rauen und glatten Holzoberflächen (Reibungspaar: Holz / Holz) [29]	23
Tabelle 2.9: statische Reibungskoeffizient zwischen verschiedenen Holzpaarungen (Reibungspaar: Holz / Holz) [27]	23
Tabelle 2.10: Kunststoffeigenschaften [30] [31].....	25
Tabelle 2.11: typische Kunststoffe [30] [31].....	26
Tabelle 3.1: Holzfeuchte der Prüfkörper	41
Tabelle 3.2: Rohdichte der Prüfkörper	41
Tabelle 3.3: Vorversuchsplan.....	44
Tabelle 3.4: Prüfserie für die Fichte	44
Tabelle 3.5: Prüfserie für die Birke	45
Tabelle 4.1: Vergleich der Reibungskoeffizienten zwischen der Reibpartnern Schalldämmband Xylofon 70 und BSP und der Reibpartnern Holz und Holz	62

Tabelle 4.2: Standardabweichung der Reibungskoeffizienten (materialabhängig)	66
Tabelle 5.1: die charakteristischen Reibungskoeffizienten	73

ANHANG B ROHDICHTEN UND HOLZFEUCHTEN

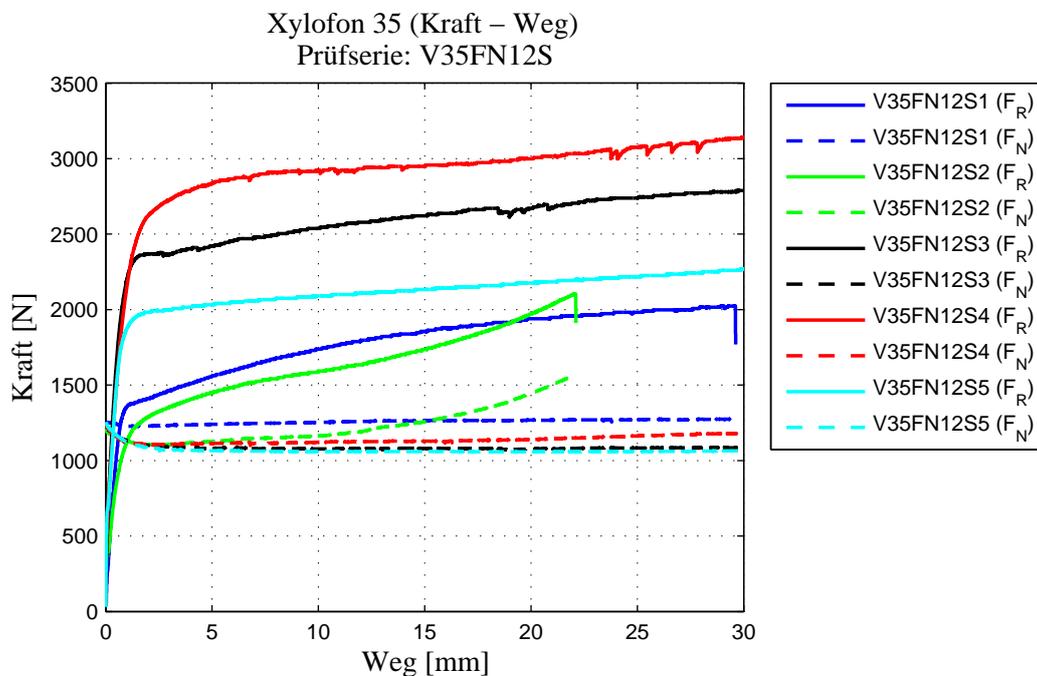
lfd.Nr	Probekörper	Datum Eingang	Masse Eingang	Länge Eingang	Länge Eingang	Breite Eingang	Breite Eingang	Dicke Eingang	Dicke Eingang	Datum Ausgang	Masse Ausgang	Holzfeuchte	Rohdichte feucht
[-]	[-]	[-]	[g]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[g]	[%]	[kg/m ³]
1	V35FM12F	30.11.2017	132,24	100,72	100,78	100,67	100,61	27,51	27,54	04.12.2017	118,38	11,7%	473,83
2	V70FH12S	30.11.2017	137,30	100,69	100,93	100,66	100,55	29,07	28,92	04.12.2017	122,68	11,9%	466,90
3	V70FM12S	30.11.2017	128,78	101,33	101,40	100,64	100,94	28,32	28,92	04.12.2017	114,84	12,1%	440,43
4	V90FN12S	30.11.2017	126,88	101,41	101,14	100,83	100,82	28,89	29,01	04.12.2017	113,18	12,1%	429,21
5	V35FM12S	30.11.2017	136,40	101,11	100,92	100,82	100,81	28,25	28,31	04.12.2017	120,60	13,1%	473,61
6	V90FM12S	30.11.2017	137,26	100,81	100,88	100,73	100,81	28,81	28,94	04.12.2017	122,23	12,3%	467,77
7	V90FM12F	30.11.2017	132,93	100,80	100,67	100,96	100,92	26,92	26,90	04.12.2017	118,47	12,2%	485,81
8	V90FN12F	30.11.2017	128,73	101,67	101,60	100,91	100,59	28,00	28,18	04.12.2017	114,59	12,3%	447,55
9	V70FN14S	30.11.2017	154,51	101,70	101,55	100,53	100,56	28,15	28,20	04.12.2017	135,53	14,0%	536,70
10	V70FM14S	30.11.2017	134,11	101,43	101,58	100,99	100,90	27,97	28,00	04.12.2017	117,34	14,3%	467,70
11	V70FH14S	30.11.2017	145,71	102,00	101,98	100,86	100,69	27,02	26,92	04.12.2017	127,51	14,3%	525,65
12	V70FN12F	30.11.2017	133,50	101,24	101,18	100,96	100,84	27,69	27,65	04.12.2017	118,79	12,4%	472,45
13	V35FH12F	30.11.2017	127,79	100,87	100,80	100,70	100,75	27,47	27,25	04.12.2017	114,32	11,8%	459,87
14	V90FH12F	30.11.2017	133,78	100,08	100,61	100,70	100,72	27,14	27,19	04.12.2017	119,29	12,1%	487,32
15	V70FH12F	30.11.2017	131,46	100,97	100,91	100,73	100,80	27,87	27,71	04.12.2017	117,53	11,9%	465,08
16	V90FH12S	30.11.2017	125,00	100,61	100,78	100,83	100,70	26,79	27,04	04.12.2017	111,39	12,2%	457,72
17	V35FN12F	30.11.2017	130,61	101,29	101,18	100,65	100,72	27,94	28,00	04.12.2017	116,47	12,1%	458,13
18	V35FH12S	30.11.2017	137,14	100,64	100,65	100,73	100,64	27,90	27,88	04.12.2017	122,26	12,2%	485,24
19	V70FN12S	30.11.2017	135,57	100,75	100,75	100,52	100,41	28,51	28,63	04.12.2017	120,87	12,2%	468,81
20	V70FM12F	30.11.2017	139,57	100,81	100,90	100,85	100,84	28,17	28,24	04.12.2017	124,59	12,0%	486,54
21	V35FN12S	30.11.2017	136,10	100,79	100,75	100,79	100,78	28,18	28,19	04.12.2017	121,27	12,2%	475,46
22	V35BN12S	30.11.2017	185,83	101,33	101,30	100,63	100,62	28,45	28,48	04.12.2017	167,55	10,9%	640,36

23	V70BH12S	30.11.2017	178,40	101,44	101,53	100,57	100,56	28,03	28,26	04.12.2017	160,76	11,0%	621,08
24	V35BH12S	30.11.2017	172,07	101,23	101,36	100,61	100,52	28,85	28,47	04.12.2017	155,36	10,8%	589,38
25	V90BN12S	30.11.2017	169,30	101,44	101,42	100,18	100,25	28,13	28,01	04.12.2017	152,50	11,0%	593,36
26	V90BM12S	30.11.2017	175,47	101,14	101,33	100,28	100,19	27,74	27,69	04.12.2017	158,60	10,6%	623,93
27	V70BM12S	30.11.2017	170,44	101,28	101,42	100,26	100,45	28,64	28,76	04.12.2017	153,77	10,8%	583,88
28	V70BN12S	30.11.2017	163,76	101,15	101,35	100,35	100,41	28,02	28,26	04.12.2017	147,96	10,7%	572,59
29	V90BH21S	30.11.2017	157,95	101,34	101,30	99,96	99,86	27,73	27,83	04.12.2017	142,11	11,1%	561,67
30	V35BM12S	30.11.2017	172,38	101,38	101,36	101,09	100,12	28,22	28,33	04.12.2017	155,18	11,1%	597,80

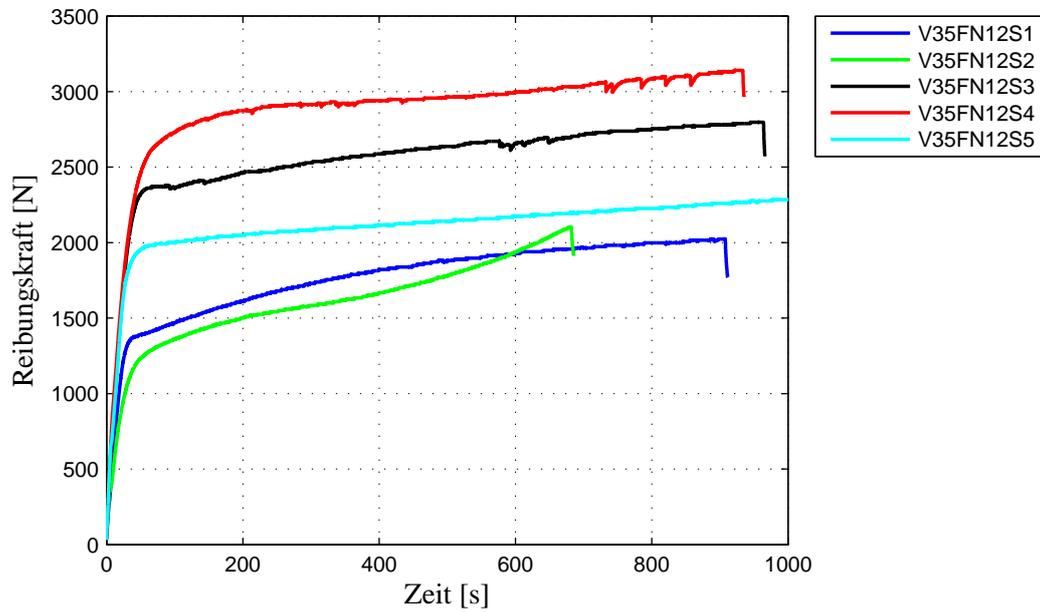
ANHANG C ERGEBNISSE ALLER PRÜFSERIEN

C-1 Prüfsrie V35FN12S

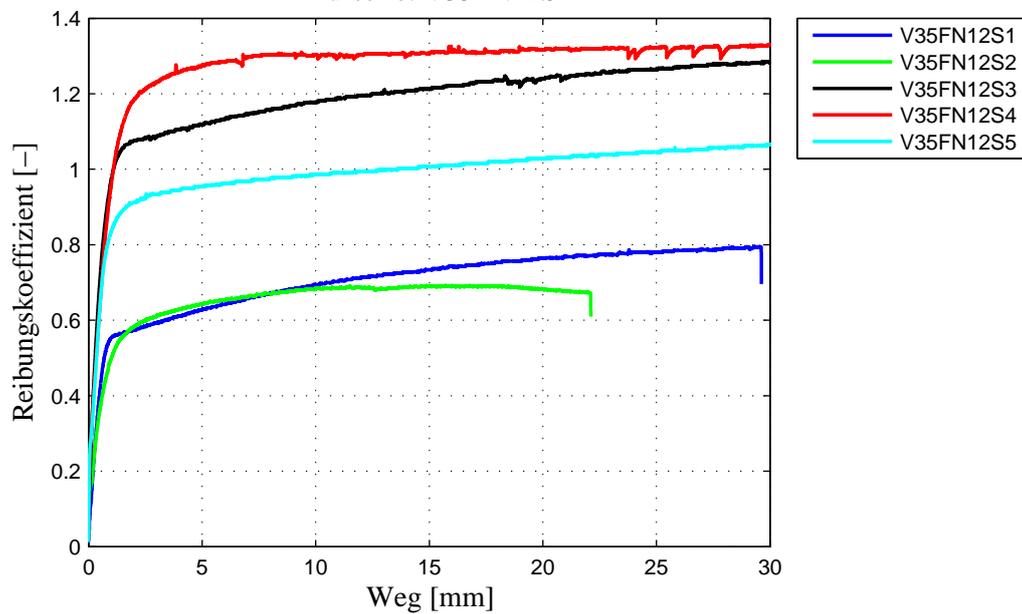
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35FN12S1	1369,20	0,56	1939,68	1559,13	1784,00	0,71
V35FN12S2	1273,40	0,58	1970,75	1449,44	1675,90	0,68
V35FN12S3	2361,00	1,06	2673,33	2418,68	2573,25	1,19
V35FN12S4	2662,70	1,20	2999,70	2839,65	2933,27	1,30
V35FN12S5	1973,60	0,90	2175,94	2032,12	2109,57	0,99
Min	1273,40	0,56	30,46	2104,30	1602,10	0,65
Max	2662,70	1,20	73,96	3141,70	2883,50	1,27
Mittelwert	1927,98	0,86	43,09	2488,18	2184,92	0,96
Median	1973,60	0,90	38,26	2293,10	2111,30	0,99
Standardabw.	606,24	0,29	17,70	462,48	534,84	0,28
CoV	0,31	0,34	0,41	0,19	0,24	0,29
charakteristischer Wert	828,37	0,34	1441,14	989,23	1207,00	0,46



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35FN12S



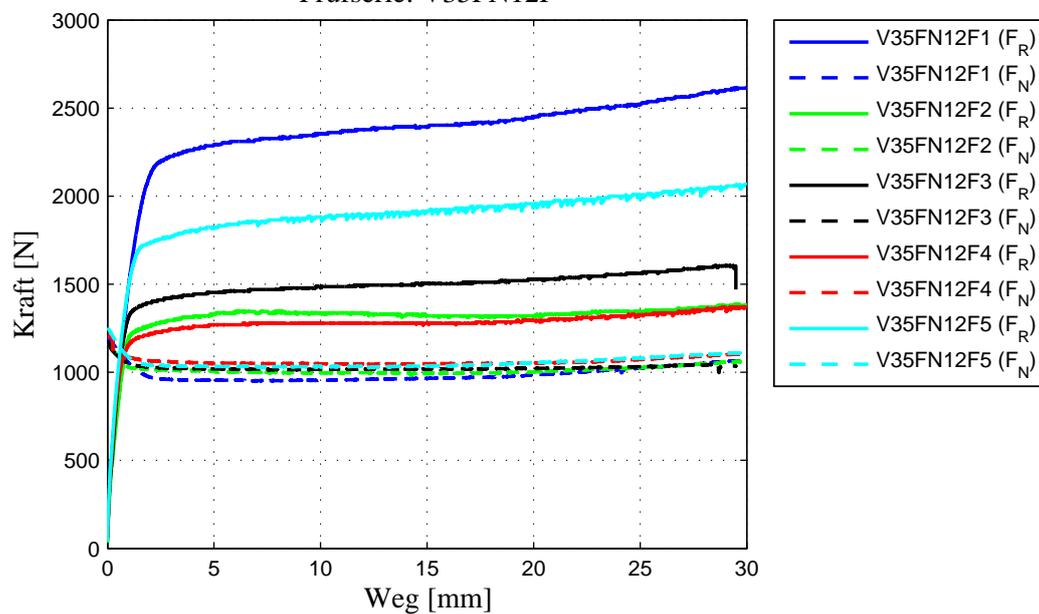
Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35FN12S



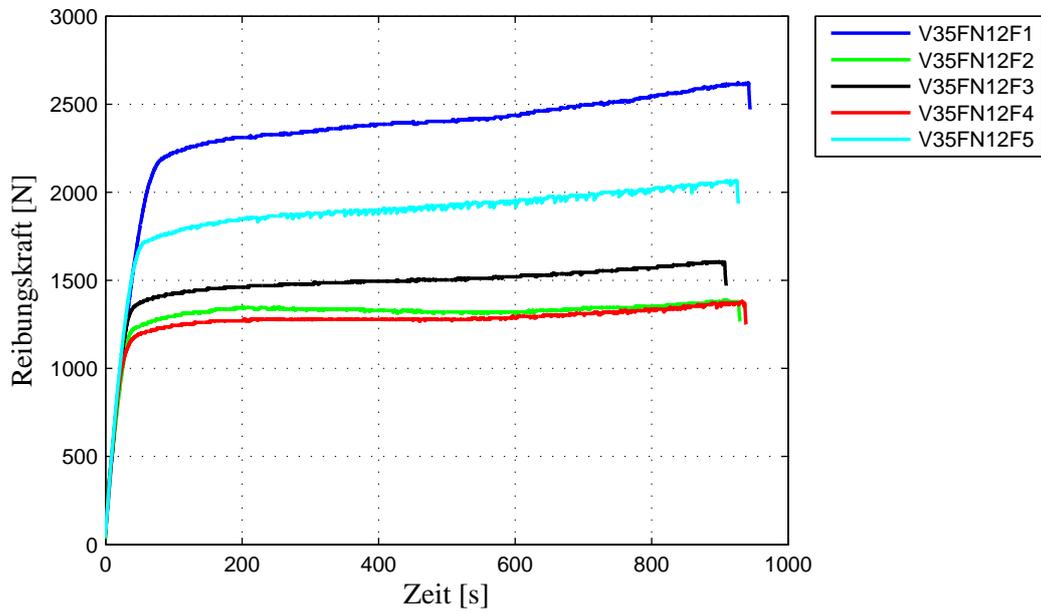
C-2 Prüfsreihe V35FN12F

Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35FN12F1	2192,88	1,14	2453,49	2293,47	2373,53	1,23
V35FN12F2	1227,94	0,60	1345,83	1310,75	1329,63	0,67
V35FN12F3	1369,14	0,66	1528,80	1452,53	1491,19	0,73
V35FN12F4	1185,02	0,55	1294,79	1268,25	1278,47	0,61
V35FN12F5	1714,38	0,82	1957,58	1816,06	1894,64	0,91
Min	1185,02	0,55	1294,79	1268,25	1278,47	0,61
Max	2192,88	1,14	2453,49	2293,47	2373,53	1,23
Mittelwert	1537,87	0,75	1716,10	1628,21	1673,49	0,83
Median	1369,14	0,66	1528,80	1452,53	1491,19	0,73
Standardabw.	421,08	0,24	487,79	429,85	460,02	0,25
CoV	0,27	0,32	0,28	0,26	0,27	0,30
charakteristischer Wert	793,25	0,36	856,24	859,48	856,34	0,40

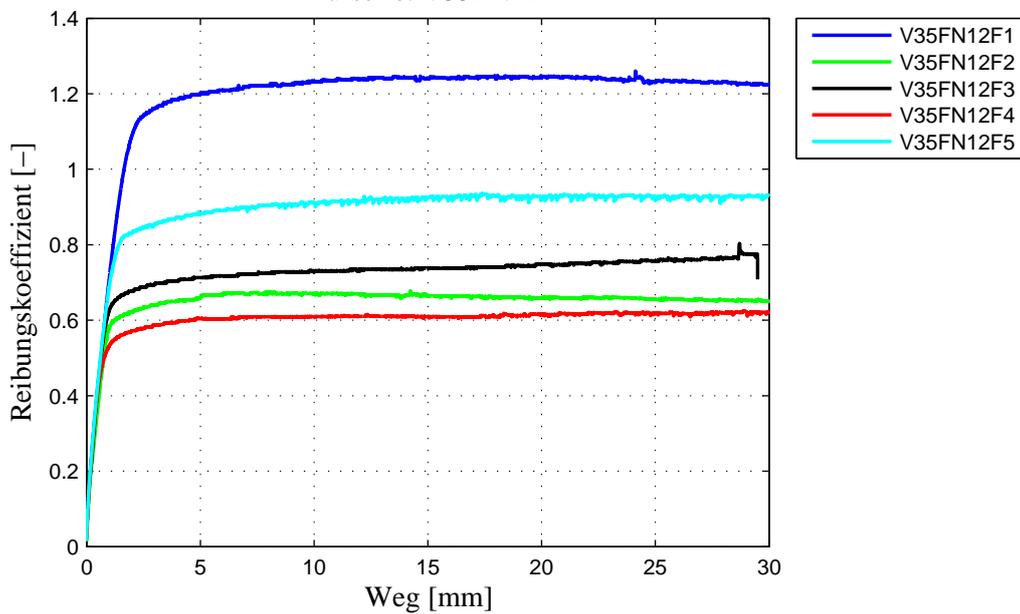
Xylofon 35 (Kraft – Weg)
Prüfsreihe: V35FN12F



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35FN12F

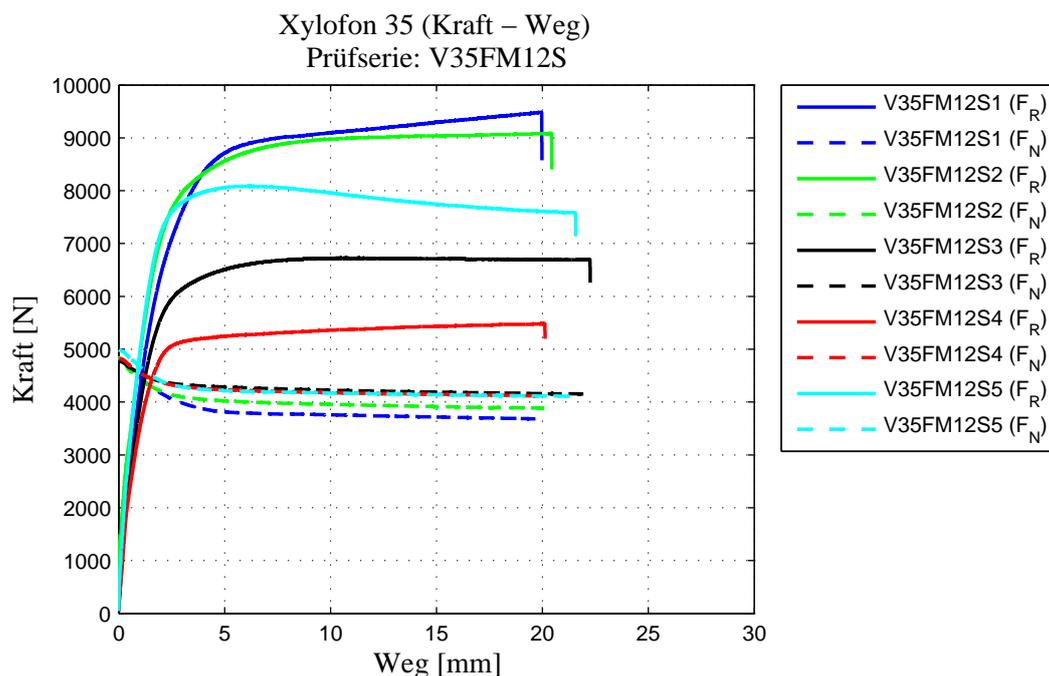


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35FN12F

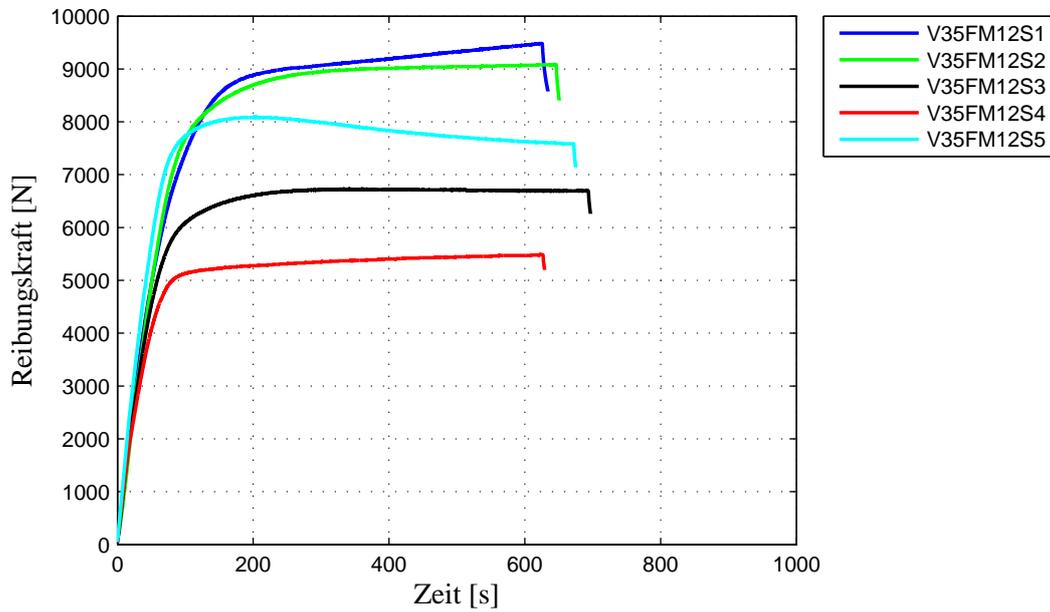


C-3 Prüfsreihe V35FM12S

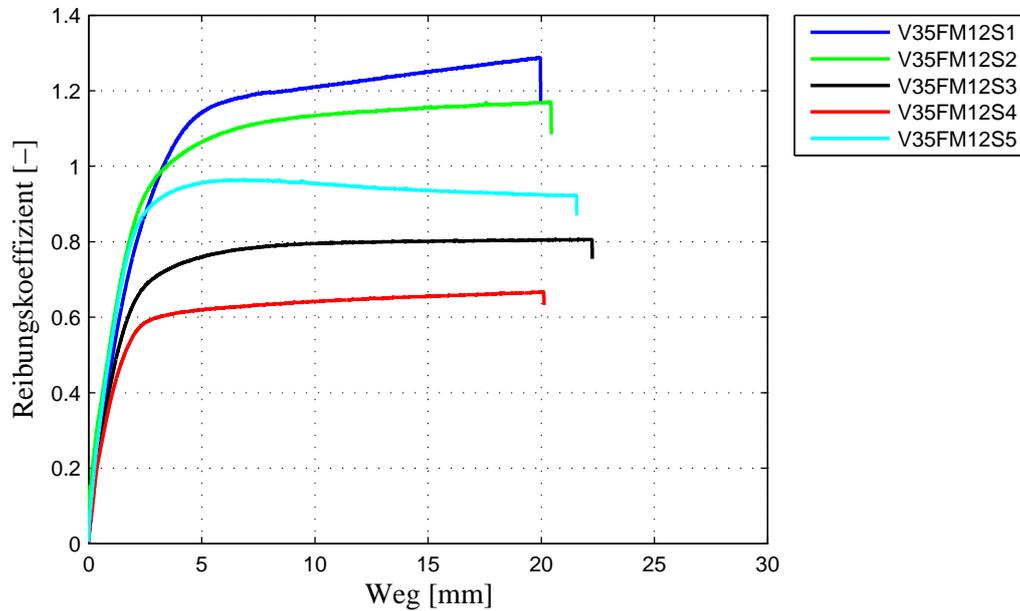
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35FM12S1	8657,02	1,13	9413,08	8713,74	9140,34	1,22
V35FM12S2	8213,54	1,01	9078,72	8557,33	8968,19	1,14
V35FM12S3	6055,40	0,70	6727,29	6508,49	6691,81	0,79
V35FM12S4	5025,52	0,58	5487,59	5242,89	5386,92	0,65
V35FM12S5	7759,17	0,90	8087,34	7608,45	7852,22	0,94
Min	5025,52	0,58	5487,59	5242,89	5386,92	0,65
Max	8657,02	1,13	9480,22	8576,85	9175,30	1,23
Mittelwert	7142,13	0,86	7772,23	7298,80	7614,89	0,95
Median	7759,17	0,90	8087,34	7608,45	7852,22	0,94
Standardabw.	1539,85	0,23	1660,94	1428,68	1592,06	0,24
CoV	0,22	0,26	0,21	0,20	0,21	0,25
charakteristischer Wert	3971,71	0,43	4364,91	4295,47	4327,61	0,49



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35FM12S

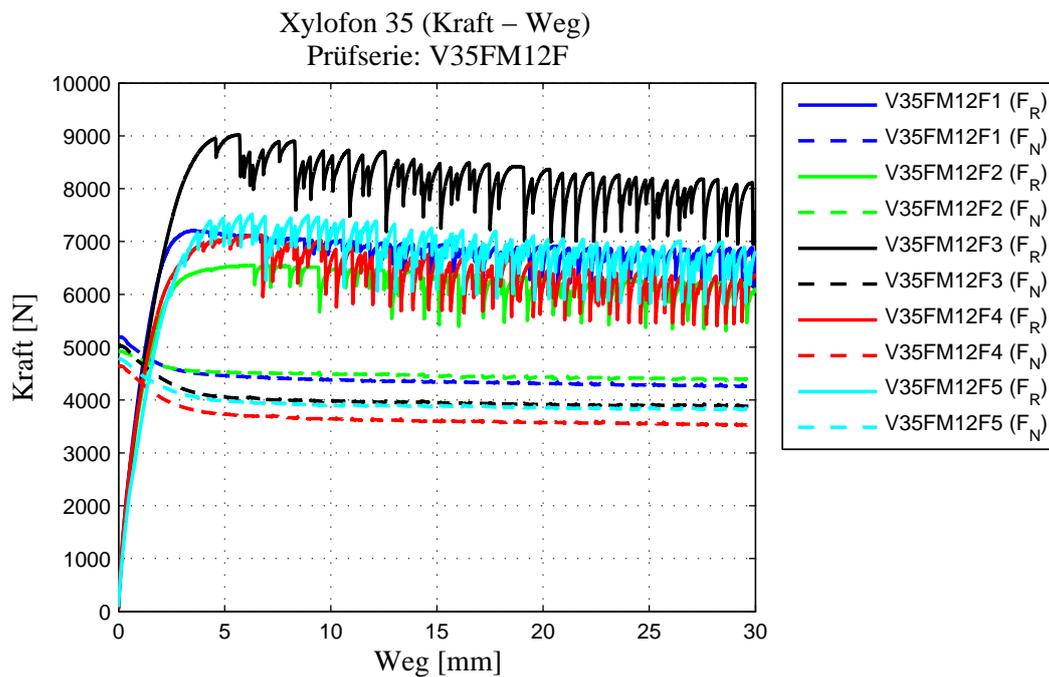


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35FM12S

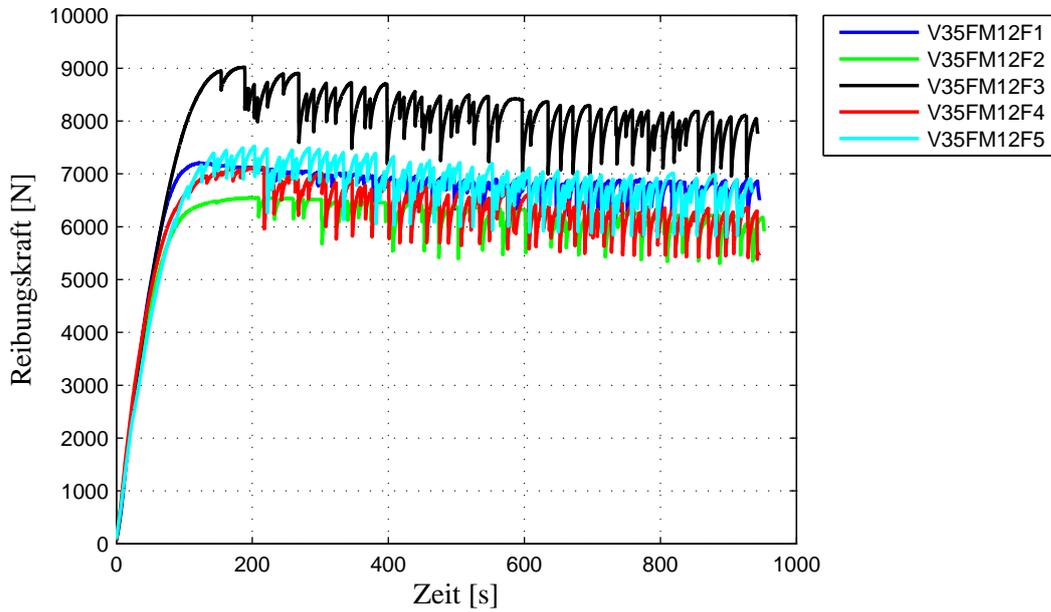


C-4 Prüfsreihe V35FM12F

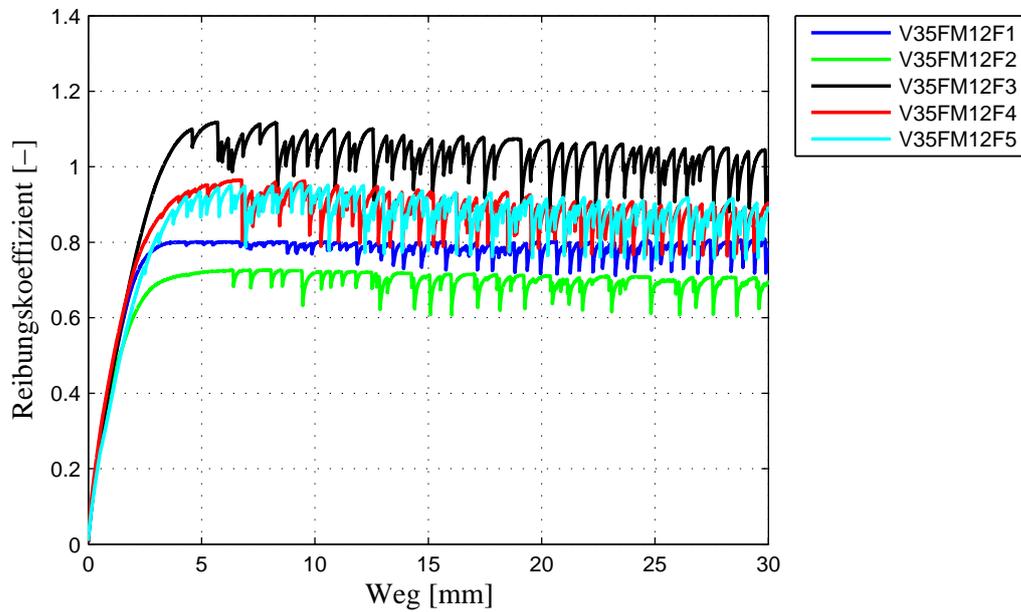
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35FM12F1	7205,25	0,80	7143,13	6212,05	6887,43	0,79
V35FM12F2	6482,77	0,71	6550,69	5393,37	6332,34	0,71
V35FM12F3	8952,45	1,10	9019,42	7012,84	8348,33	1,05
V35FM12F4	6962,22	0,92	7122,02	5574,95	6564,44	0,90
V35FM12F5	7163,39	0,88	7517,49	5893,80	7011,03	0,90
Min	6482,77	0,71	6550,69	5393,37	6332,34	0,71
Max	8952,45	1,10	9019,42	7012,84	8348,33	1,05
Mittelwert	7353,21	0,88	7470,55	6017,40	7028,71	0,87
Median	7163,39	0,88	7143,13	5893,80	6887,43	0,90
Standardabw.	938,89	0,14	932,20	638,21	784,56	0,13
CoV	0,13	0,16	0,12	0,11	0,11	0,15
charakteristischer Wert	5428,05	0,59	5538,06	4647,97	5381,89	0,60



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35FM12F

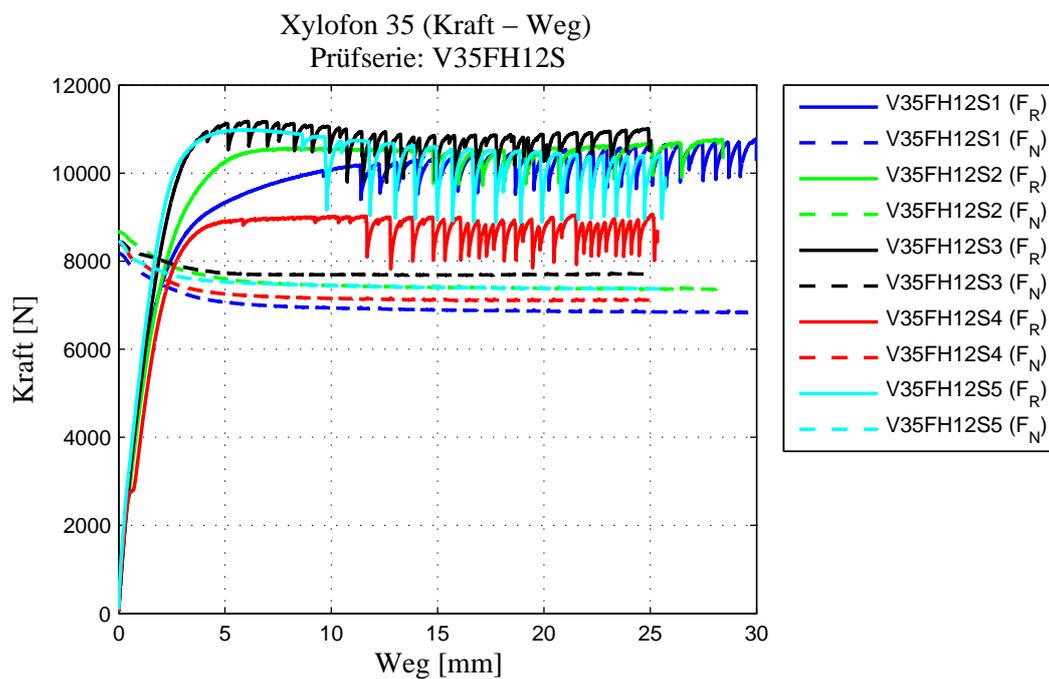


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35FM12F

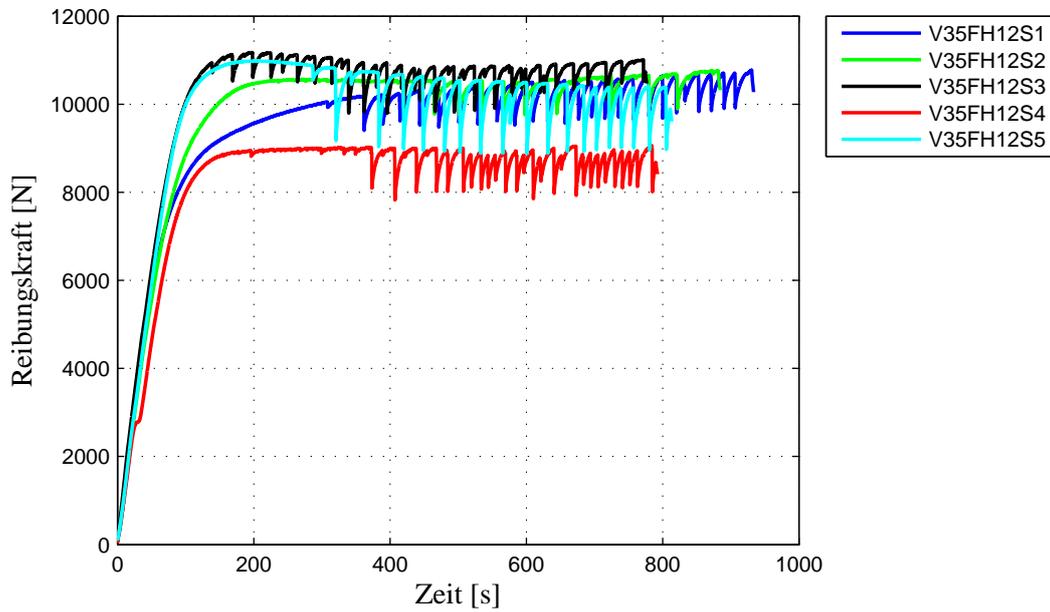


C-5 Prüfsreihe V35FH12S

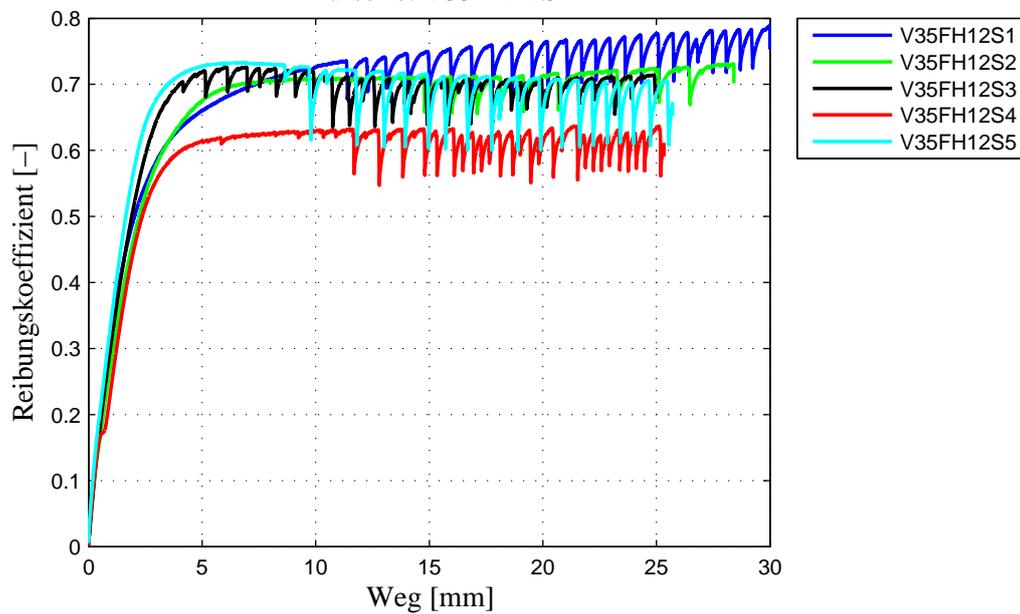
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35FH12S1	8783,96	0,61	10497,05	9329,30	10021,93	0,72
V35FH12S2	10545,49	0,70	10563,93	9722,69	10454,68	0,70
V35FH12S3	10942,01	0,70	11176,54	9791,33	10768,85	0,70
V35FH12S4	8910,33	0,61	9019,40	7822,13	8820,05	0,62
V35FH12S5	10976,36	0,73	10984,49	8885,75	10483,21	0,71
Min	8783,96	0,61	9019,40	7822,13	8820,05	0,62
Max	10976,36	0,73	11176,54	9791,33	10768,85	0,72
Mittelwert	10031,63	0,67	10448,28	9110,24	10109,75	0,69
Median	10545,49	0,70	10563,93	9329,30	10454,68	0,70
Standardabw.	1095,37	0,06	847,84	805,70	768,75	0,04
CoV	0,11	0,08	0,08	0,09	0,08	0,06
charakteristischer Wert	7588,23	0,54	8457,01	7242,47	8299,40	0,59



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35FH12S



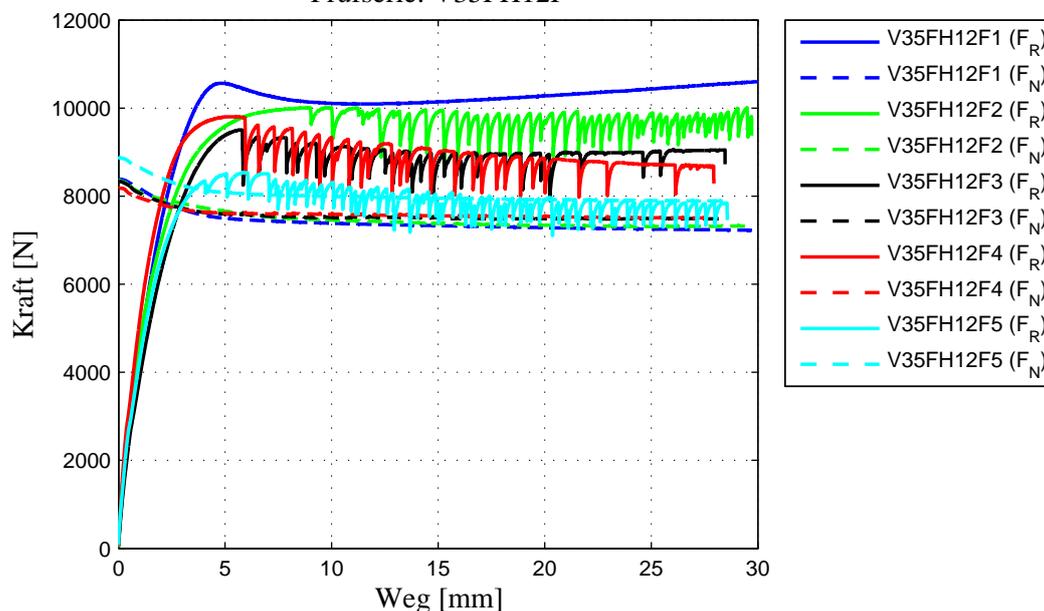
Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35FH12S

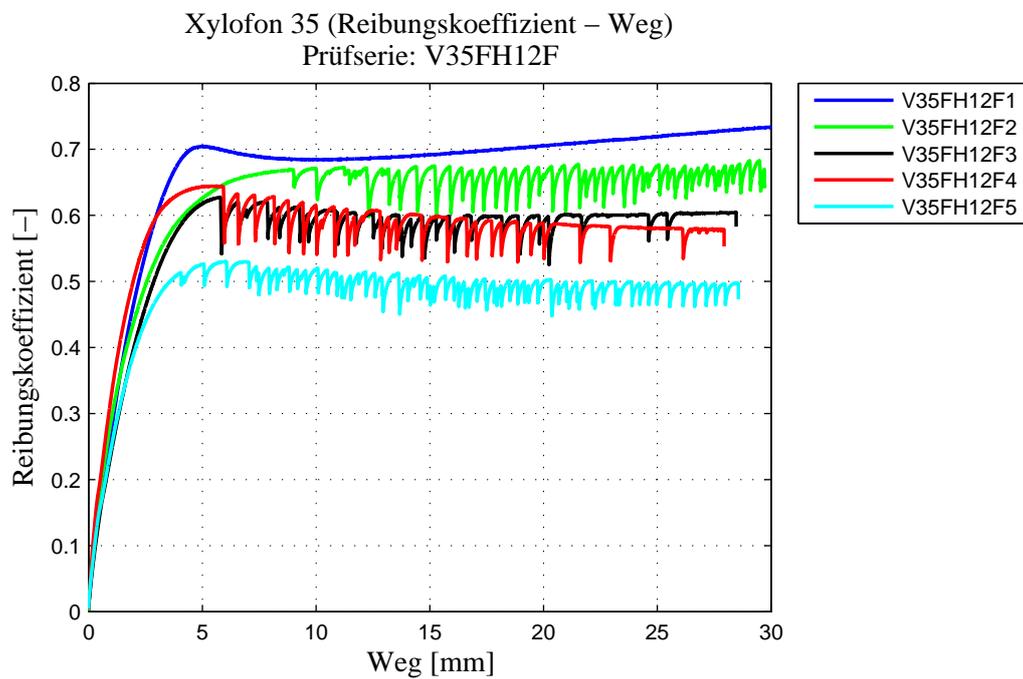
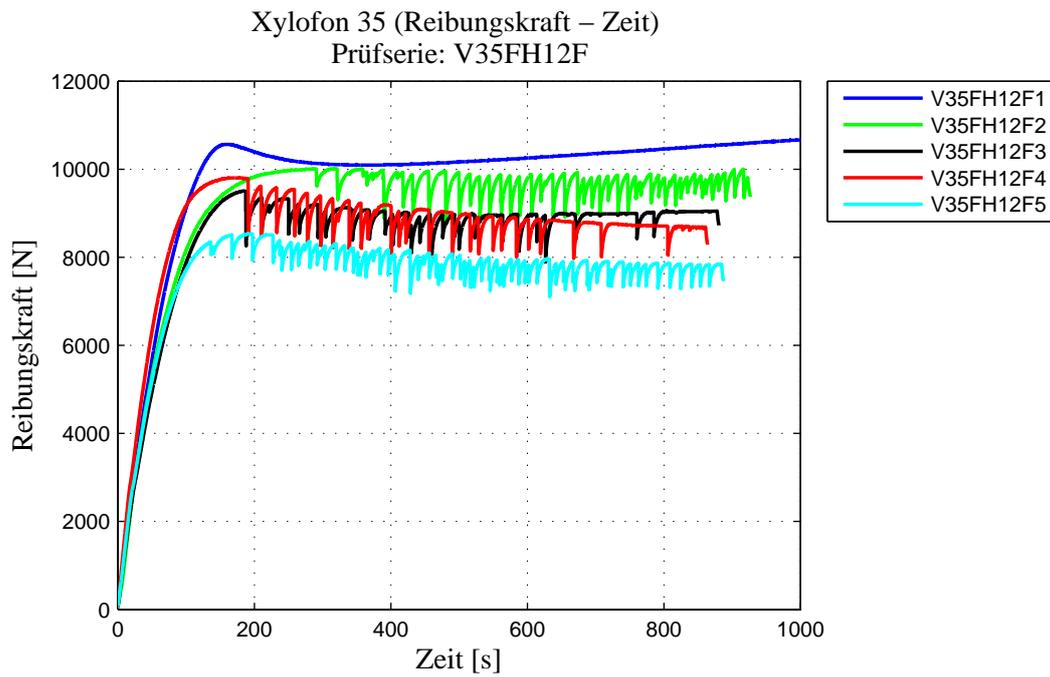


C-6 Prüfsreihe V35FH12F

Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V35FH12F1	10564,55	0,70	10564,43	10088,42	10194,38	0,69
V35FH12F2	9985,40	0,67	10010,53	8801,20	9754,20	0,66
V35FH12F3	9507,10	0,63	9507,10	8069,79	8947,42	0,60
V35FH12F4	9800,50	0,64	9800,51	8002,67	9007,24	0,59
V35FH12F5	8347,35	0,51	8531,92	7176,17	7993,16	0,50
Min	8347,35	0,63	9507,10	8002,67	8947,42	0,59
Max	10564,55	0,70	10564,43	10088,42	10194,38	0,69
Mittelwert	9640,98	0,66	9970,65	8740,52	9475,81	0,63
Median	9800,50	0,65	9905,52	8435,50	9380,72	0,63
Standardabw.	819,83	0,03	446,46	968,64	603,49	0,05
CoV	0,09	0,05	0,04	0,11	0,06	0,08
charakteristischer Wert	8804,61	0,58	8810,12	6920,23	8267,15	0,54

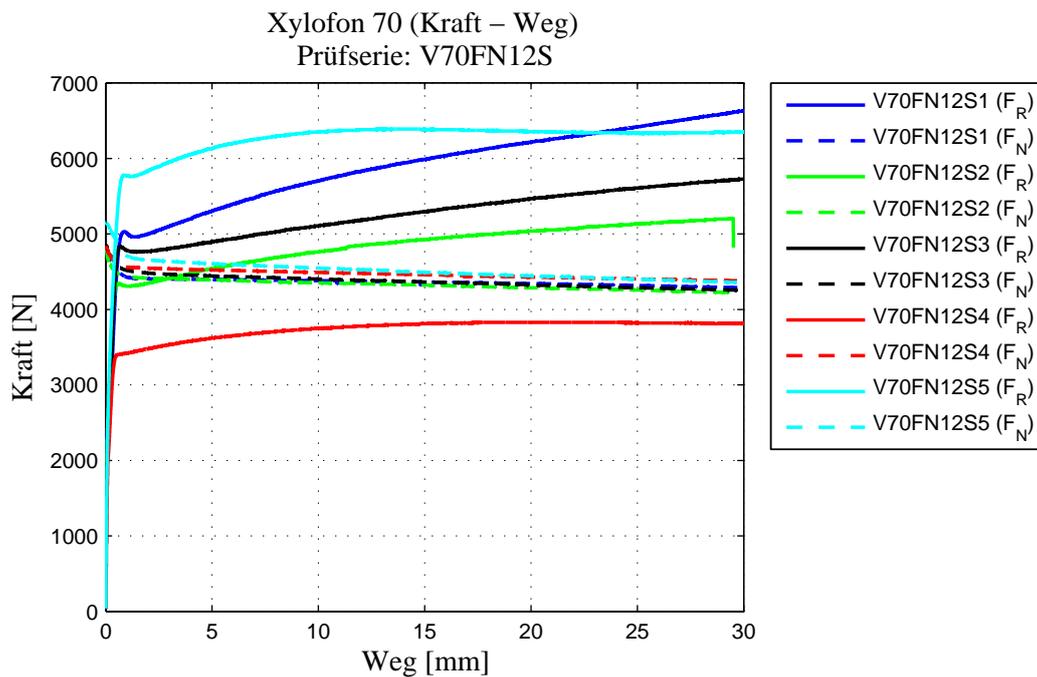
Xylofon 35 (Kraft – Weg)
Prüfsreihe: V35FH12F



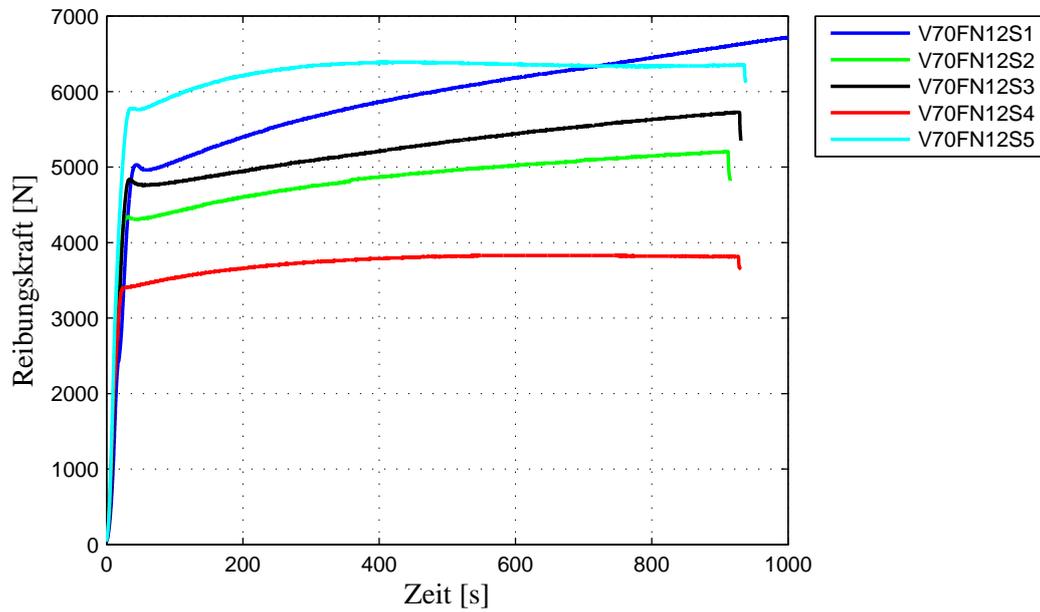


C-7 Prüfsreihe V70FN12S

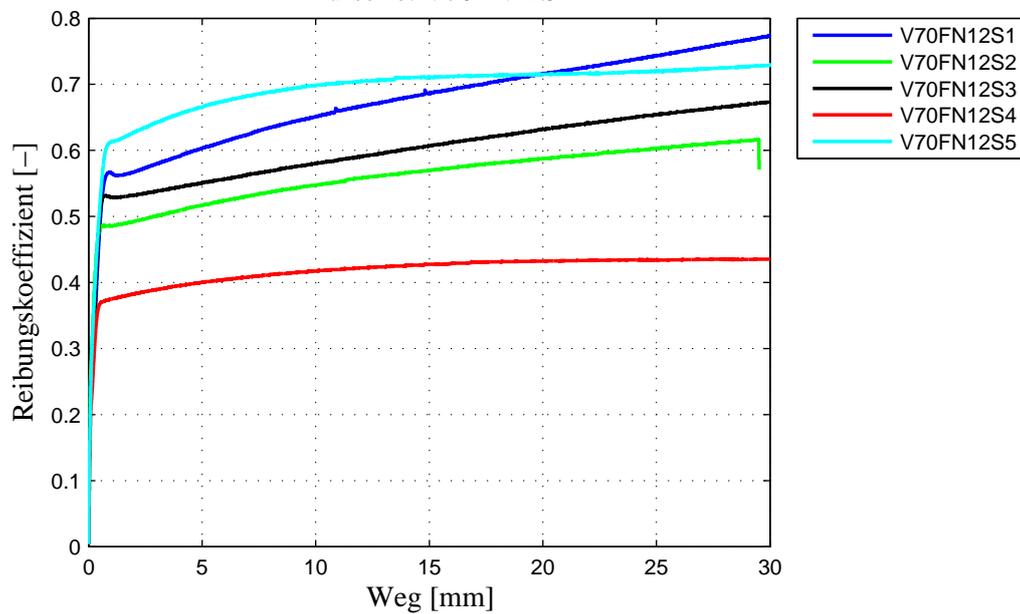
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FN12S1	5030,54	0,57	6214,54	5306,36	5826,95	0,67
V70FN12S2	4341,30	0,49	5038,60	4542,09	4832,86	0,56
V70FN12S3	4837,44	0,53	5467,99	4895,71	5197,27	0,59
V70FN12S4	3402,25	0,37	3830,41	3619,63	3765,91	0,42
V70FN12S5	5778,17	0,61	6391,09	6130,04	6339,14	0,70
Min	3402,25	0,37	3830,41	3619,63	3765,91	0,42
Max	5778,17	0,61	6391,09	6130,04	6339,14	0,70
Mittelwert	4677,94	0,51	5388,52	4898,77	5192,43	0,59
Median	4837,44	0,53	5467,99	4895,71	5197,27	0,59
Standardabw.	880,48	0,09	1030,04	928,11	985,12	0,11
CoV	0,19	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19
charakteristischer Wert	2830,90	0,31	3196,21	2983,77	3124,84	0,35



Xylofon 70 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V70FN12S



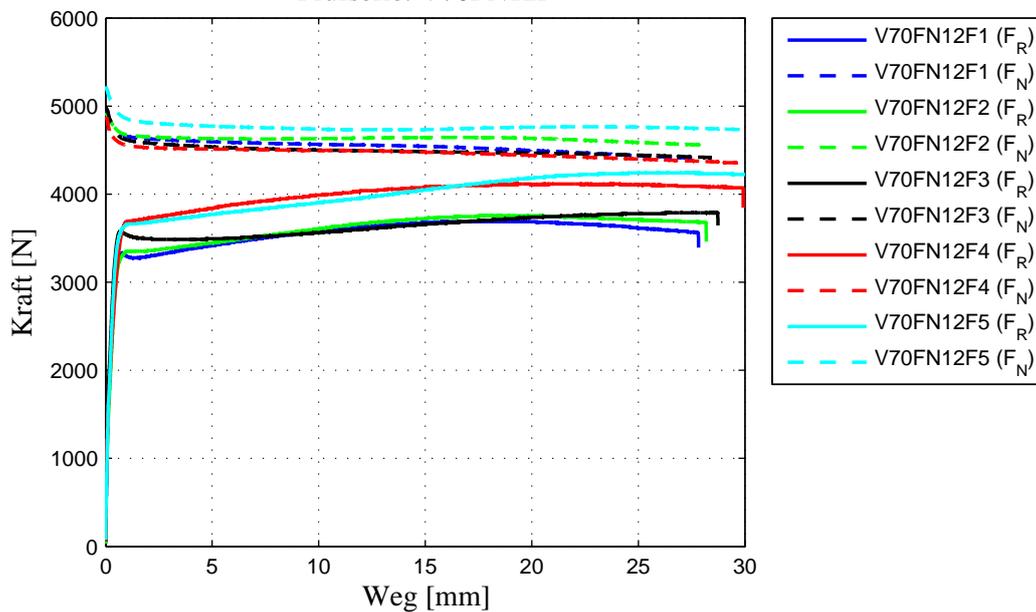
Xylofon 70 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V70FN12S



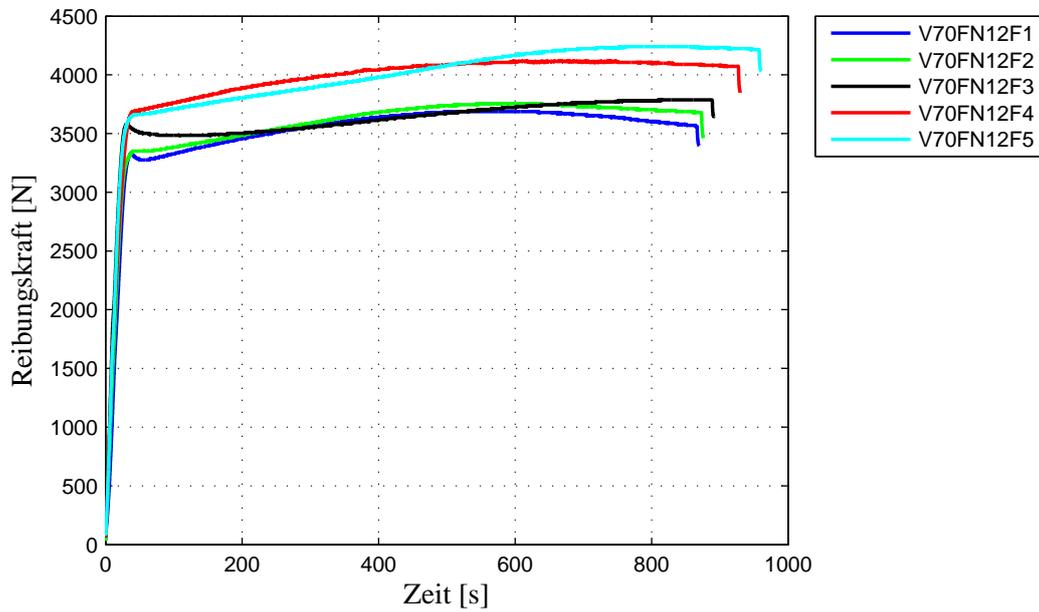
C-8 Prüfsreihe V70FN12F

Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FN12F1	3334,99	0,36	3688,15	35,98	3504,01	0,39
V70FN12F2	3292,72	0,35	3755,18	30,69	3567,31	0,39
V70FN12F3	3577,81	0,38	3787,53	59,47	3594,56	0,40
V70FN12F4	3661,56	0,40	4115,62	62,52	3943,10	0,44
V70FN12F5	3611,91	0,37	4240,87	77,86	3969,18	0,42
Min	3292,72	0,35	3688,15	30,69	3504,01	0,39
Max	3661,56	0,40	4240,87	77,86	3969,18	0,44
Mittelwert	3495,80	0,37	3917,47	53,30	3715,63	0,41
Median	3577,81	0,37	3787,53	59,47	3594,56	0,40
Standardabw.	169,40	0,02	244,78	19,60	222,19	0,02
CoV	0,05	0,06	0,06	0,37	0,06	0,06
charakteristischer Wert	3088,27	0,33	3359,71	19,03	3206,61	0,35

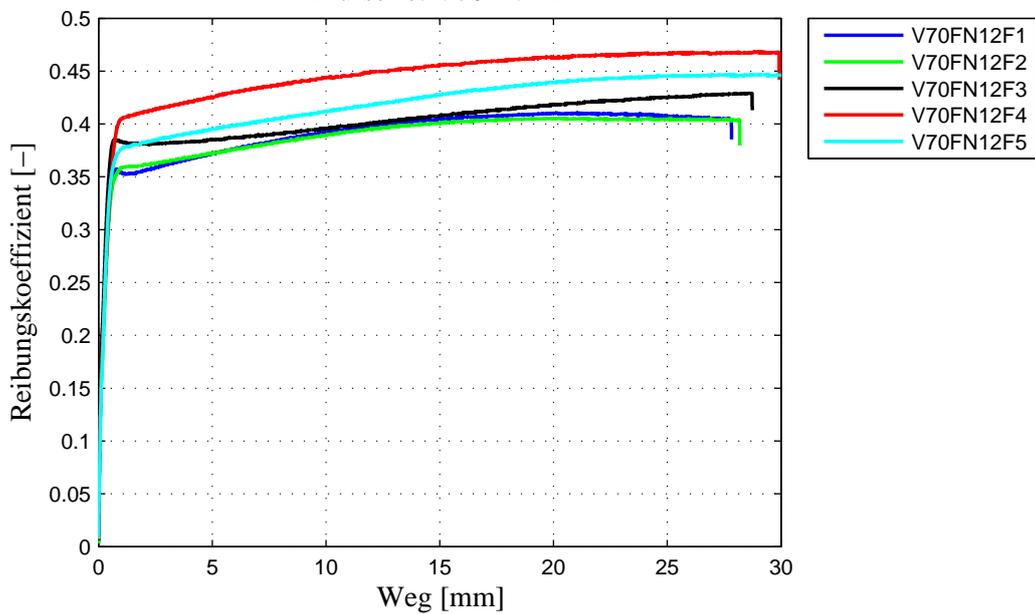
Xylofon 70 (Kraft – Weg)
Prüfsreihe: V70FN12F



Xylofon 70 (Reibungskraft – Zeit)
 Prüfserie: V70FN12F



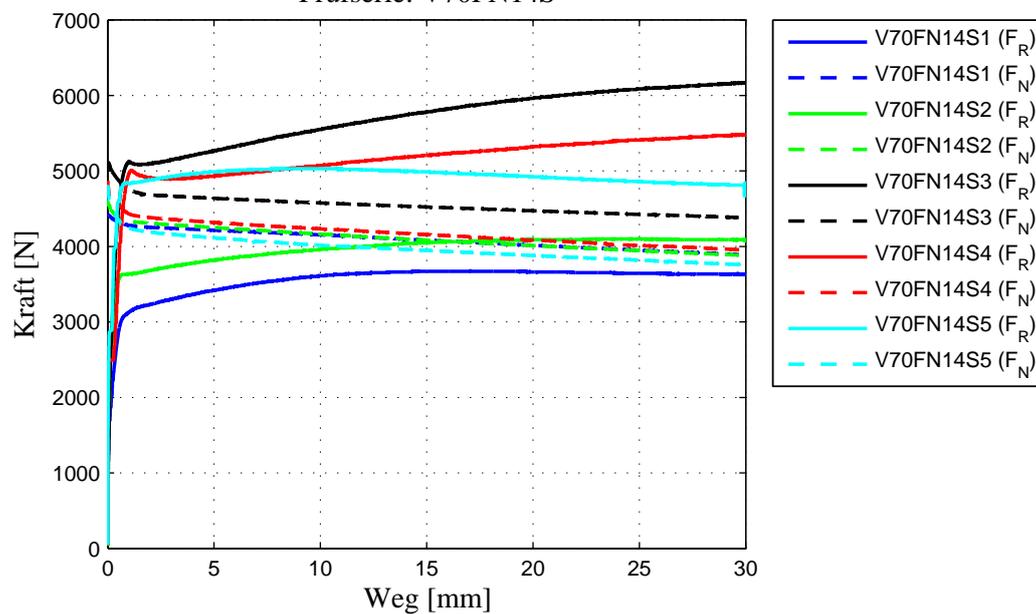
Xylofon 70 (Reibungskoeffizient – Weg)
 Prüfserie: V70FN12F



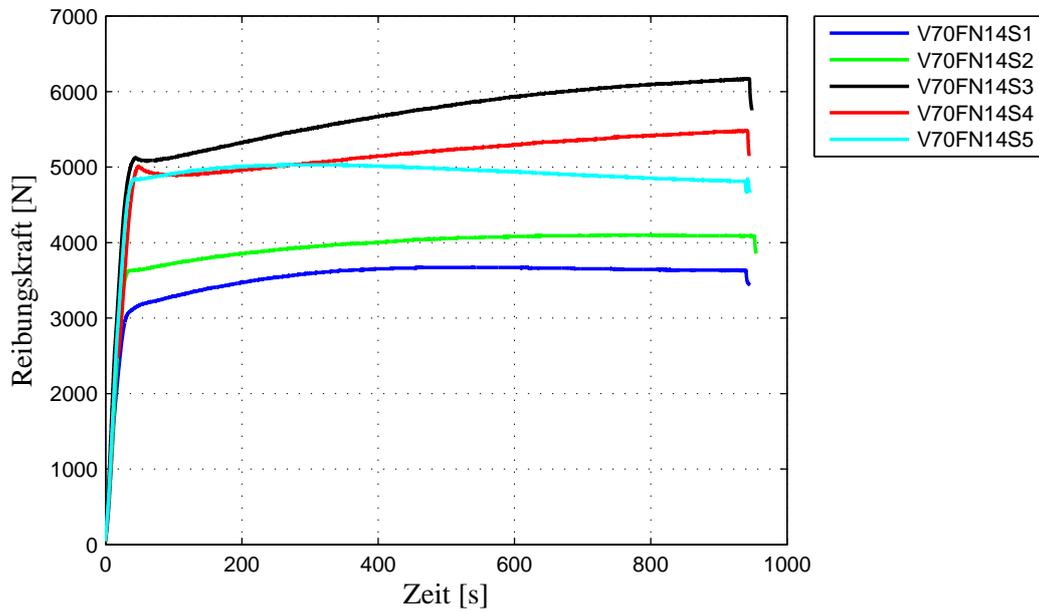
C-9 Prüfsreihe V70FN14S

Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FN14S1	3074,26	0,36	3678,71	3418,37	3614,31	0,44
V70FN14S2	3628,75	0,42	4090,35	3821,15	3991,54	0,48
V70FN14S3	5123,05	0,54	5961,73	5264,46	5654,21	0,62
V70FN14S4	5005,68	0,57	5324,97	4929,37	5136,15	0,61
V70FN14S5	4846,27	0,57	5031,73	4921,56	4995,71	0,63
Min	3074,26	0,36	3678,71	3418,37	3614,31	0,44
Max	5123,05	0,57	5961,73	5264,46	5654,21	0,63
Mittelwert	4335,60	0,49	4817,50	4470,98	4678,38	0,56
Median	4846,27	0,54	5031,73	4921,56	4995,71	0,61
Standardabw.	924,73	0,10	927,13	802,03	846,54	0,09
CoV	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,16
charakteristischer Wert	2422,69	0,29	2920,17	2777,83	2913,68	0,37

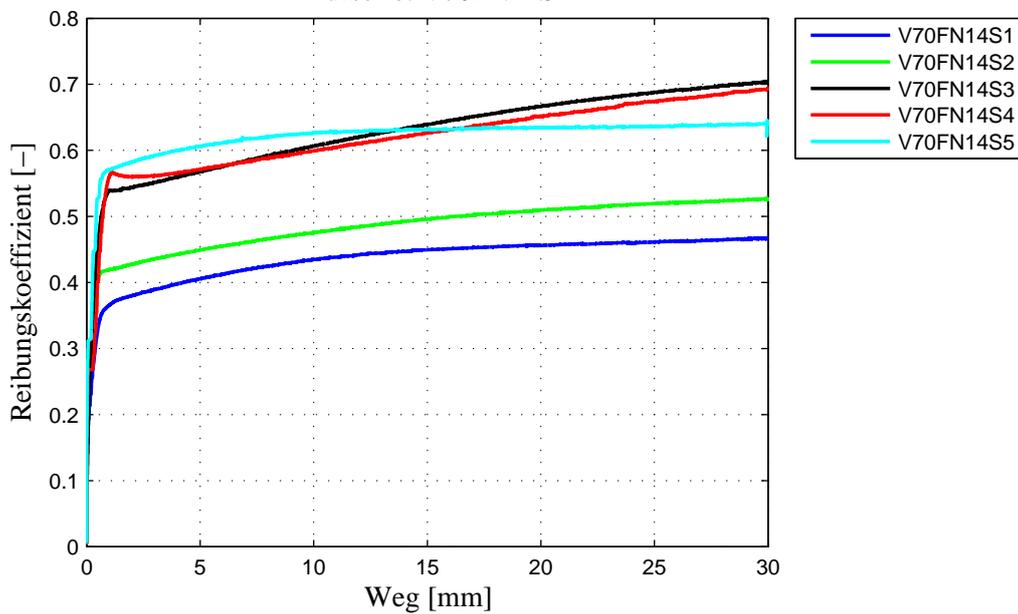
Xylofon 70 (Kraft – Weg)
Prüfsreihe: V70FN14S



Xylofon 70 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V70FN14S

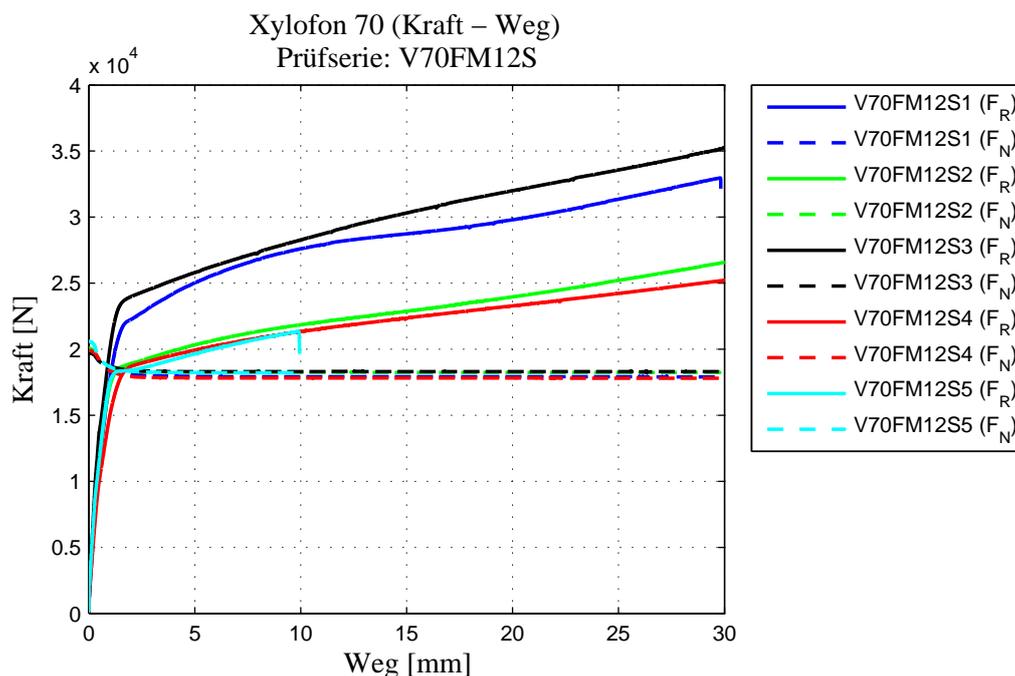


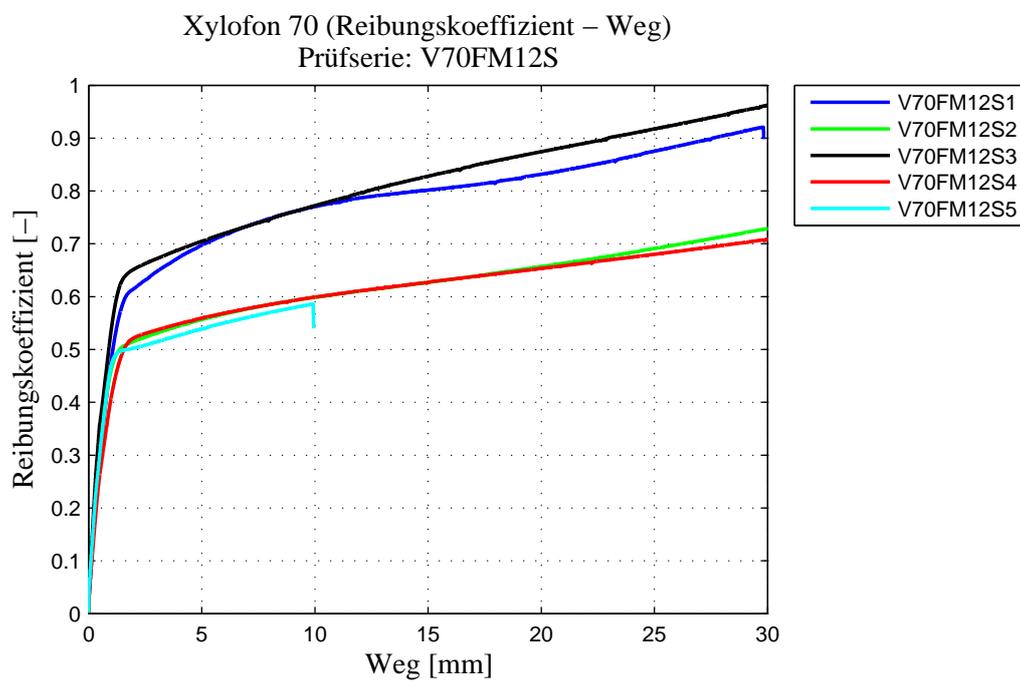
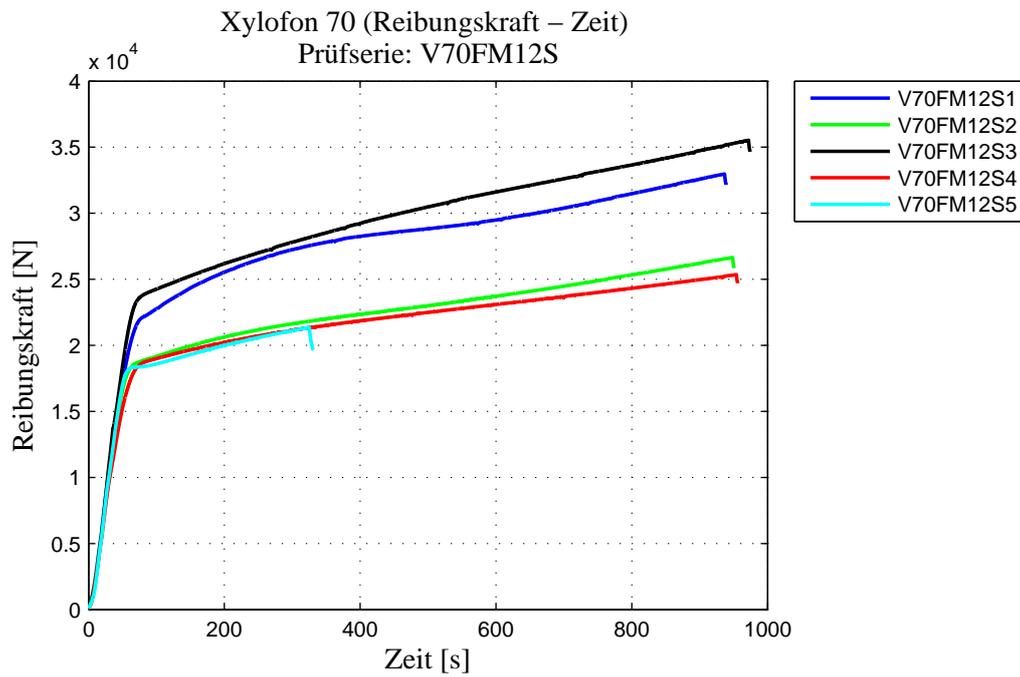
Xylofon 70 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V70FN14S



C-10 Prüfserie V70FM12S

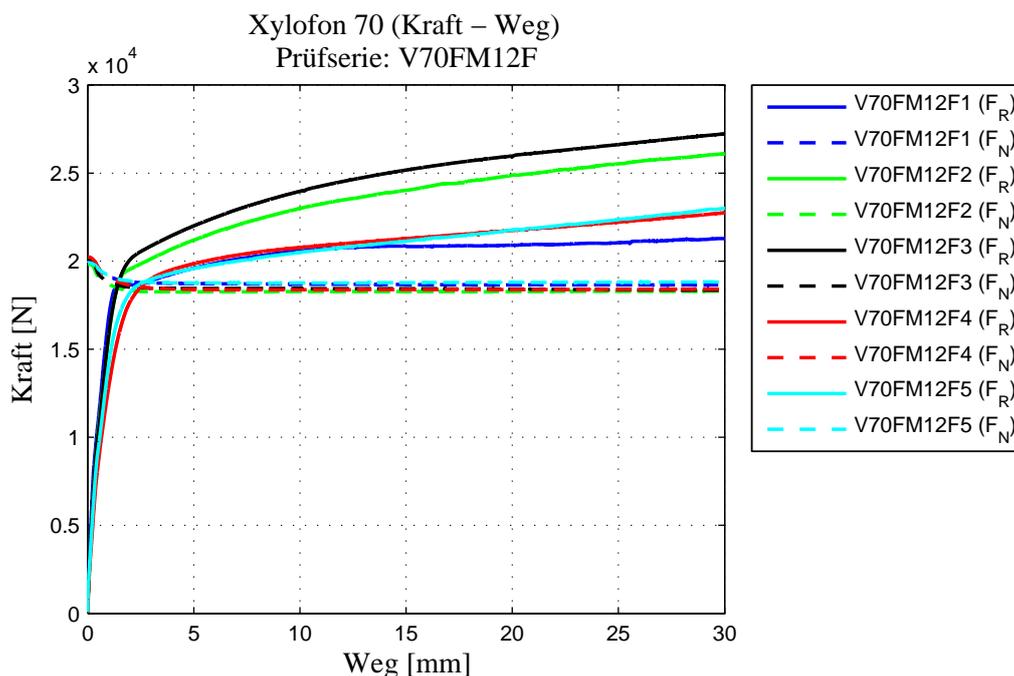
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FM12S1	22031,95	0,61	29797,70	25021,36	27974,61	0,78
V70FM12S2	18495,90	0,50	23960,47	20326,31	22312,88	0,61
V70FM12S3	23626,42	0,64	31997,94	25793,30	29198,31	0,80
V70FM12S4	18471,33	0,51	23278,05	19932,37	21787,18	0,61
V70FM12S5	18227,31	0,49	21359,22	19631,07	20547,60	0,56
Min	18227,31	0,49	21359,22	19631,07	20547,60	0,56
Max	23626,42	0,64	31997,94	25793,30	29198,31	0,80
Mittelwert	20170,58	0,55	26078,67	22140,88	24364,11	0,67
Median	18495,90	0,51	23960,47	20326,31	22312,88	0,61
Standardabw.	2493,78	0,07	4568,16	3004,44	3931,25	0,11
CoV	0,12	0,12	0,18	0,14	0,16	0,16
charakteristischer Wert	14905,30	0,41	16862,63	15845,13	16326,89	0,45

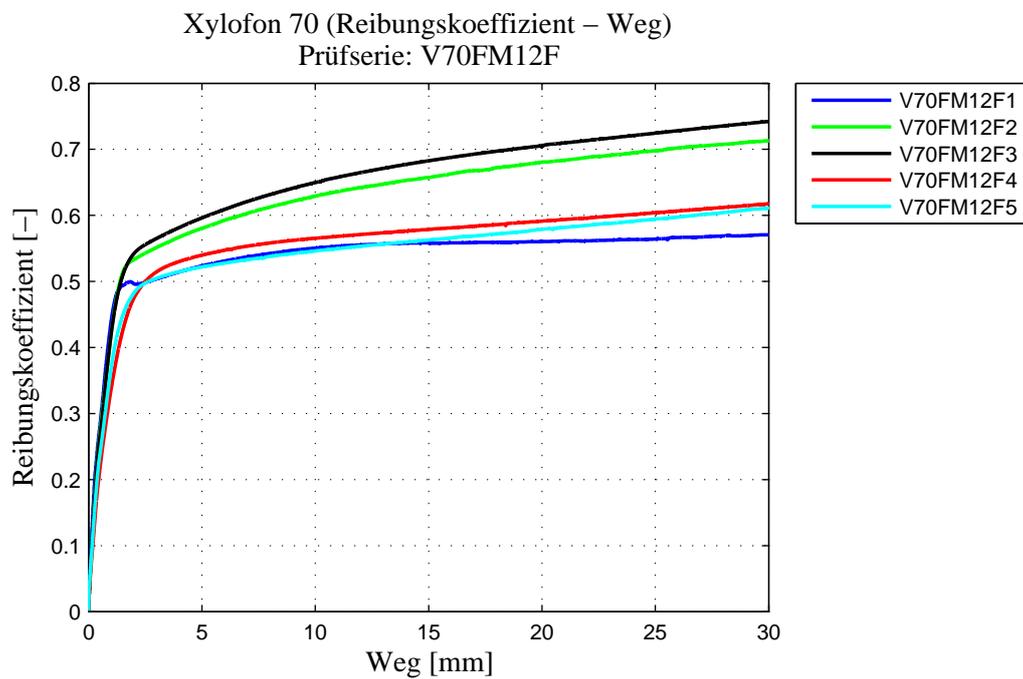
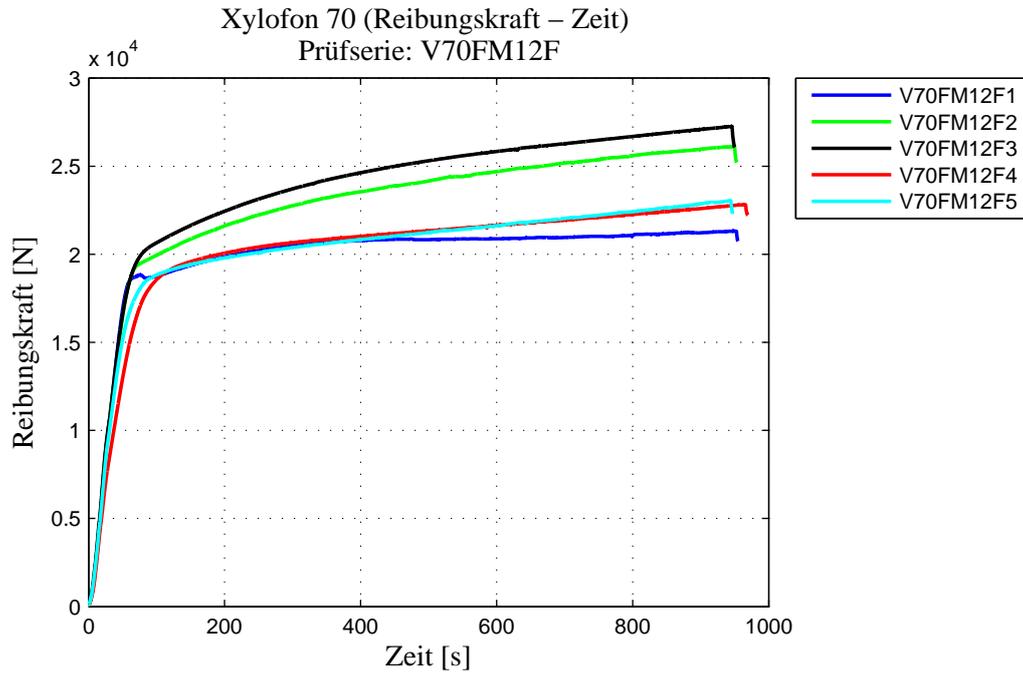




C-11 Prüfsreihe V70FM12F

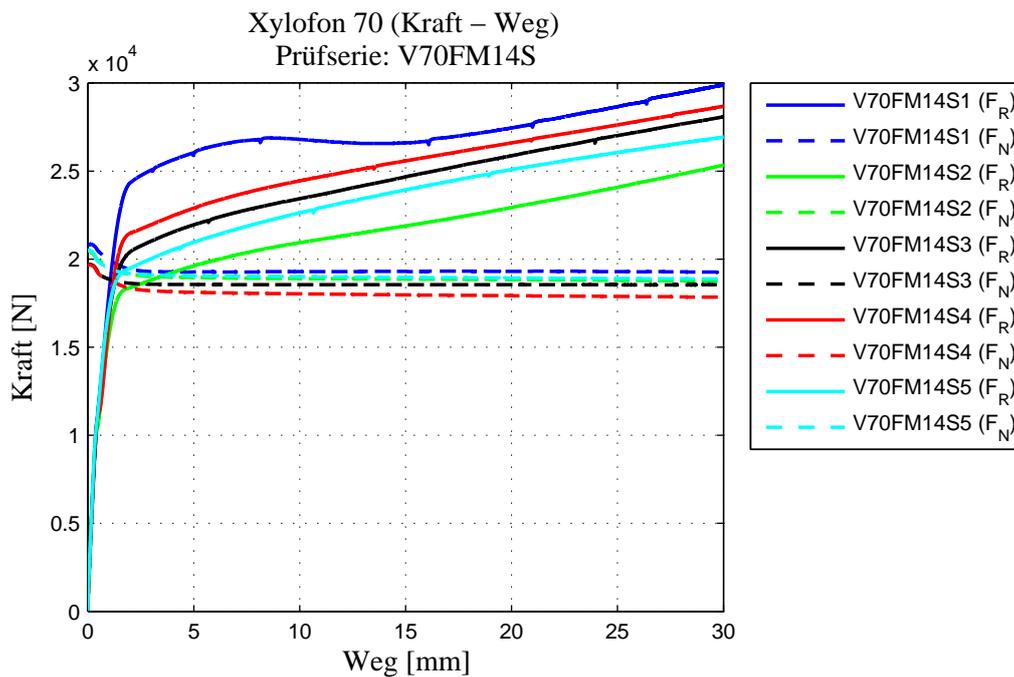
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FM12F1	18833,44	0,50	20907,61	19605,90	20595,99	0,55
V70FM12F2	19268,37	0,52	24878,72	21192,19	23390,78	0,64
V70FM12F3	19910,84	0,54	25970,15	21998,12	24426,38	0,66
V70FM12F4	18125,89	0,49	21745,85	19857,00	20977,89	0,57
V70FM12F5	18167,77	0,48	21771,59	19580,34	20776,76	0,55
Min	18125,89	0,48	20907,61	19580,34	20595,99	0,55
Max	19910,84	0,54	25970,15	21998,12	24426,38	0,66
Mittelwert	18861,26	0,51	23054,78	20446,71	22033,56	0,60
Median	18833,44	0,50	21771,59	19857,00	20977,89	0,57
Standardabw.	756,61	0,02	2224,65	1091,78	1755,58	0,05
CoV	0,04	0,05	0,10	0,05	0,08	0,09
charakteristischer Wert	16667,67	0,45	18179,94	17939,42	18123,85	0,48

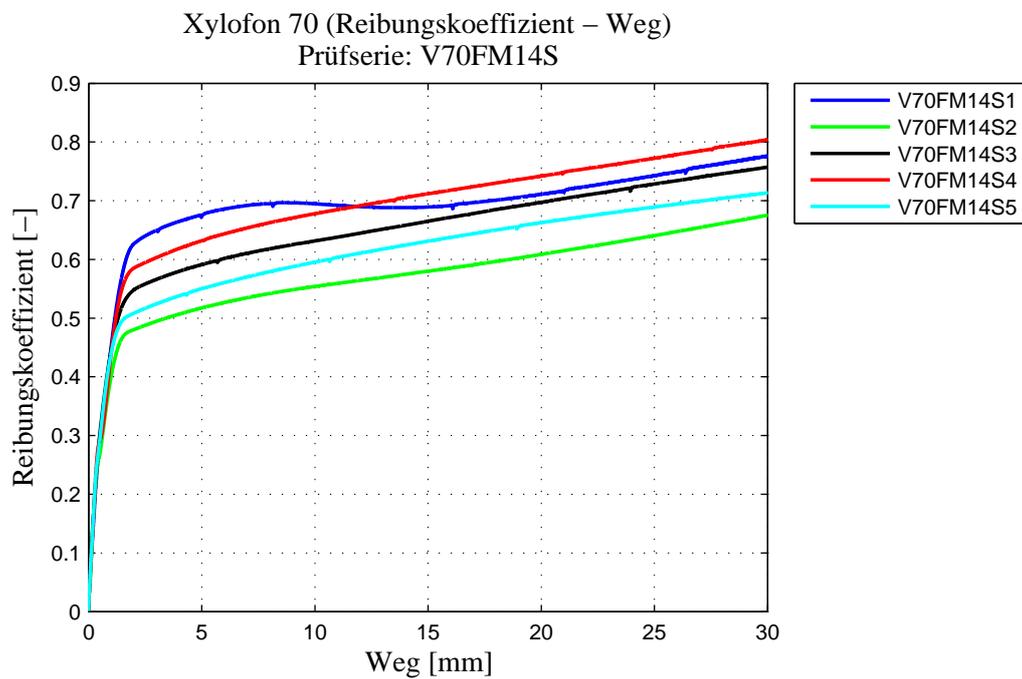
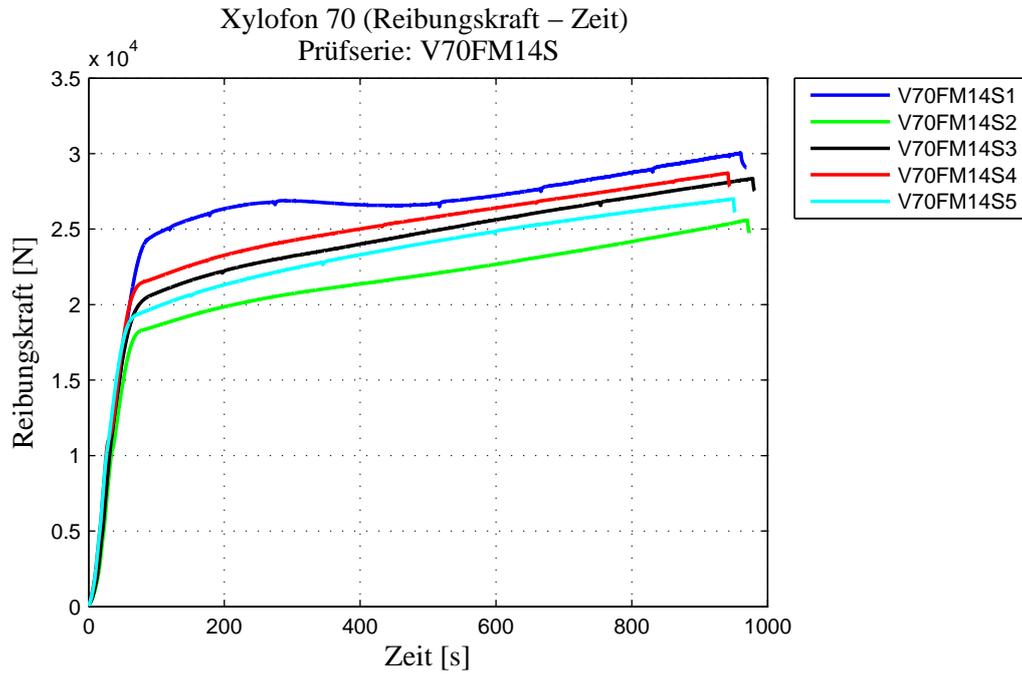




C-12 Prüfserie V70FM14S

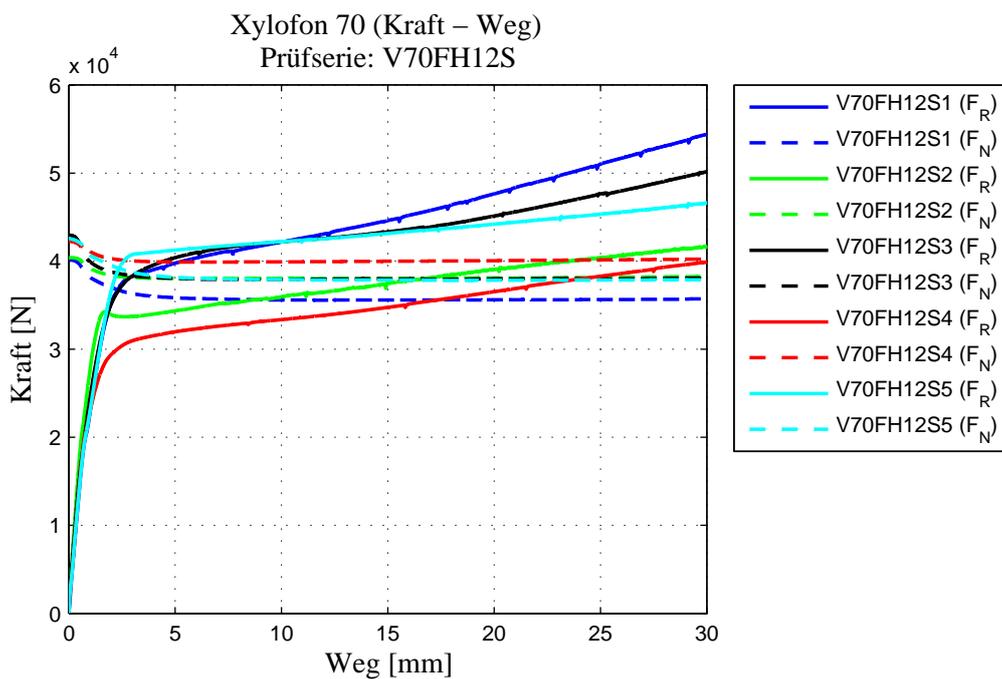
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V70FM14S1	24248,09	0,62	27454,60	25955,46	26759,94	0,69
V70FM14S2	18081,95	0,47	22921,77	19621,65	21379,34	0,57
V70FM14S3	20084,72	0,54	25869,41	21948,24	24028,52	0,65
V70FM14S4	21292,14	0,58	26608,12	22879,96	24951,34	0,69
V70FM14S5	19110,45	0,50	25089,40	20966,41	23217,84	0,61
Min	18081,95	0,47	22921,77	19621,65	21379,34	0,57
Max	24248,09	0,62	27454,60	25955,46	26759,94	0,69
Mittelwert	20563,47	0,54	25588,66	22274,34	24067,40	0,64
Median	20084,72	0,54	25869,41	21948,24	24028,52	0,65
Standardabw.	2377,28	0,06	1729,26	2385,96	1998,75	0,05
CoV	0,12	0,11	0,07	0,11	0,08	0,09
charakteristischer Wert	15508,33	0,41	21549,51	17133,84	19548,42	0,52

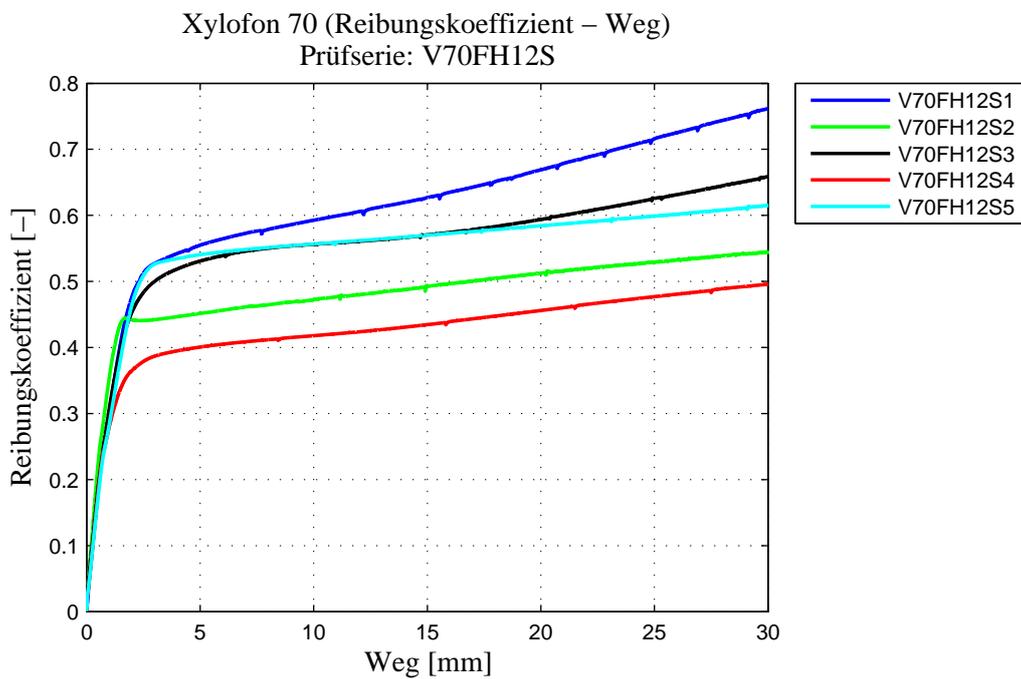
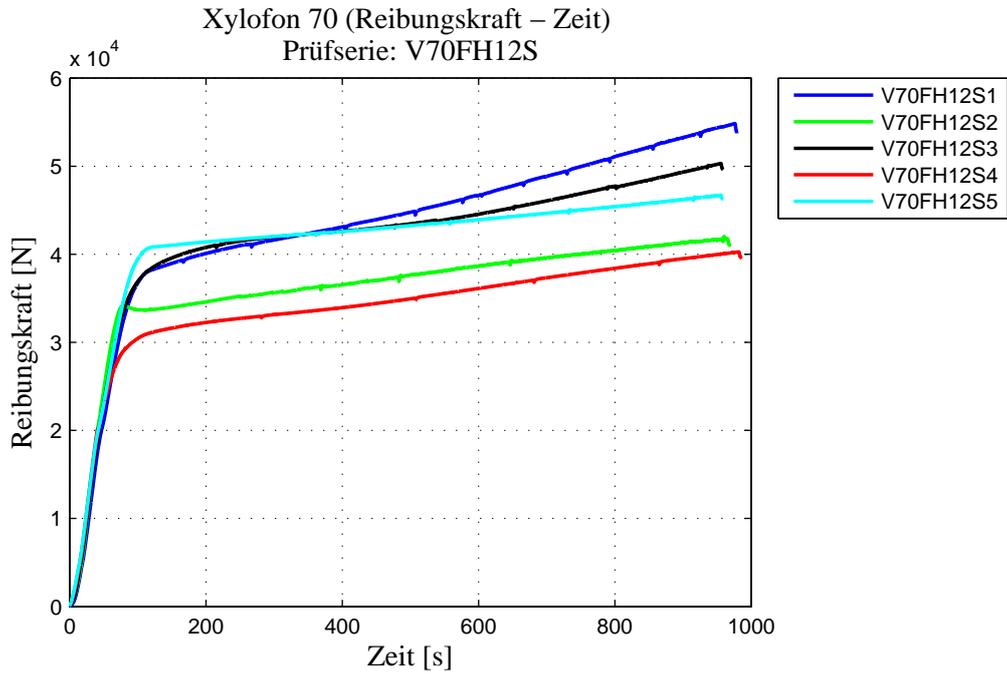




C-13 Prüfserie V70FH12S

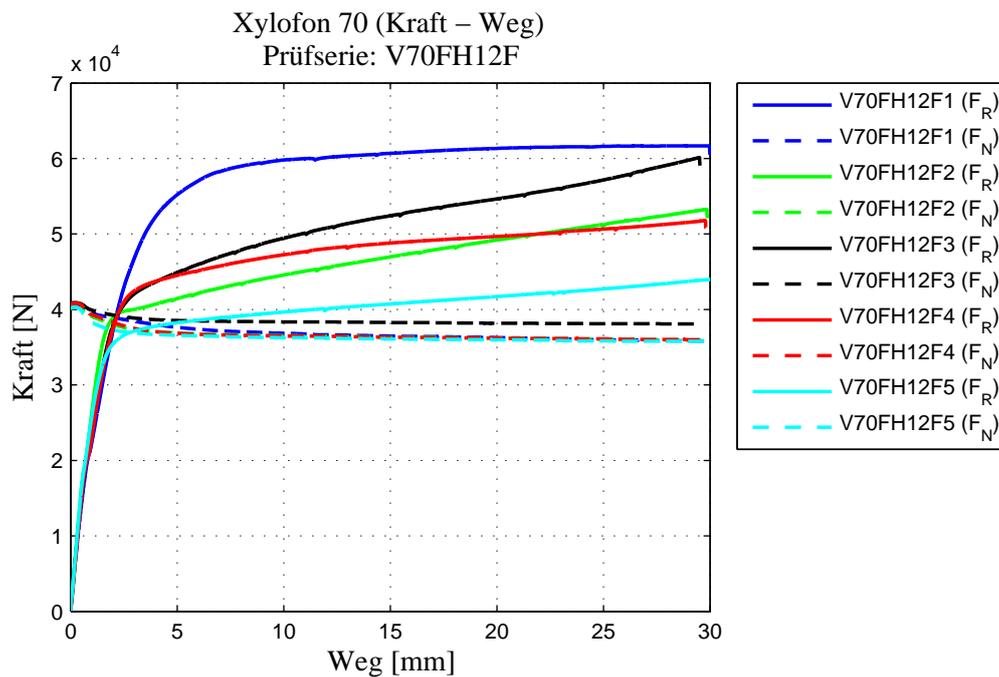
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FH12S1	37539,94	0,51	47639,04	39769,98	43493,90	0,61
V70FH12S2	34255,69	0,44	39063,33	34355,90	36716,85	0,48
V70FH12S3	36829,76	0,48	45113,86	40395,46	42775,04	0,56
V70FH12S4	28779,31	0,36	36529,34	31979,59	34122,40	0,43
V70FH12S5	39994,00	0,51	44198,93	41253,12	42686,57	0,56
Min	28779,31	0,36	36529,34	31979,59	34122,40	0,43
Max	39994,00	0,51	47639,04	41253,12	43493,90	0,61
Mittelwert	35479,74	0,46	42508,90	37550,81	39958,95	0,53
Median	36829,76	0,48	44198,93	39769,98	42686,57	0,56
Standardabw.	4267,30	0,06	4571,31	4122,19	4255,66	0,07
CoV	0,12	0,14	0,11	0,11	0,11	0,14
charakteristischer Wert	25846,32	0,32	32308,73	28298,05	30361,94	0,37

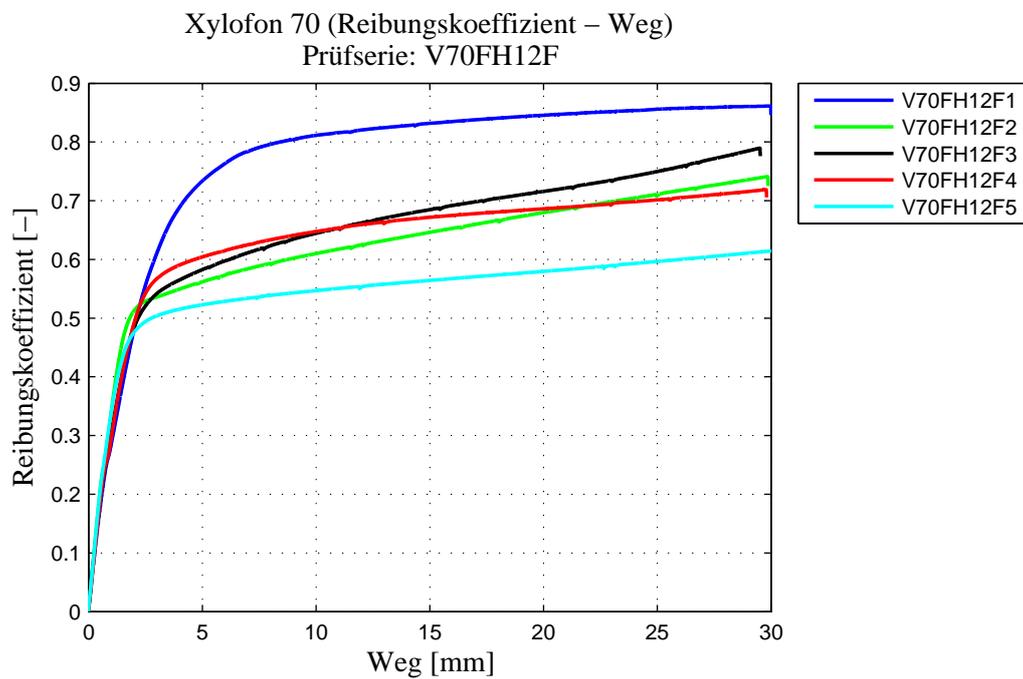
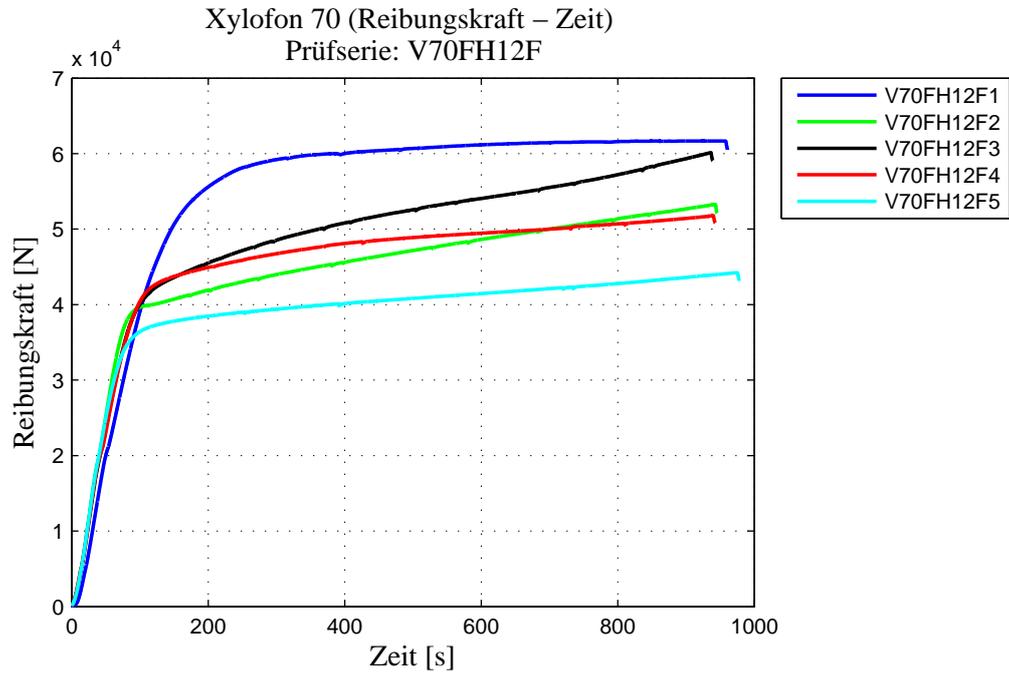




C-14 Prüfserie V70FH12F

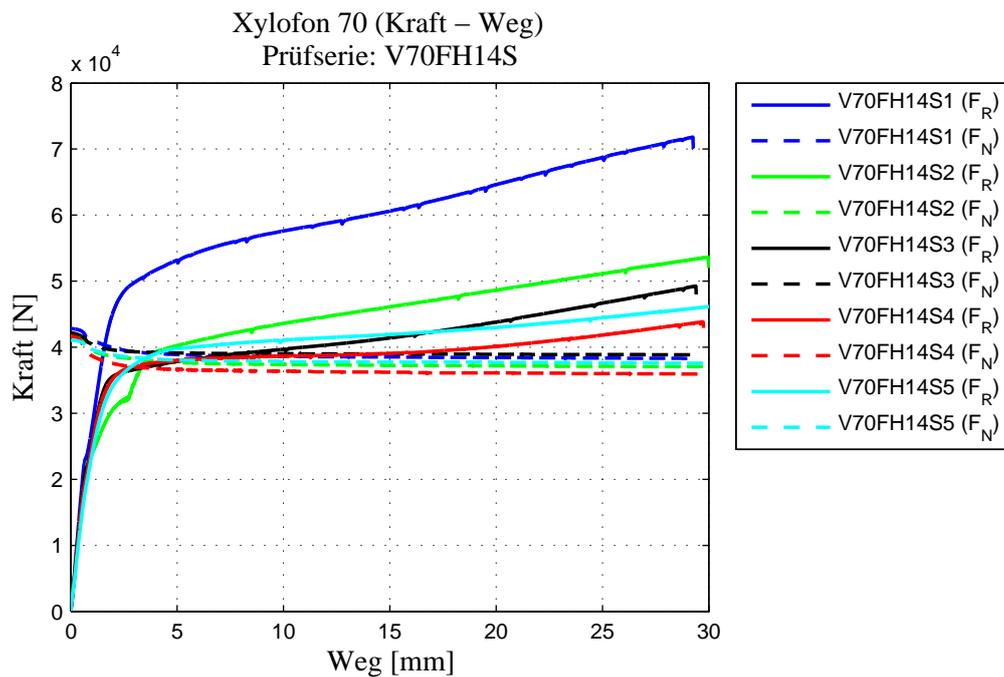
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70FH12F1	53250,66	0,70	61333,59	55209,40	59849,22	0,82
V70FH12F2	39059,02	0,51	49200,87	41439,68	45658,68	0,63
V70FH12F3	40865,79	0,52	54653,48	44912,71	50643,01	0,66
V70FH12F4	41852,35	0,56	49678,75	44525,71	47788,82	0,66
V70FH12F5	35513,97	0,48	41707,23	38233,64	40145,01	0,55
Min	35513,97	0,48	41707,23	38233,64	40145,01	0,55
Max	53250,66	0,70	61333,59	55209,40	59849,22	0,82
Mittelwert	42108,36	0,55	51314,78	44864,23	48816,95	0,66
Median	40865,79	0,52	49678,75	44525,71	47788,82	0,66
Standardabw.	6681,04	0,09	7262,47	6380,28	7267,73	0,10
CoV	0,16	0,16	0,14	0,14	0,15	0,14
charakteristischer Wert	28827,67	0,38	35848,33	31810,73	33764,71	0,47

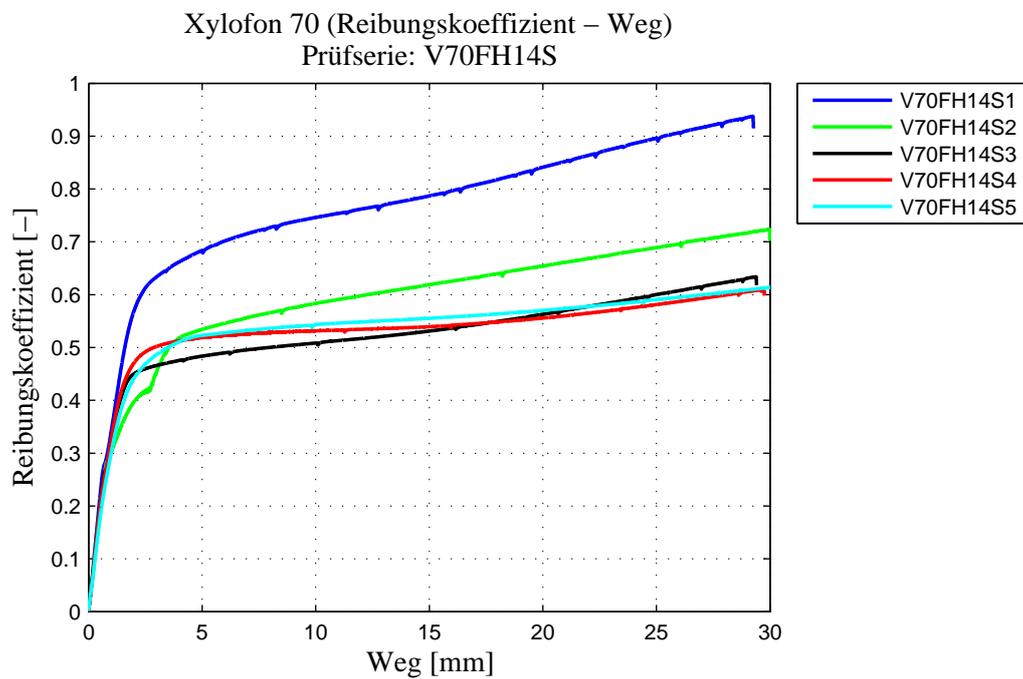
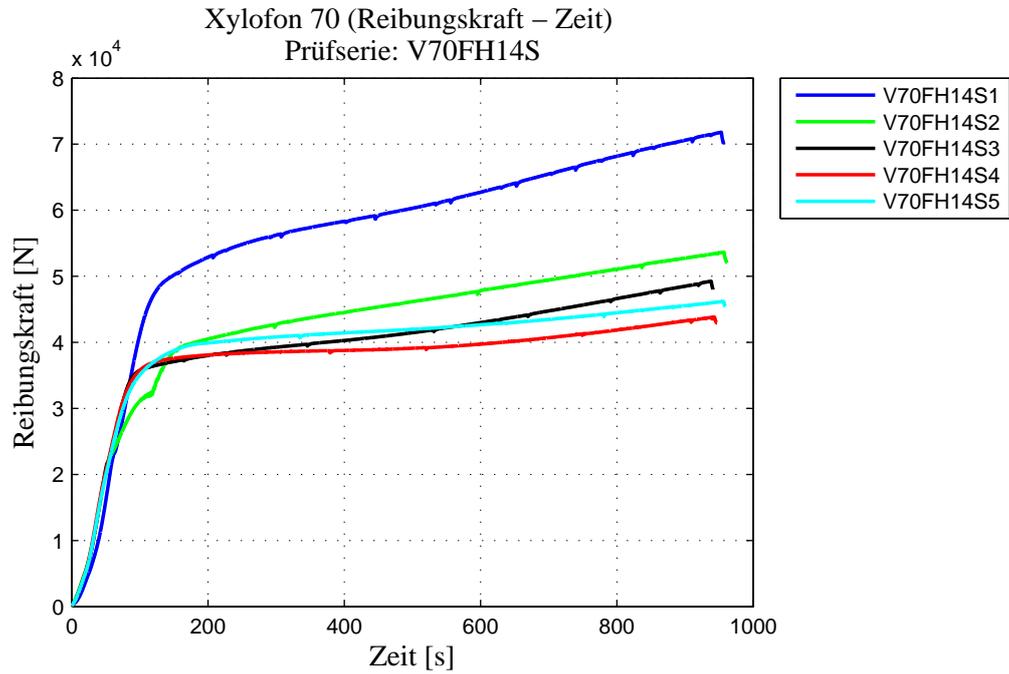




C-15 Prüfserie V70FH14S

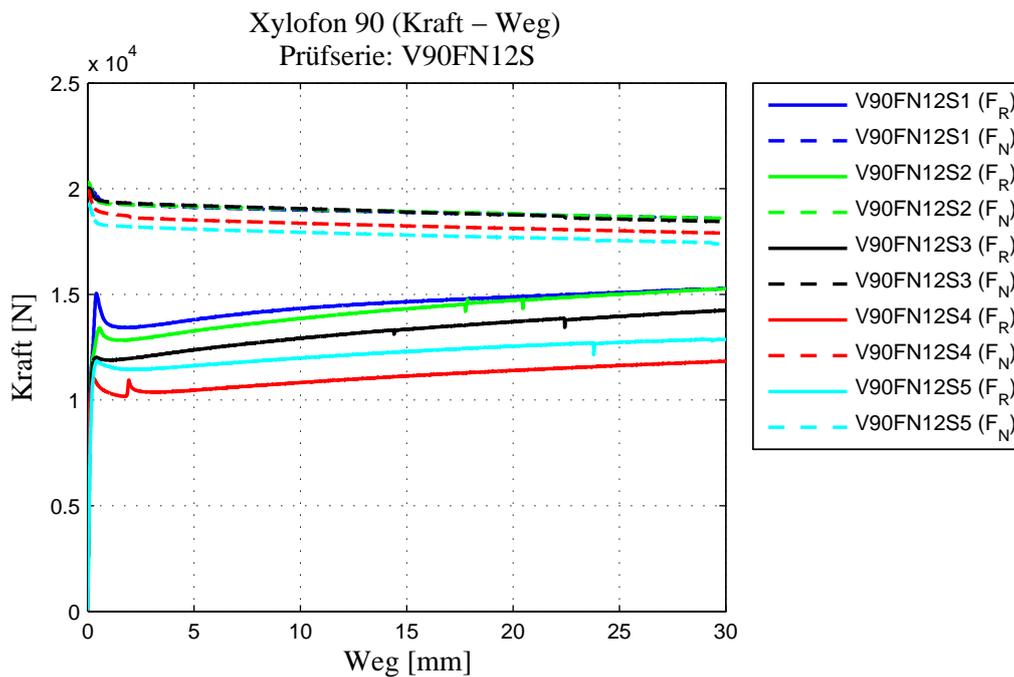
	Methode A		ISO 15113:2005			
Prüfungsbezeichnung	F _{R,S} [N]	μ _S [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V70FH14S1	48834,16	0,62	64621,04	52793,52	59071,70	0,77
V70FH14S2	30945,02	0,40	48613,36	40255,70	44746,42	0,60
V70FH14S3	35218,89	0,44	43805,18	37850,89	40637,95	0,52
V70FH14S4	35736,93	0,48	40113,66	37999,21	38911,09	0,54
V70FH14S5	35585,77	0,46	42982,50	39794,39	41480,24	0,55
Min	30945,02	0,40	40113,66	37850,89	38911,09	0,52
Max	35736,93	0,48	48613,36	40255,70	44746,42	0,60
Mittelwert	34371,65	0,45	43878,68	38975,05	41443,93	0,55
Median	35402,33	0,45	43393,84	38896,80	41059,10	0,54
Standardabw.	2294,76	0,03	3530,87	1228,47	2447,63	0,03
CoV	0,07	0,07	0,08	0,03	0,06	0,06
charakteristischer Wert	29613,45	0,38	36955,02	34451,39	36547,62	0,48



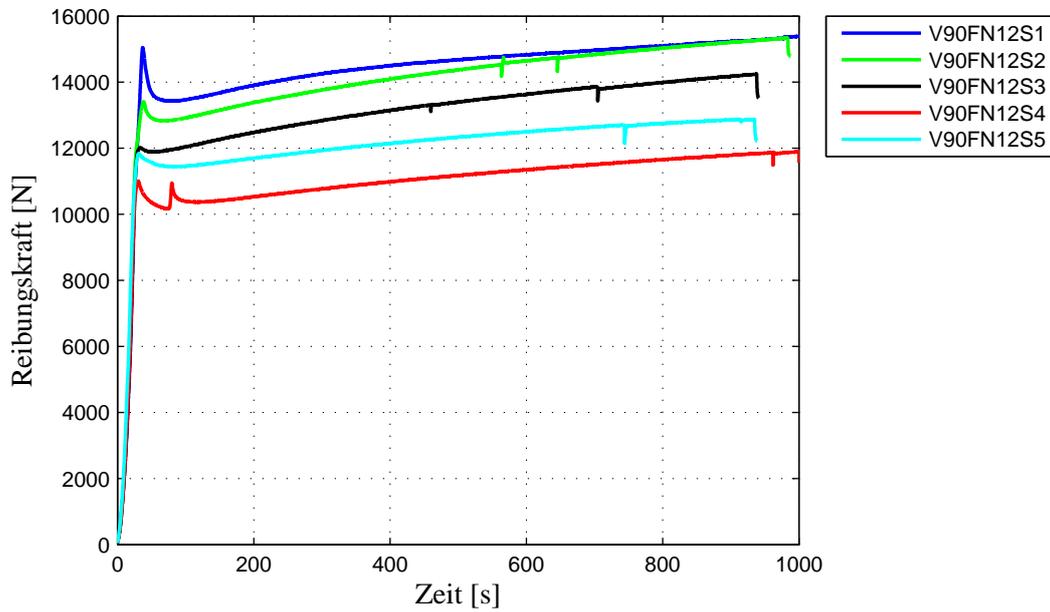


C-16 Prüfserie V90FN12S

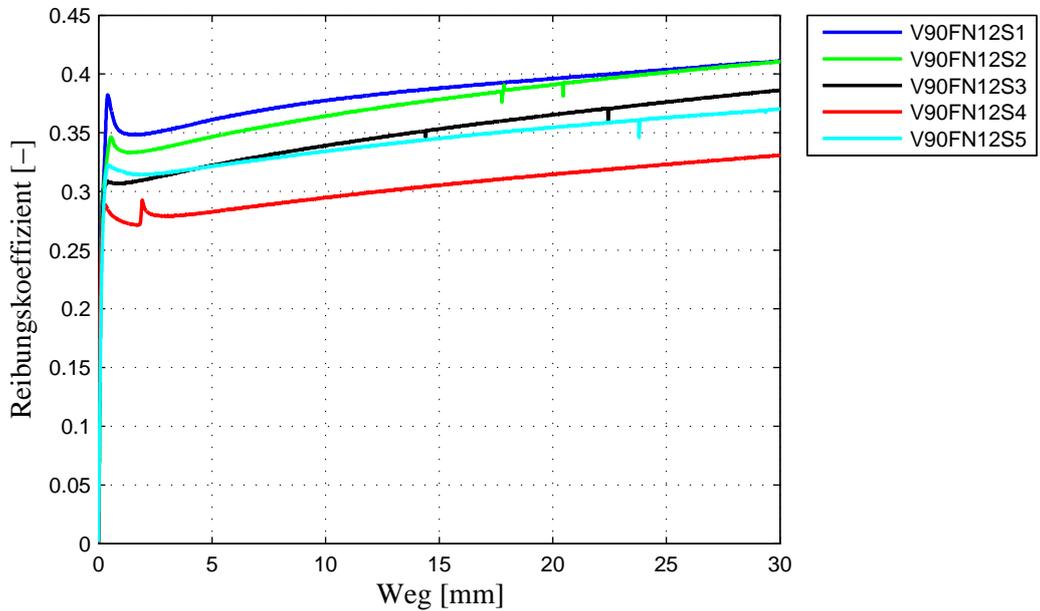
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V90FN12S1	15053,04	0,38	14880,43	13805,74	14454,56	0,38
V90FN12S2	13412,12	0,35	14754,21	13269,64	14066,92	0,37
V90FN12S3	12024,96	0,31	13703,57	12369,35	13111,38	0,35
V90FN12S4	11008,43	0,29	11401,47	10461,71	10967,99	0,30
V90FN12S5	11848,58	0,32	12545,22	11622,55	12125,85	0,34
Min	11008,43	0,29	11401,47	10461,71	10967,99	0,30
Max	15053,04	0,38	14880,43	13805,74	14454,56	0,38
Mittelwert	12669,43	0,33	13456,98	12305,80	12945,34	0,35
Median	12024,96	0,32	13703,57	12369,35	13111,38	0,35
Standardabw.	1587,55	0,04	1485,45	1327,62	1426,95	0,03
CoV	0,13	0,11	0,11	0,11	0,11	0,09
charakteristischer Wert	9323,01	0,25	10137,08	9342,36	9760,62	0,27



Xylofon 90 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V90FN12S

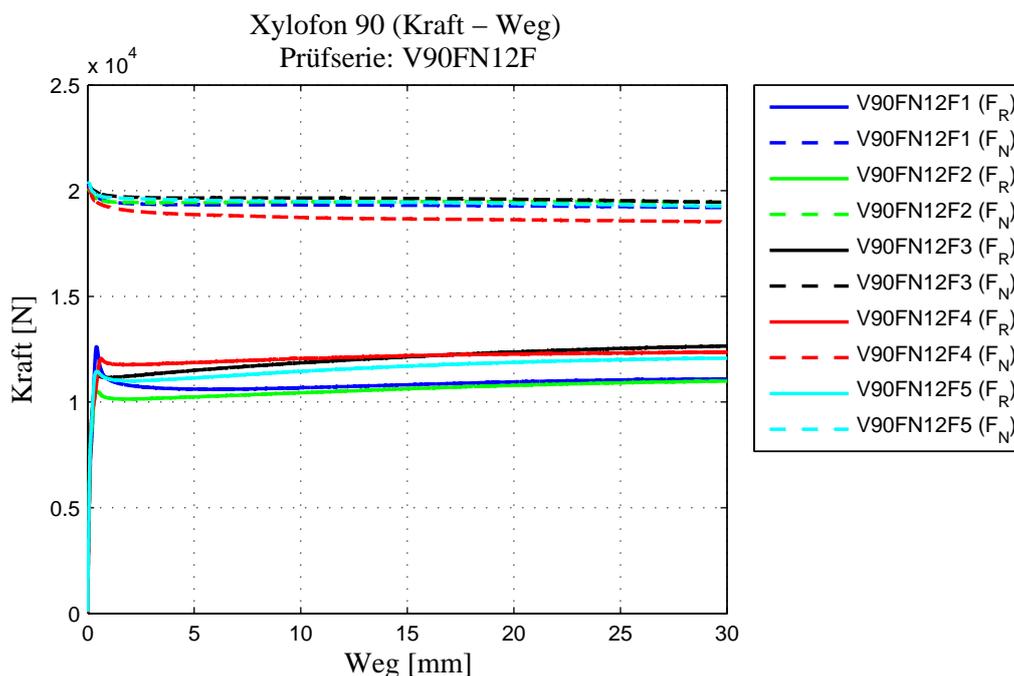


Xylofon 90 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V90FN12S

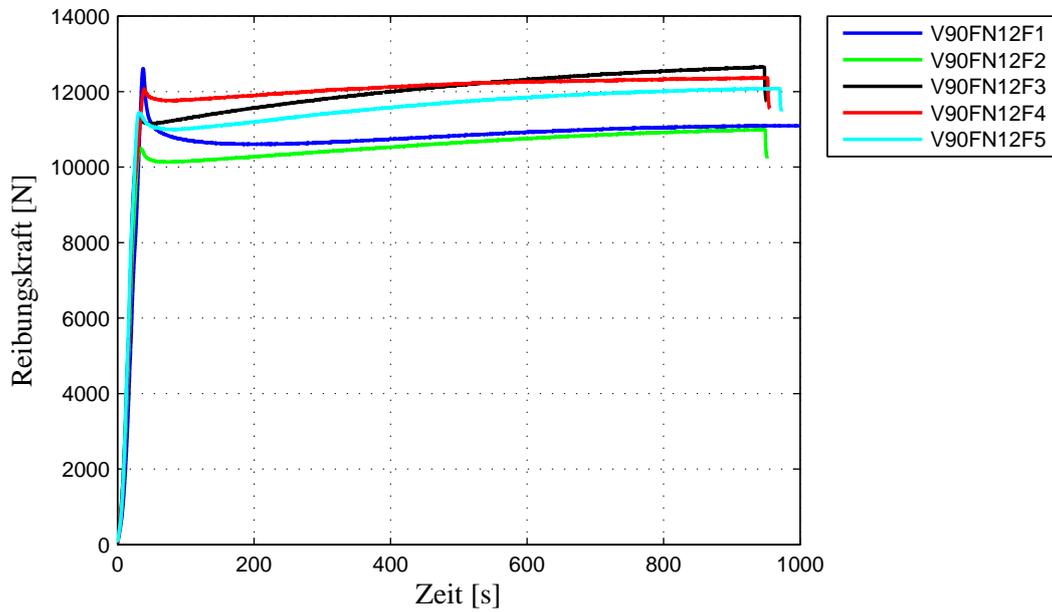


C-17 Prüfserie V90FN12F

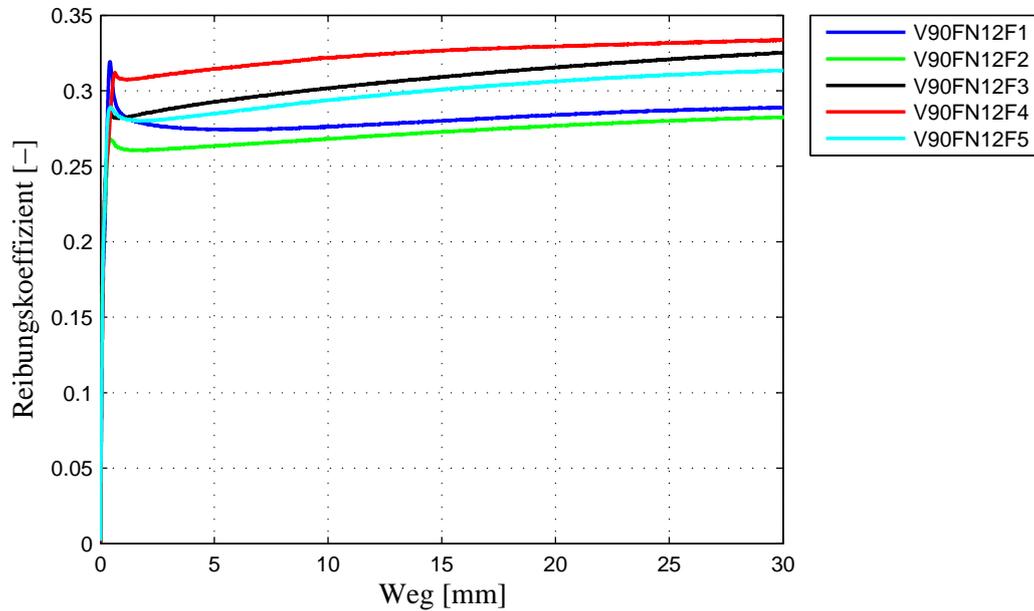
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V90FN12F1	12612,07	0,32	10950,63	10604,51	10752,67	0,28
V90FN12F2	10490,49	0,27	10792,93	10244,50	10528,30	0,27
V90FN12F3	11394,66	0,29	12368,79	11495,11	11981,91	0,31
V90FN12F4	12067,20	0,31	12271,41	11865,35	12108,69	0,32
V90FN12F5	11449,08	0,29	11881,44	11134,26	11557,62	0,30
Min	10490,49	0,27	10792,93	10244,50	10528,30	0,27
Max	12612,07	0,32	12368,79	11865,35	12108,69	0,32
Mittelwert	11602,70	0,29	11653,04	11068,75	11385,84	0,29
Median	11449,08	0,29	11881,44	11134,26	11557,62	0,30
Standardabw.	796,63	0,02	738,24	654,90	714,77	0,02
CoV	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,07
charakteristischer Wert	9768,52	0,25	9941,72	9550,80	9729,37	0,25



Xylofon 90 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V90FN12F

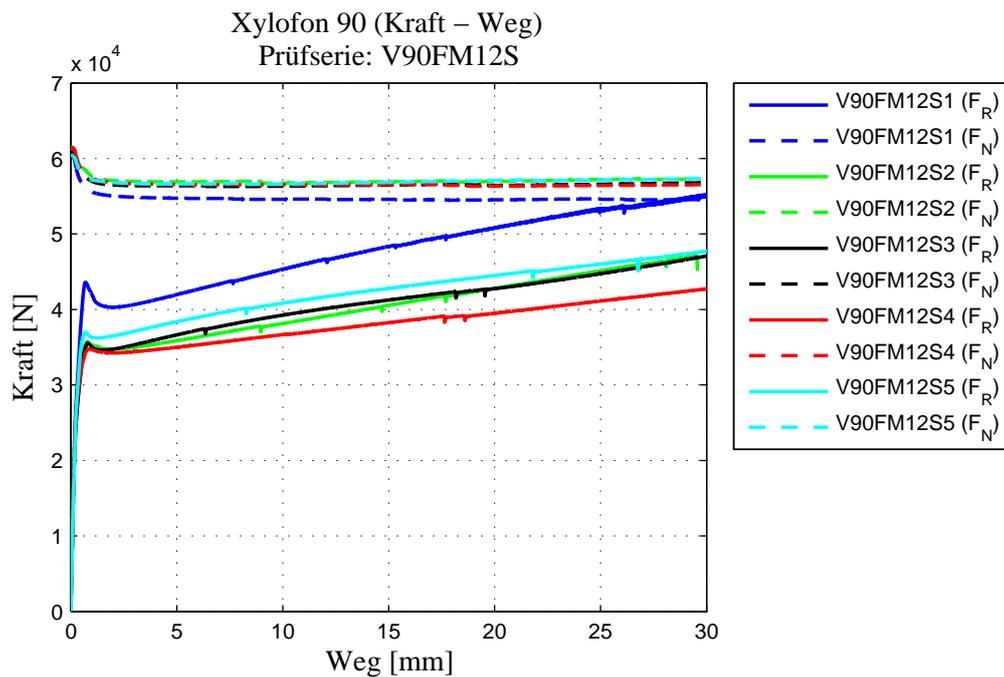


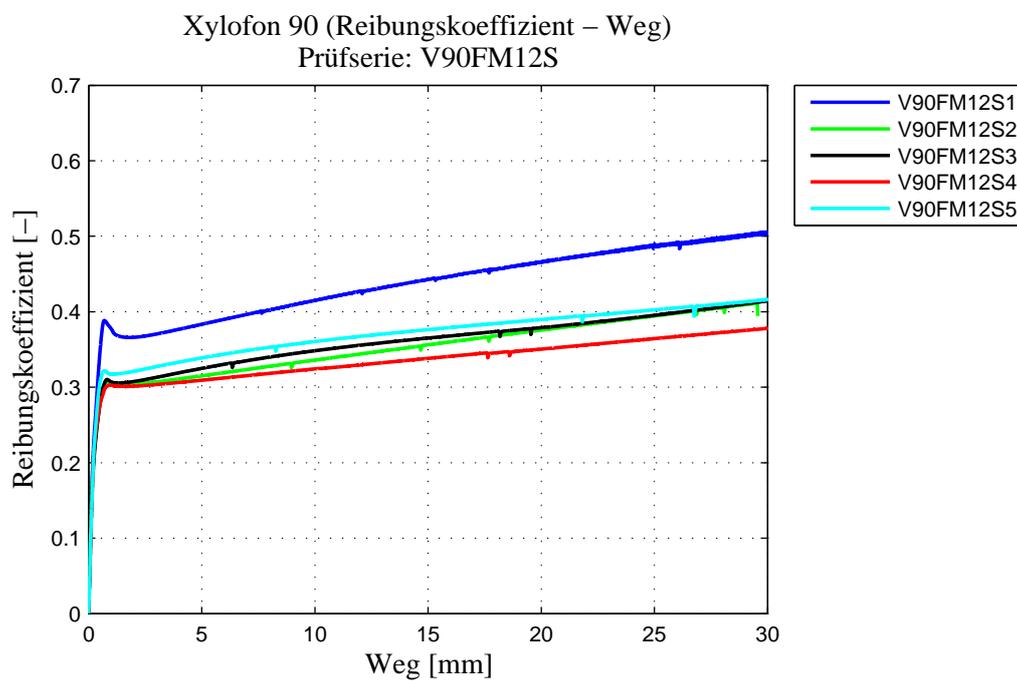
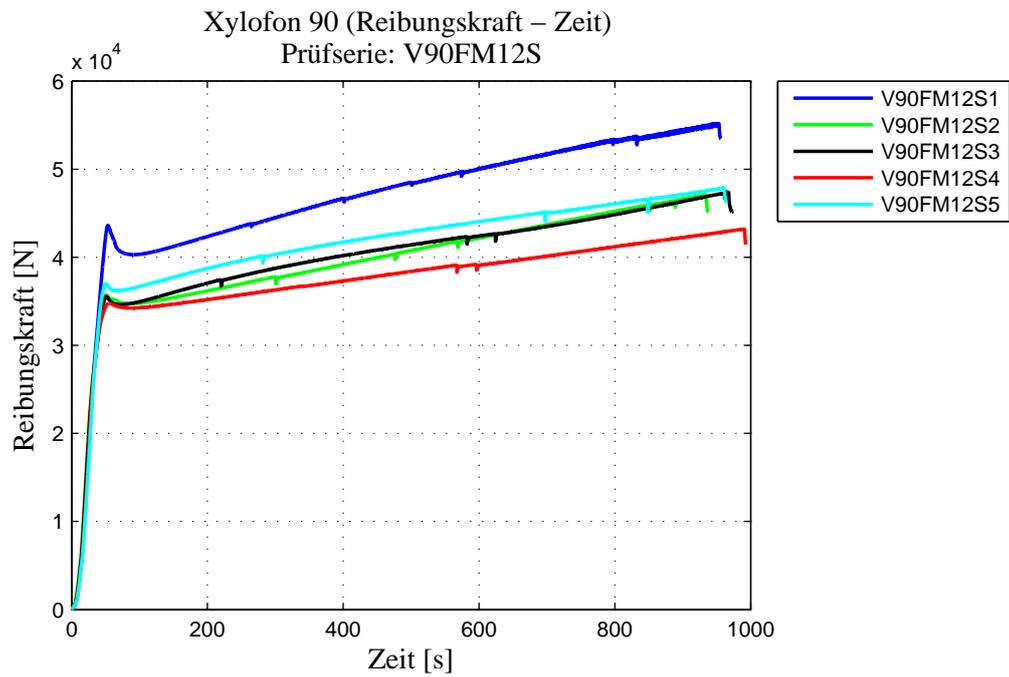
Xylofon 90 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V90FN12F



C-18 Prüfserie V90FM12S

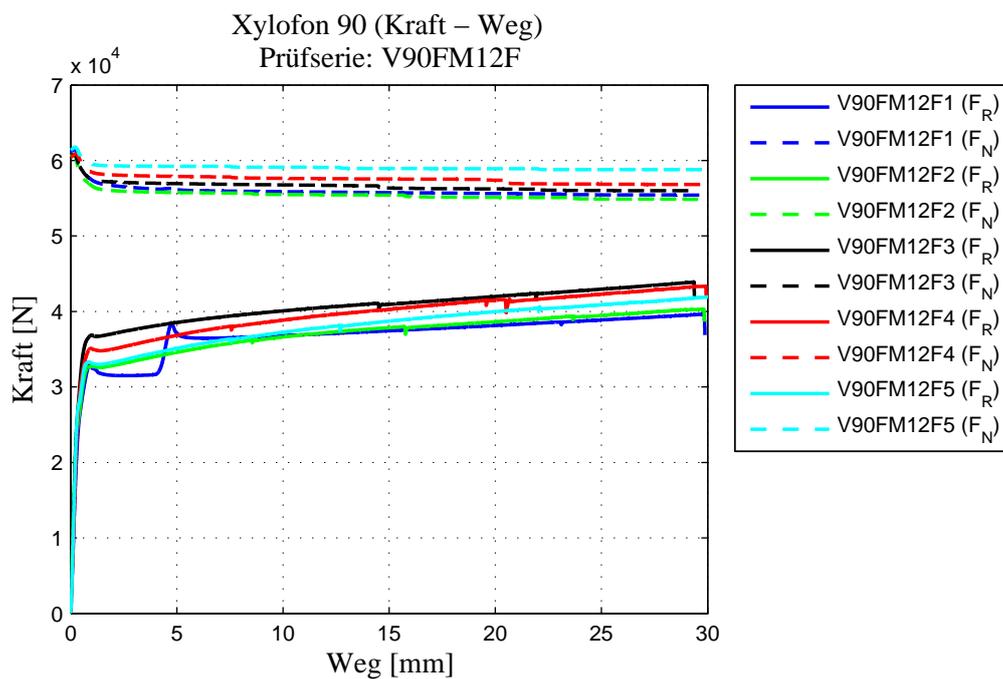
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V90FM12S1	43620,95	0,39	50822,41	41976,29	46682,76	0,43
V90FM12S2	35723,16	0,31	42786,53	35867,29	39349,65	0,35
V90FM12S3	35557,56	0,31	42756,93	36631,91	40107,09	0,36
V90FM12S4	34760,27	0,30	39488,71	34986,12	37382,08	0,33
V90FM12S5	36992,41	0,32	44497,82	38372,44	41730,68	0,37
Min	34760,27	0,30	39488,71	34986,12	37382,08	0,33
Max	36992,41	0,32	44497,82	38372,44	41730,68	0,37
Mittelwert	35758,35	0,31	42382,50	36464,44	39642,37	0,35
Median	35640,36	0,31	42771,73	36249,60	39728,37	0,35
Standardabw.	923,87	0,01	2093,80	1438,81	1804,77	0,02
CoV	0,03	0,03	0,05	0,04	0,05	0,04
charakteristischer Wert	0,10	0,27	37442,35	32225,53	35026,92	0,31

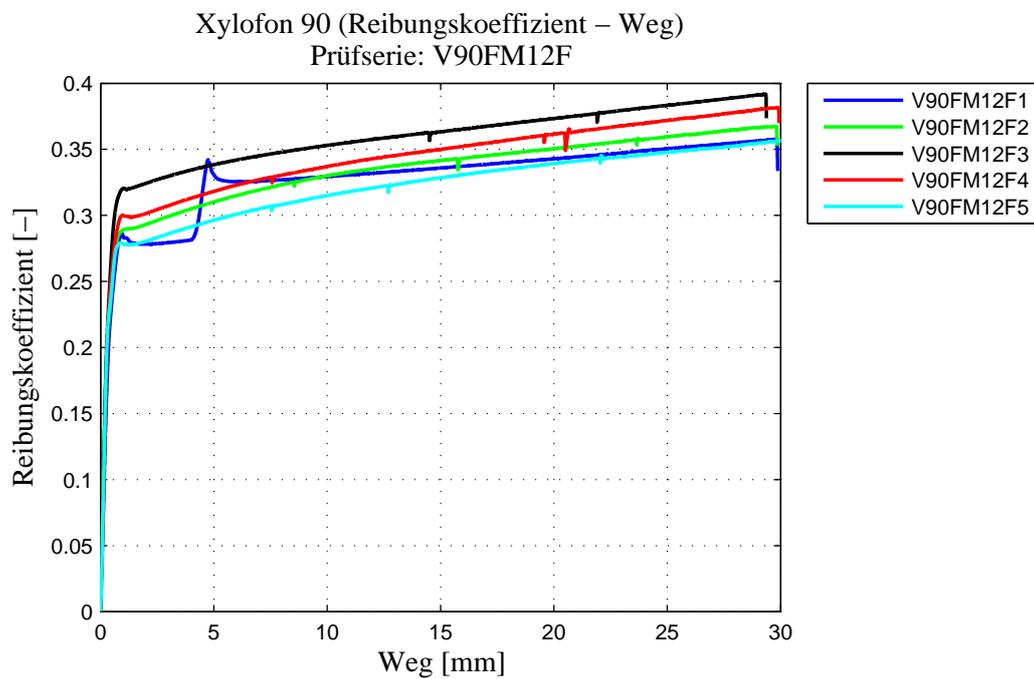
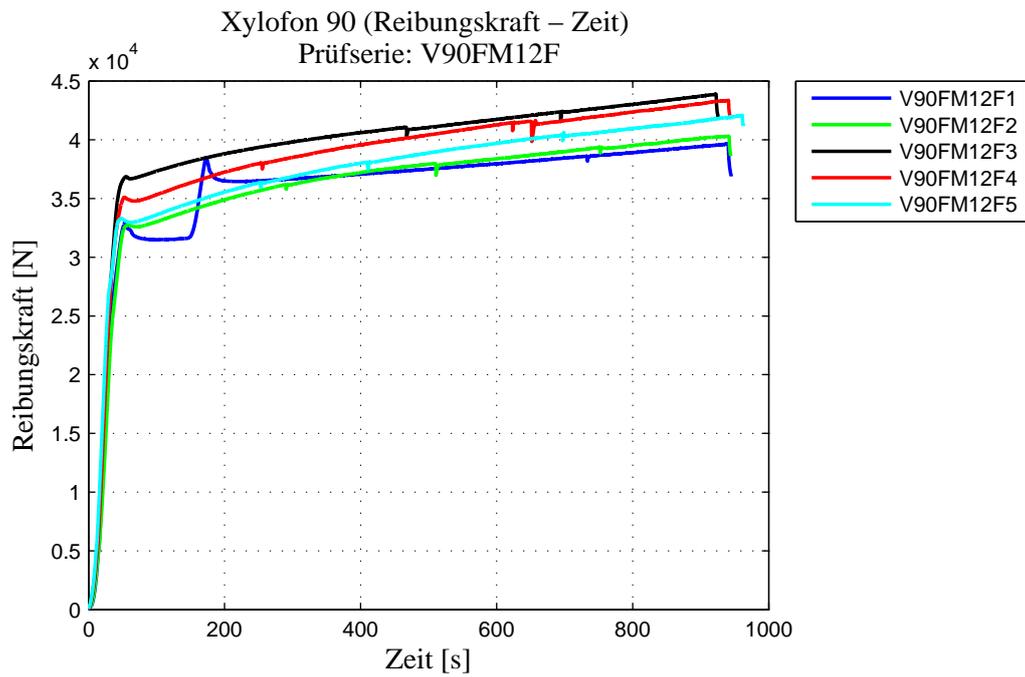




C-19 Prüfserie V90FM12F

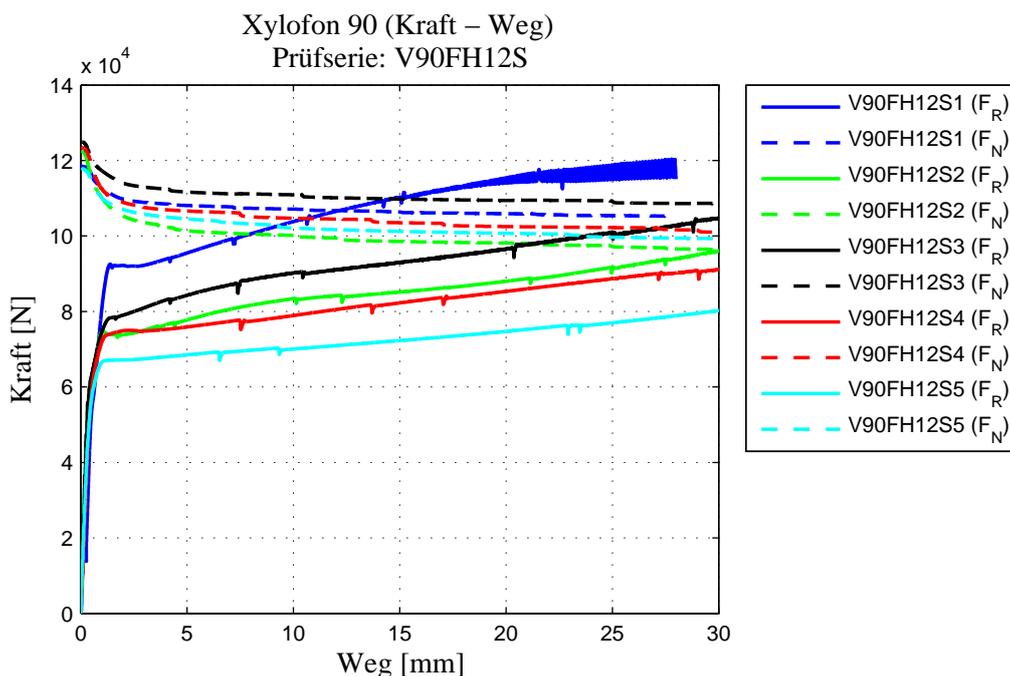
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V90FM12F1	32987,46	0,29	38139,88	36448,32	37168,77	0,33
V90FM12F2	32753,79	0,29	38633,20	34583,43	37055,90	0,33
V90FM12F3	36868,60	0,32	41984,68	38528,89	40483,32	0,36
V90FM12F4	35112,63	0,30	41498,00	36832,93	39488,59	0,34
V90FM12F5	33316,33	0,28	39979,84	35107,51	37874,45	0,32
Min	32753,79	0,28	38139,88	34583,43	37055,90	0,32
Max	36868,60	0,32	41984,68	38528,89	40483,32	0,36
Mittelwert	34207,76	0,30	40047,12	36300,21	38414,20	0,34
Median	33316,33	0,29	39979,84	36448,32	37874,45	0,33
Standardabw.	1753,33	0,02	1695,61	1552,63	1510,21	0,01
CoV	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04
charakteristischer Wert	30182,30	0,26	35386,82	32075,65	33947,49	0,30

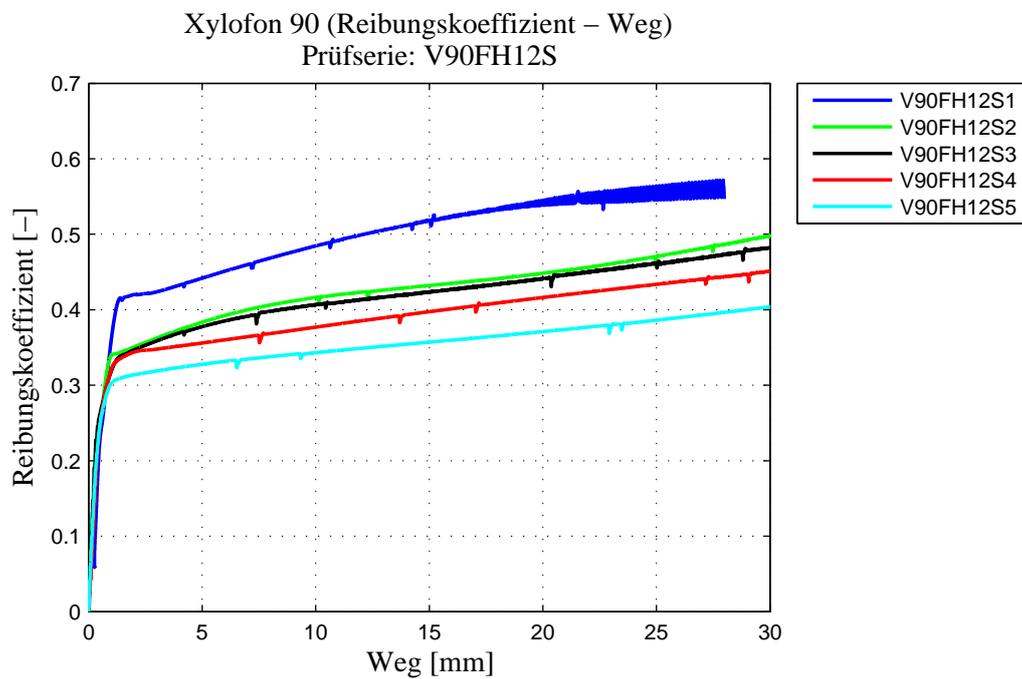
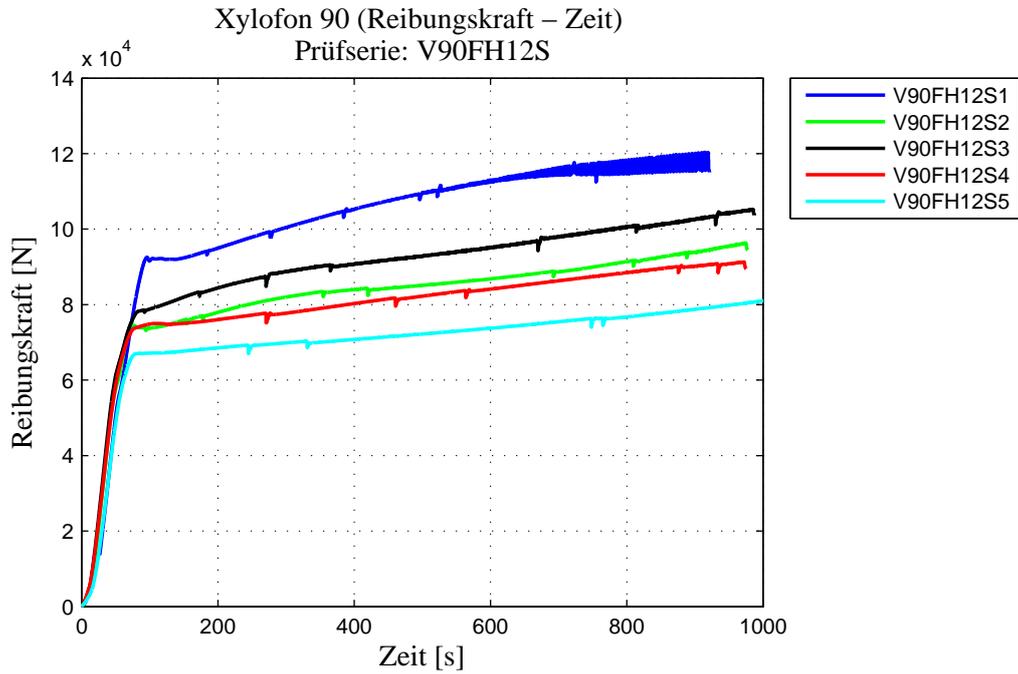




C-20 Prüfserie V90FH12S

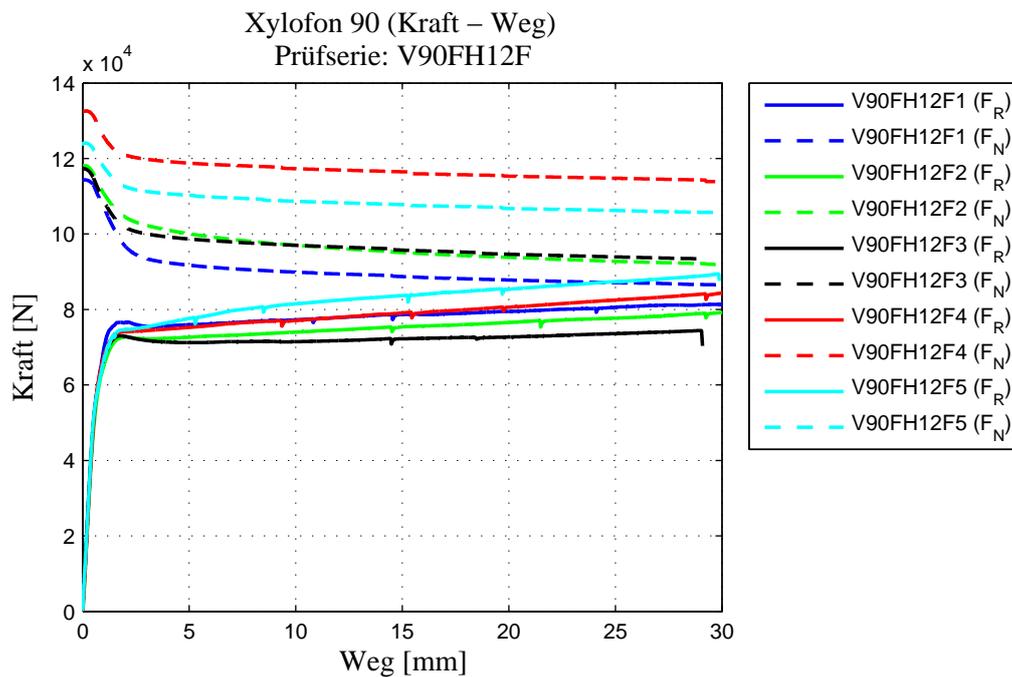
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V90FH12S1	92299,13	0,41	115392,50	95486,85	106431,32	0,50
V90FH12S2	74630,55	0,34	87994,43	77750,20	83846,85	0,42
V90FH12S3	77393,93	0,33	96591,33	84280,80	91207,60	0,41
V90FH12S4	73201,37	0,33	85321,33	75167,72	80623,22	0,39
V90FH12S5	66438,15	0,30	74720,08	67024,36	71352,53	0,35
Min	66438,15	0,30	74720,08	67024,36	71352,53	0,35
Max	77393,93	0,34	96591,33	84280,80	91207,60	0,42
Mittelwert	72916,00	0,32	86156,79	76055,77	81757,55	0,39
Median	73915,96	0,33	86657,88	76458,96	82235,04	0,40
Standardabw.	4656,02	0,02	9013,93	7138,56	8230,43	0,03
CoV	0,06	0,05	0,10	0,09	0,10	0,08
charakteristischer Wert	63359,82	0,29	68427,50	61905,86	65522,65	0,33

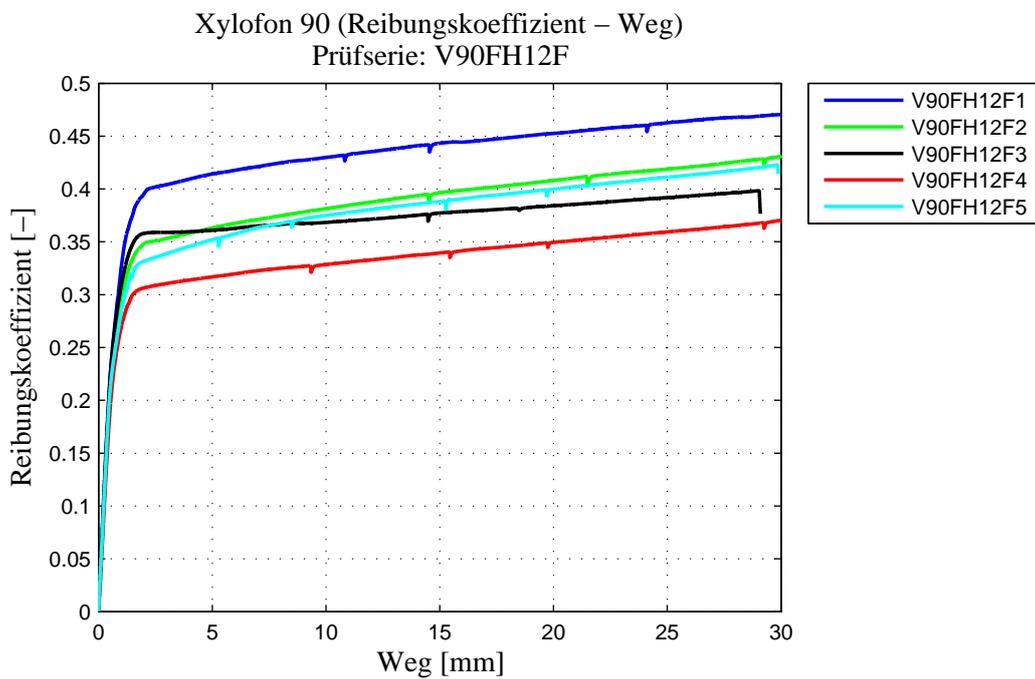
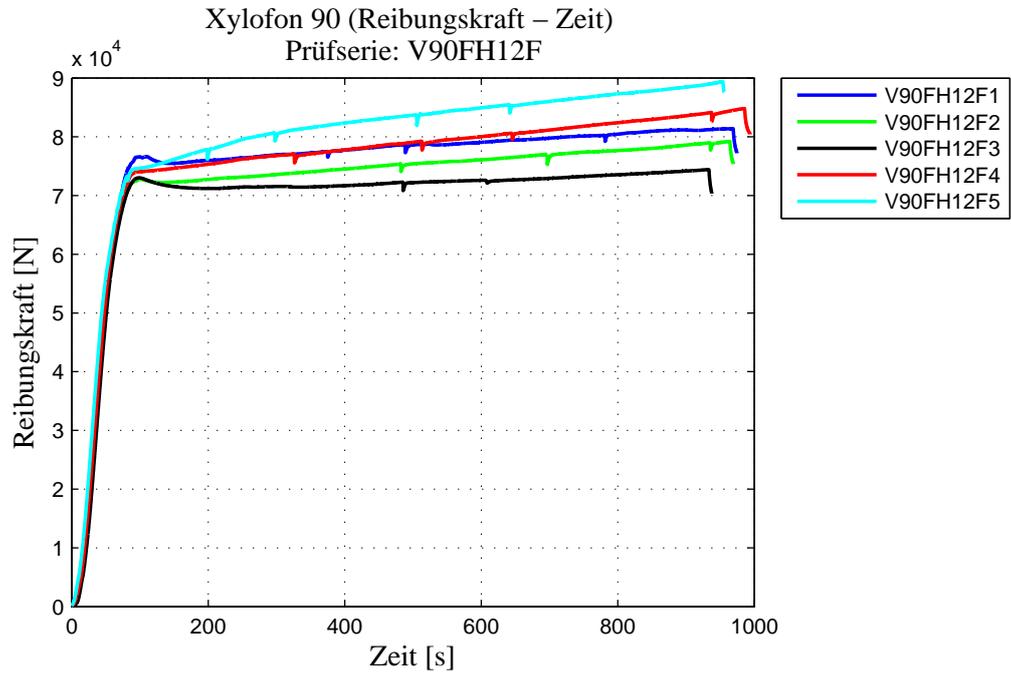




C-21 Prüfserie V90FH12F

Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V90FH12F1	76607,27	0,39	79476,75	75977,87	77863,73	0,44
V90FH12F2	72780,73	0,35	76552,41	72648,43	74656,19	0,39
V90FH12F3	73013,94	0,36	72704,27	70820,08	71905,07	0,37
V90FH12F4	71971,99	0,29	80620,45	75249,42	78057,57	0,33
V90FH12F5	72777,18	0,32	85477,67	76148,33	82317,49	0,38
Min	71971,99	0,29	72704,27	70820,08	71905,07	0,33
Max	76607,27	0,39	85477,67	76148,33	82317,49	0,44
Mittelwert	73430,22	0,34	78966,31	74168,83	76960,01	0,38
Median	72780,73	0,35	79476,75	75249,42	77863,73	0,38
Standardabw.	1819,46	0,04	4754,86	2339,04	3923,77	0,04
CoV	0,02	0,11	0,06	0,03	0,05	0,10
charakteristischer Wert	64916,03	0,26	67986,60	65558,41	67816,89	0,30

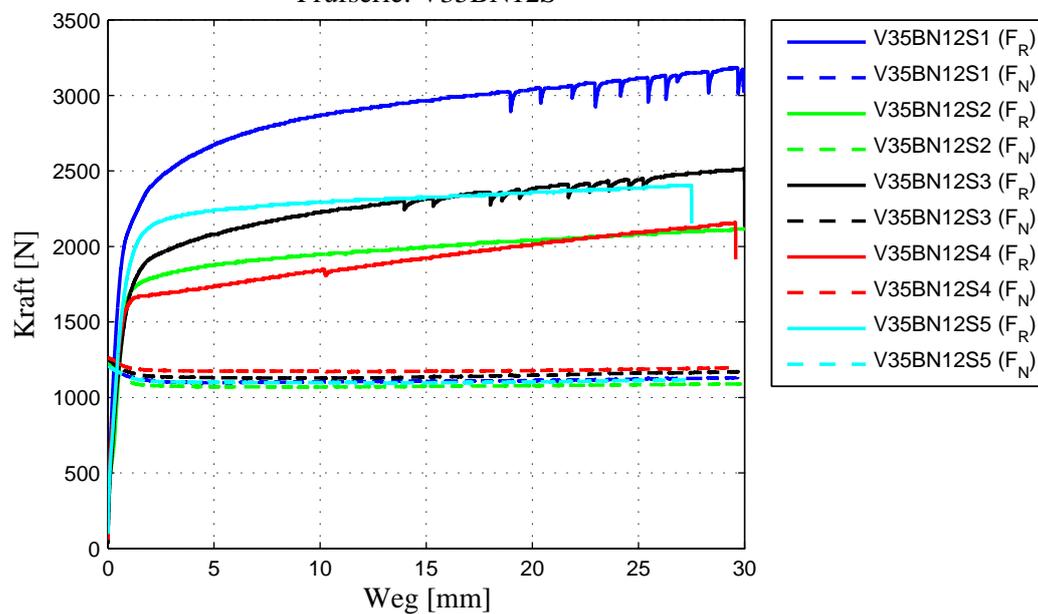




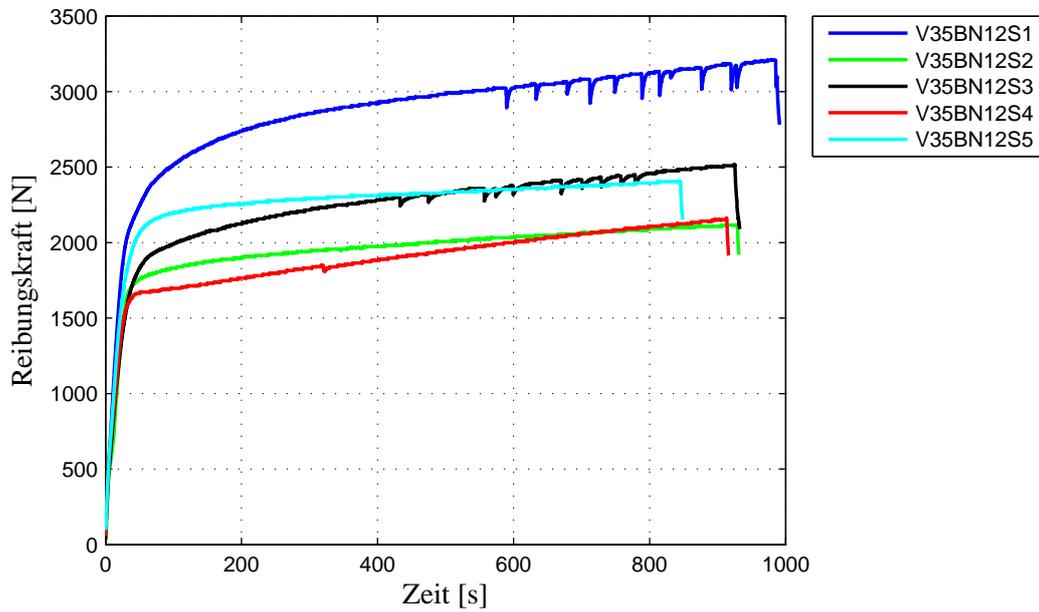
C-22 Prüfserie V35BN12S

Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35BN12S1	2486,60	1,13	3040,97	2670,80	2901,85	1,31
V35BN12S2	1764,03	0,81	2040,84	1872,75	1968,34	0,92
V35BN12S3	1921,21	0,84	2383,58	2080,37	2256,86	1,00
V35BN12S4	1655,19	0,70	2015,01	1737,53	1878,28	0,80
V35BN12S5	2142,17	0,97	2360,83	2242,84	2306,41	1,05
Min	1655,19	0,70	2015,01	1737,53	1878,28	0,80
Max	2486,60	1,13	3040,97	2670,80	2901,85	1,31
Mittelwert	1993,84	0,89	2368,25	2120,86	2262,35	1,02
Median	1921,21	0,84	2360,83	2080,37	2256,86	1,00
Standardabw.	330,75	0,16	413,77	363,13	401,52	0,19
CoV	0,17	0,19	0,17	0,17	0,18	0,19
charakteristischer Wert	1325,83	0,56	1556,66	1391,35	1471,44	0,64

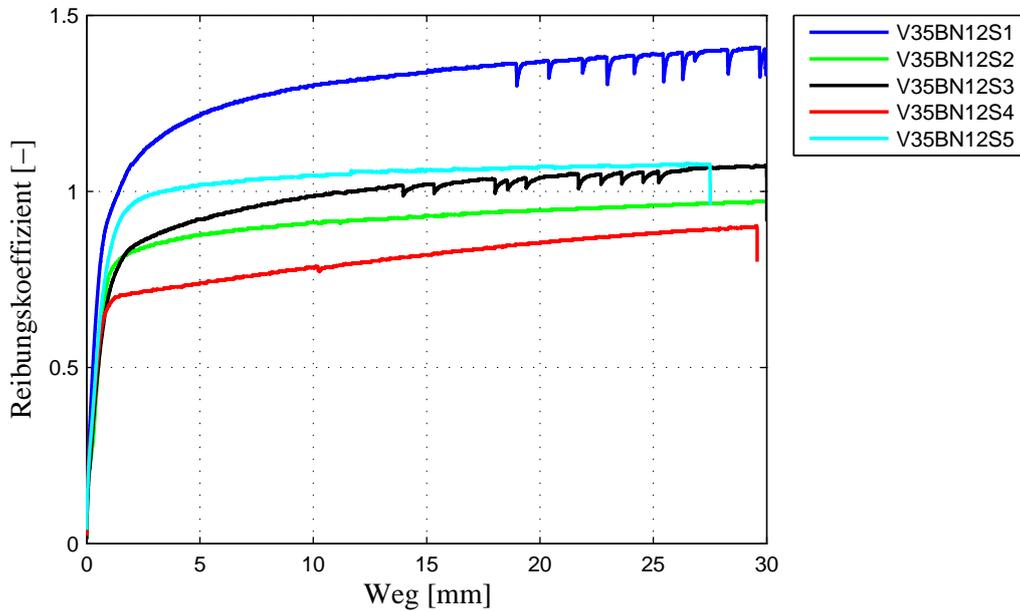
Xylofon 35 (Kraft – Weg)
Prüfserie: V35BN12S



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35BN12S

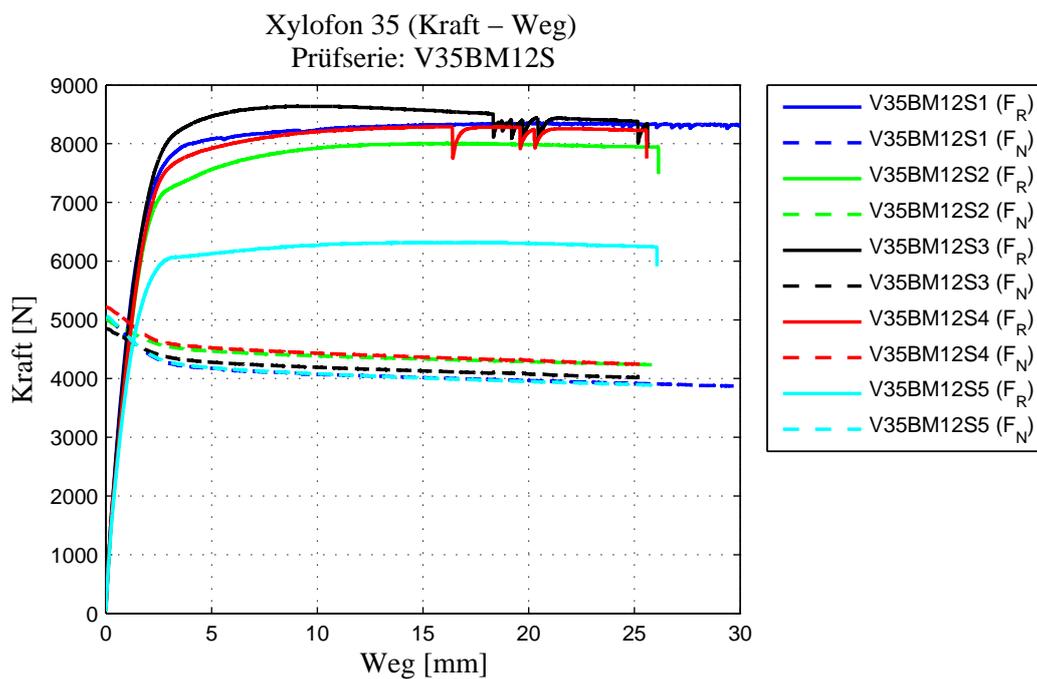


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35BN12S

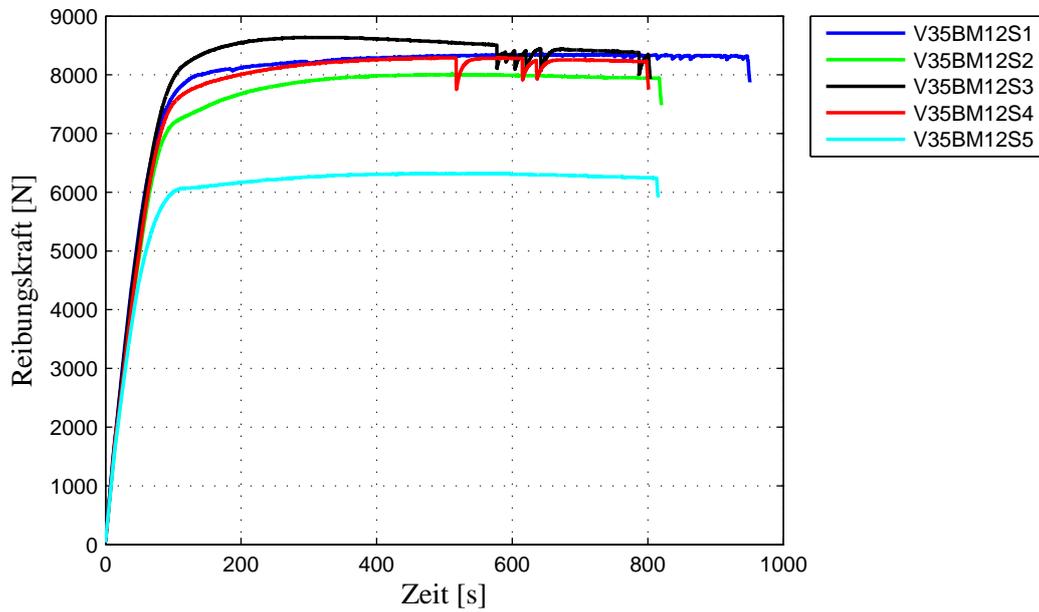


C-23 Prüfsreihe V35BM12S

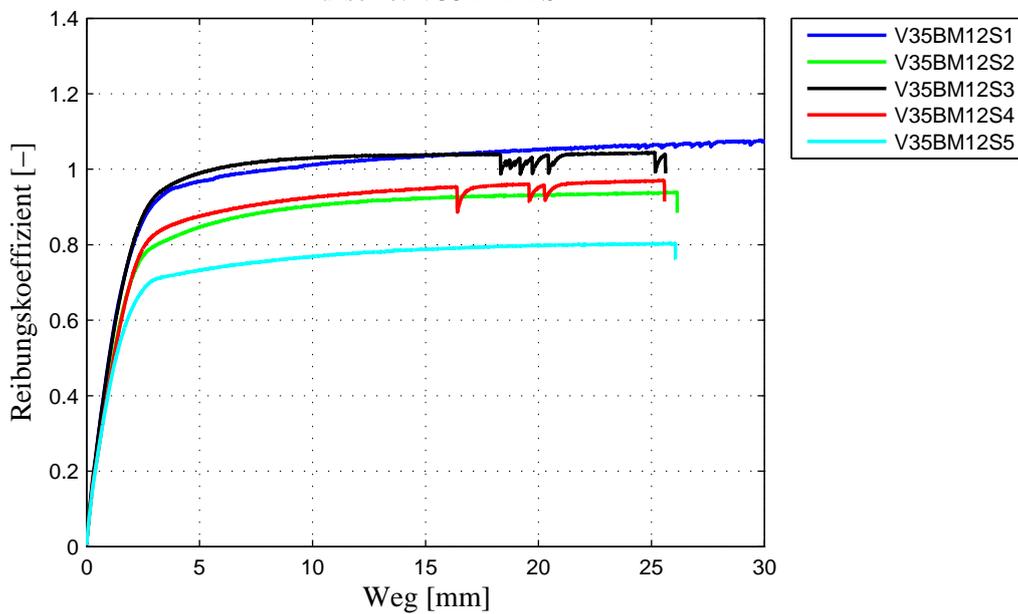
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35BM12S1	7879,11	0,93	8347,13	8069,13	8261,43	1,02
V35BM12S2	7170,78	0,79	8011,32	7566,21	7918,76	0,91
V35BM12S3	8148,74	0,94	8641,82	8089,41	8553,11	1,03
V35BM12S4	7582,83	0,82	8288,33	7750,11	8193,82	0,93
V35BM12S5	6004,29	0,70	6323,32	6129,74	6275,11	0,78
Min	6004,29	0,70	6323,32	6129,74	6275,11	0,78
Max	8148,74	0,94	8641,82	8089,41	8553,11	1,03
Mittelwert	7357,15	0,84	7922,38	7520,92	7840,45	0,93
Median	7582,83	0,82	8288,33	7750,11	8193,82	0,93
Standardabw.	838,89	0,10	921,52	808,34	903,66	0,10
CoV	0,11	0,12	0,12	0,11	0,12	0,11
charakteristischer Wert	5442,62	0,61	5781,95	5639,07	5741,49	0,70



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V35BM12S

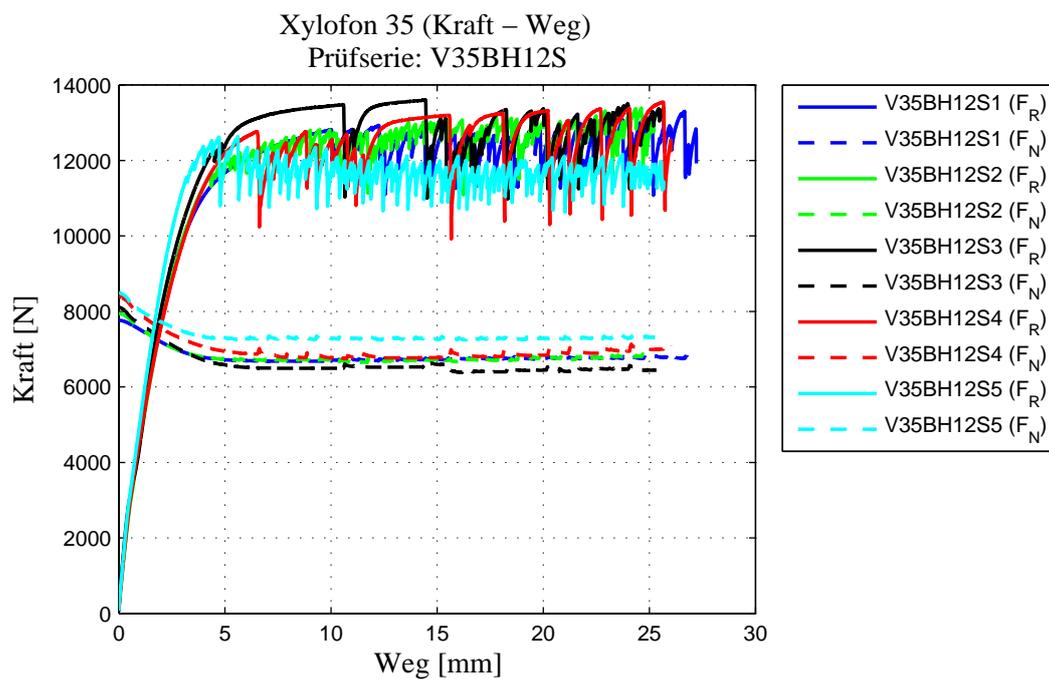


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V35BM12S

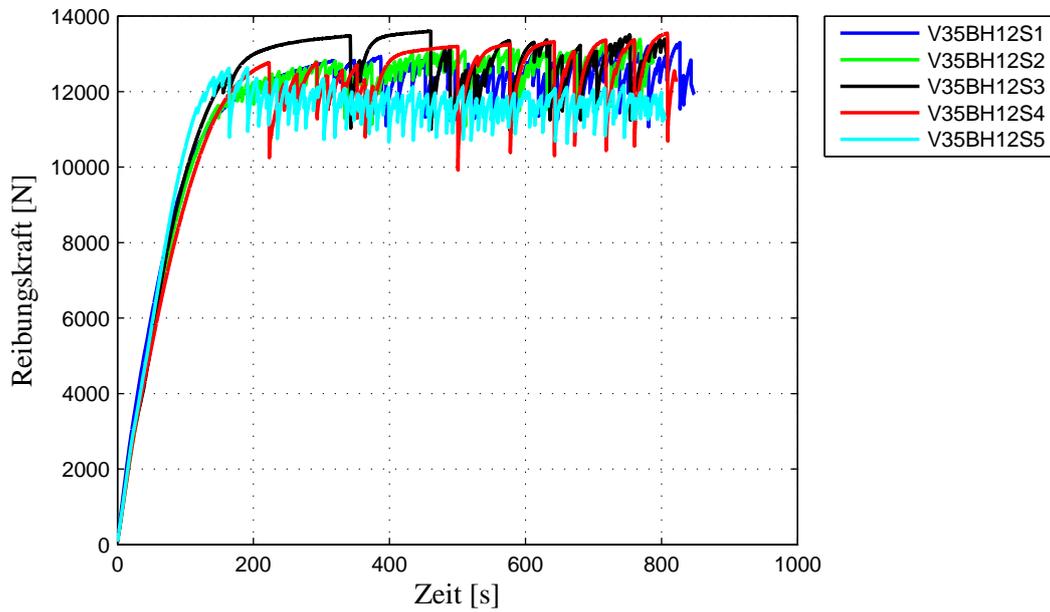


C-24 Prüfserie V35BH12S

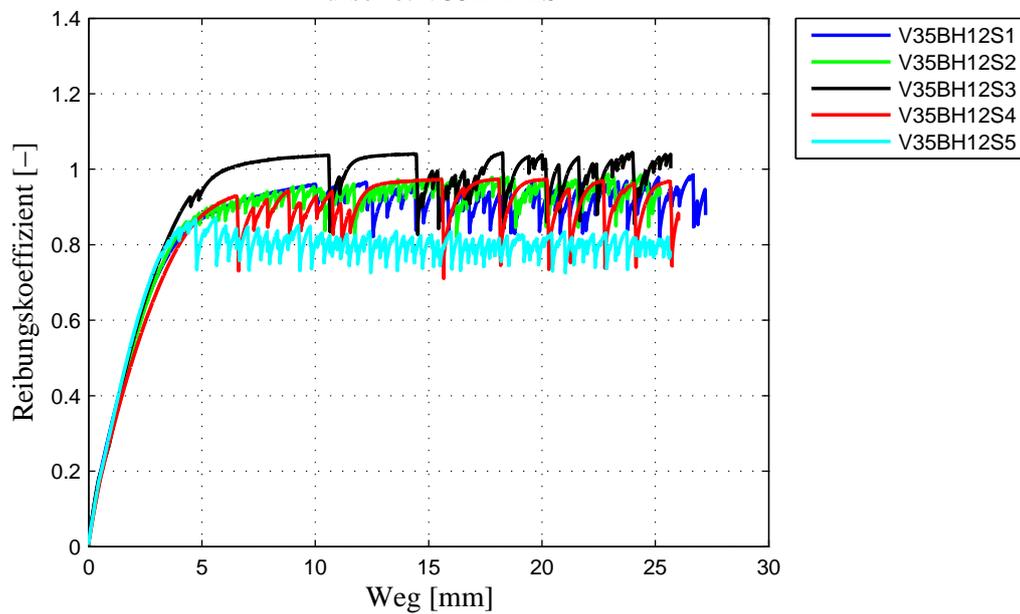
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V35BH12S1	12822,14	0,96	12988,93	11096,28	12387,37	0,92
V35BH12S2	11637,96	0,86	13119,36	11089,43	12520,92	0,93
V35BH12S3	12292,81	0,93	13595,24	10988,05	13009,18	1,00
V35BH12S4	12763,11	0,93	13300,82	9921,16	12549,42	0,92
V35BH12S5	12376,78	0,84	12636,63	10668,56	11680,27	0,80
Min	11637,96	0,84	12636,63	9921,16	11680,27	0,80
Max	12822,14	0,96	13595,24	11096,28	13009,18	1,00
Mittelwert	12378,56	0,90	13128,19	10752,70	12429,43	0,92
Median	12376,78	0,93	13119,36	10988,05	12520,92	0,92
Standardabw.	474,47	0,05	356,74	496,33	480,08	0,07
CoV	0,04	0,05	0,03	0,05	0,04	0,08
charakteristischer Wert	10939,37	0,79	11605,35	9499,85	10984,24	0,75



Xylofon 35 (Reibungskraft – Zeit)
 Prüfsreihe: V35BH12S

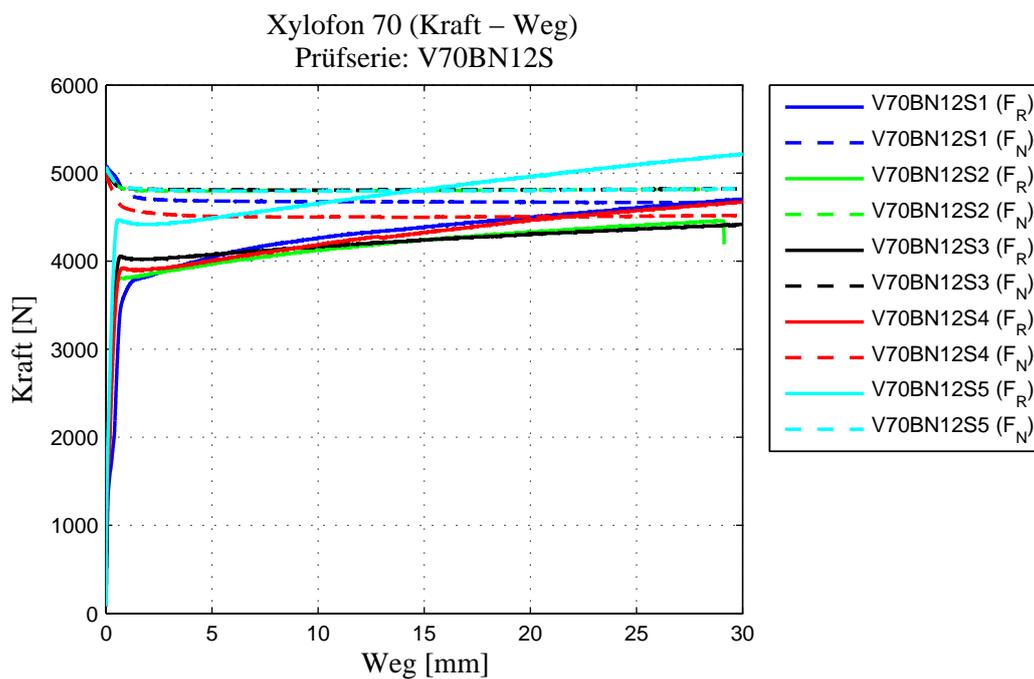


Xylofon 35 (Reibungskoeffizient – Weg)
 Prüfsreihe: V35BH12S

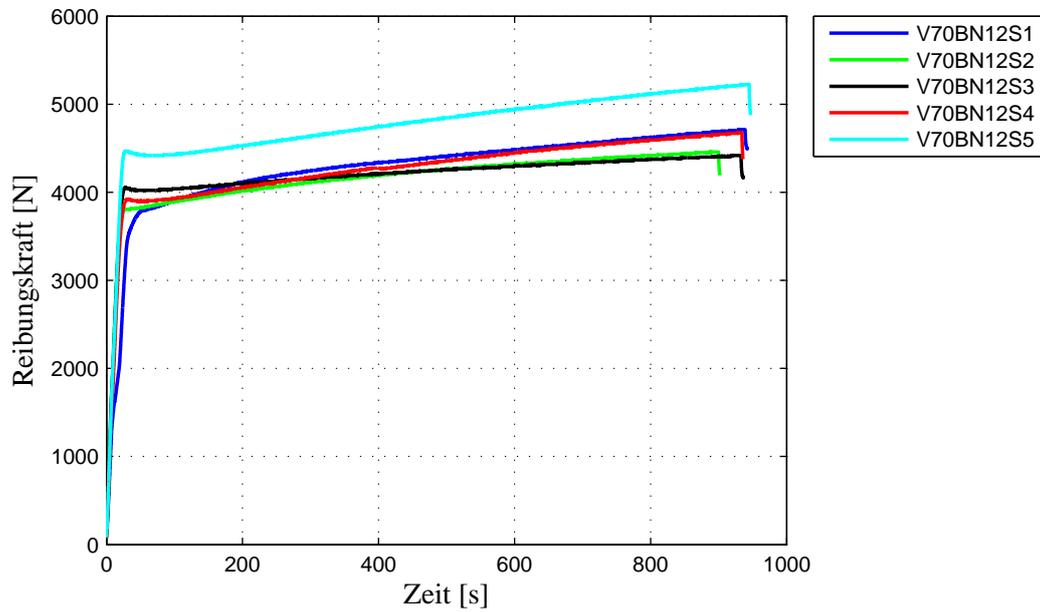


C-25 Prüfsrie V70BN12S

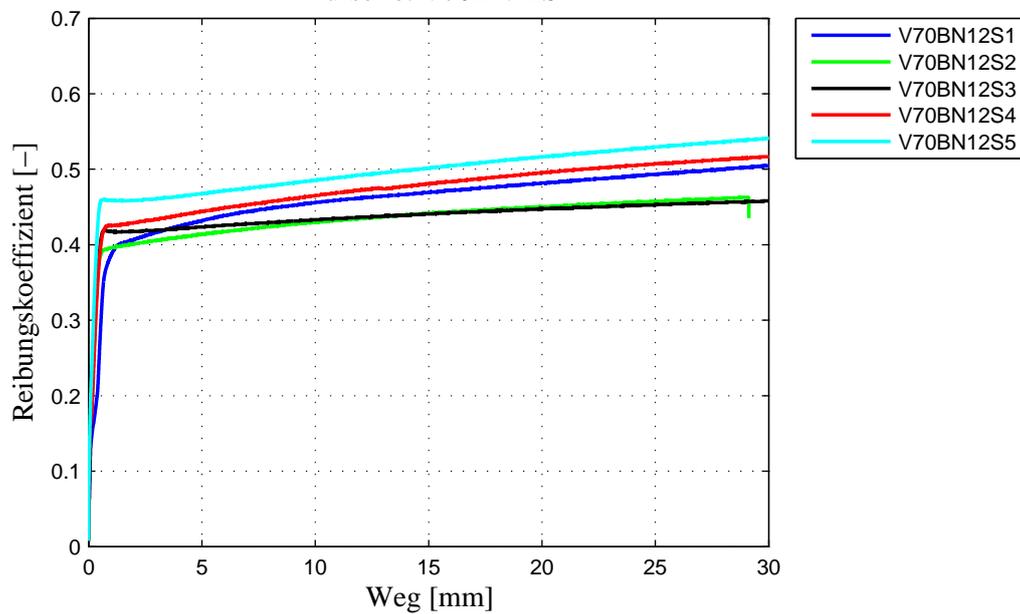
Prüfungsbezeichnung	Methode A			ISO 15113:2005		
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70BN12S1	3728,74	0,39	4501,88	4047,63	4312,40	0,46
V70BN12S2	3805,29	0,39	4333,34	3972,06	4174,02	0,43
V70BN12S3	4056,31	0,42	4308,43	4072,96	4199,19	0,44
V70BN12S4	3921,66	0,43	4468,04	4004,89	4250,42	0,47
V70BN12S5	4468,30	0,46	4962,91	4484,19	4731,70	0,49
Min	3728,74	0,39	4308,43	3972,06	4174,02	0,43
Max	4468,30	0,46	4962,91	4484,19	4731,70	0,49
Mittelwert	3996,06	0,42	4514,92	4116,34	4333,55	0,46
Median	3921,66	0,42	4468,04	4047,63	4250,42	0,46
Standardabw.	291,56	0,03	263,95	209,26	228,79	0,02
CoV	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05
charakteristischer Wert	3347,96	0,35	3920,34	3636,32	3815,86	0,40



Xylofon 70 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V70BN12S

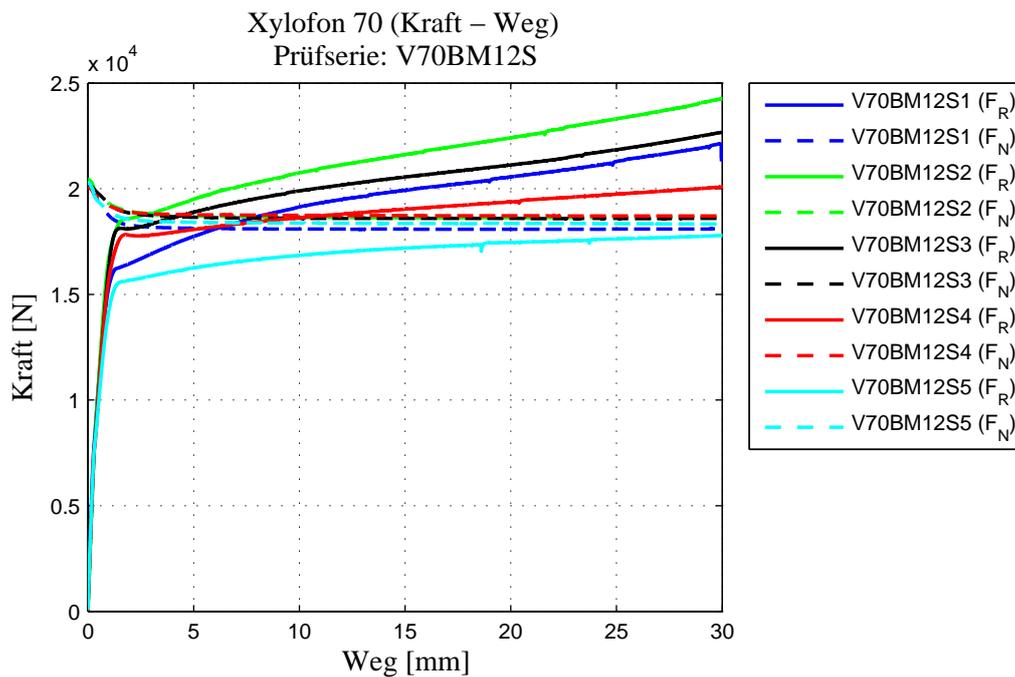


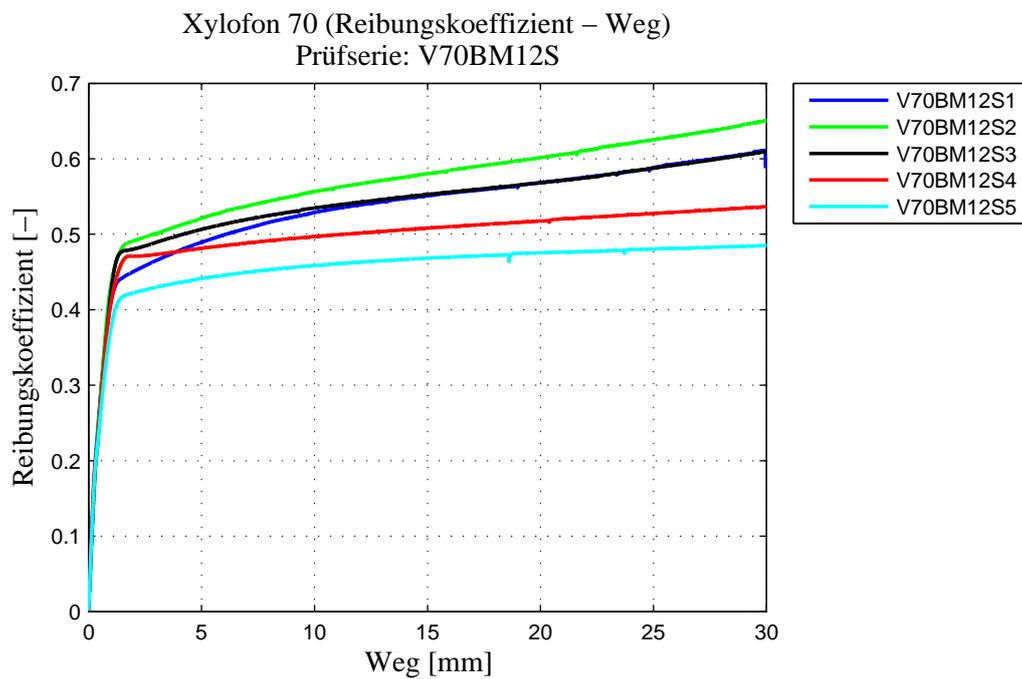
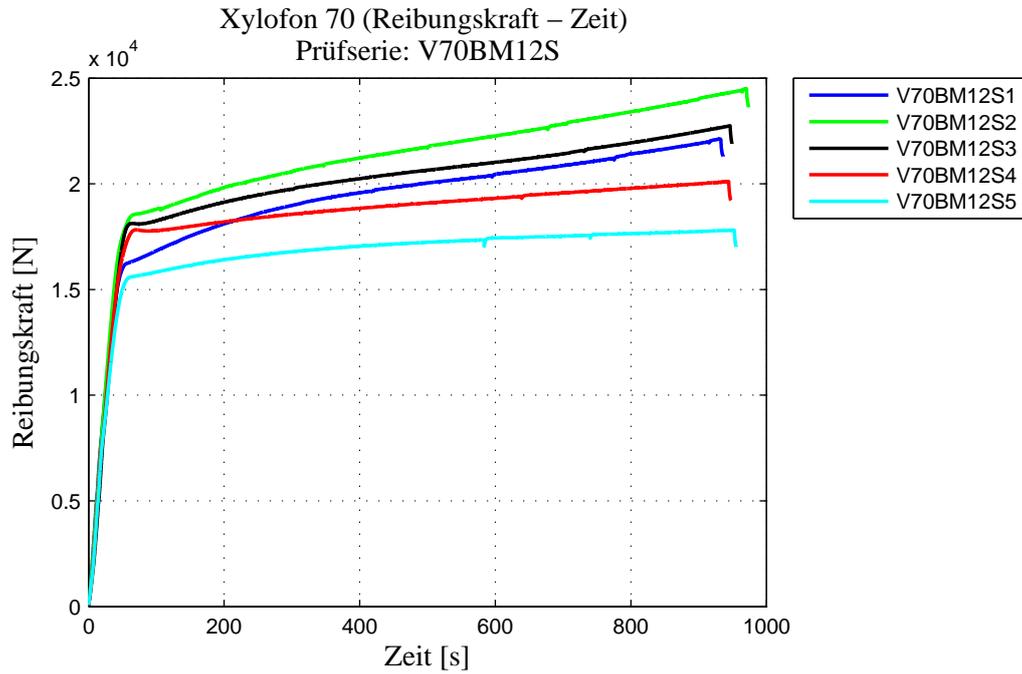
Xylofon 70 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V70BN12S



C-26 Prüfserie V70BM12S

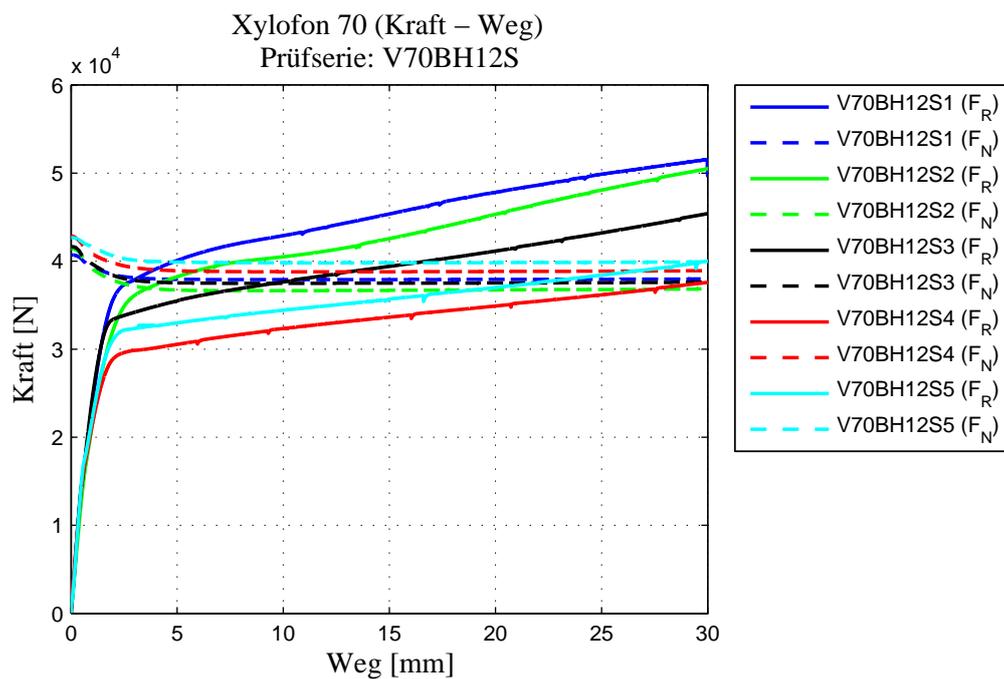
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70BM12S1	16154,51	0,44	20562,68	17740,82	19428,67	0,54
V70BM12S2	18849,27	0,50	22409,04	19504,54	21129,08	0,57
V70BM12S3	18128,35	0,48	21125,43	18884,09	20165,54	0,54
V70BM12S4	17825,28	0,47	19378,61	18068,84	18802,28	0,50
V70BM12S5	15448,96	0,41	17456,28	16248,08	16977,37	0,46
Min	15448,96	0,41	17456,28	16248,08	16977,37	0,46
Max	18849,27	0,50	22409,04	19504,54	21129,08	0,57
Mittelwert	17281,27	0,46	20186,41	18089,28	19300,59	0,52
Median	17825,28	0,47	20562,68	18068,84	19428,67	0,54
Standardabw.	1422,94	0,04	1875,47	1239,61	1561,54	0,04
CoV	0,08	0,08	0,09	0,07	0,08	0,08
charakteristischer Wert	14034,87	0,38	15926,03	15211,44	15711,33	0,43

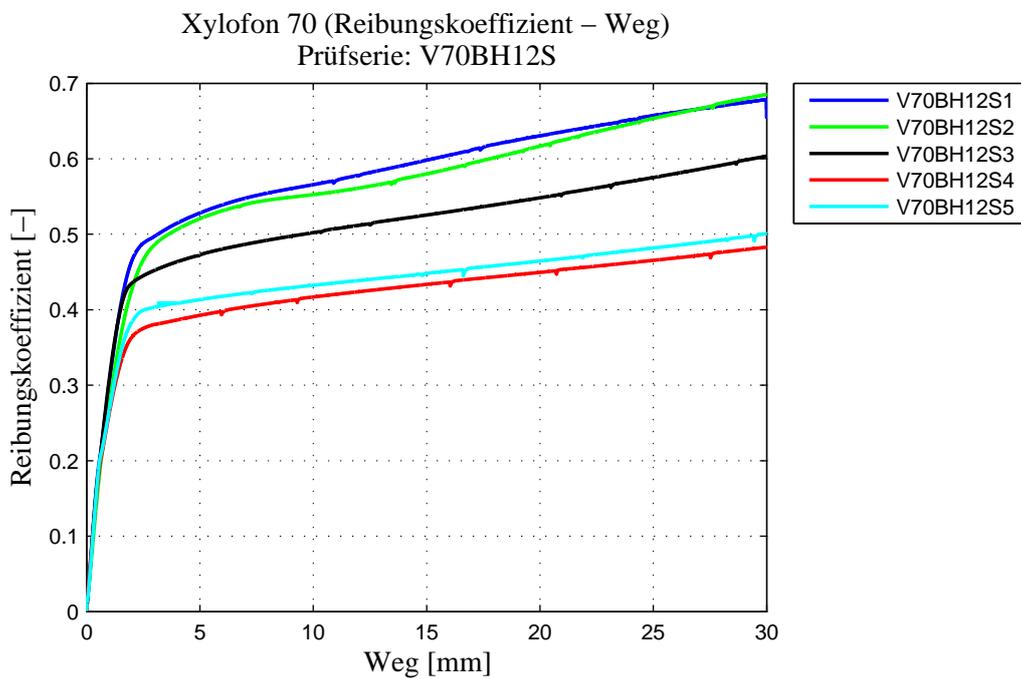
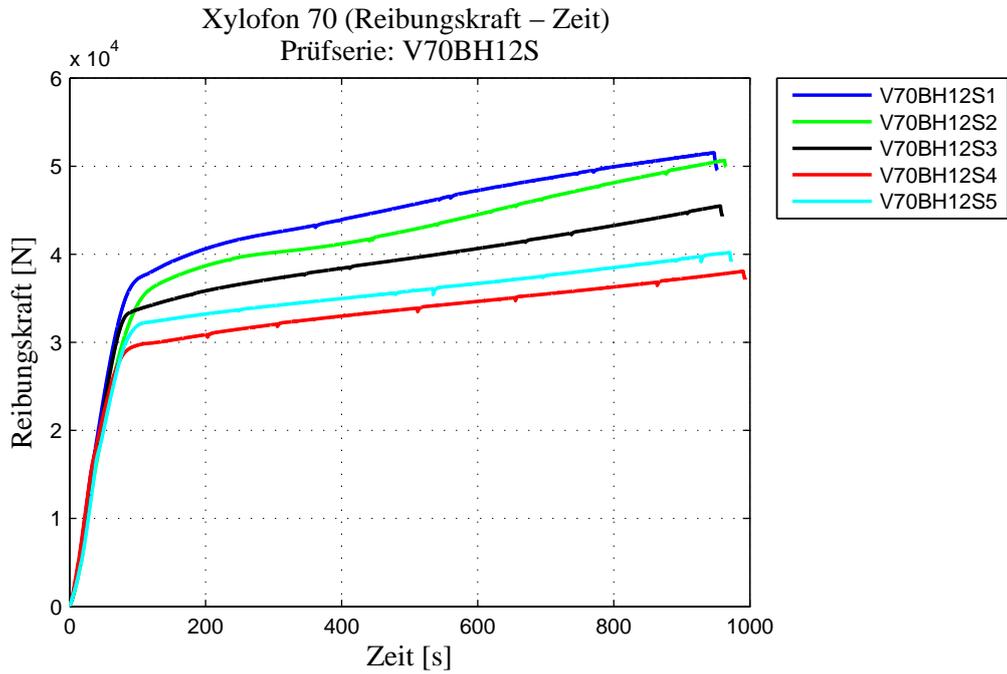




C-27 Prüfsreihe V70BH12S

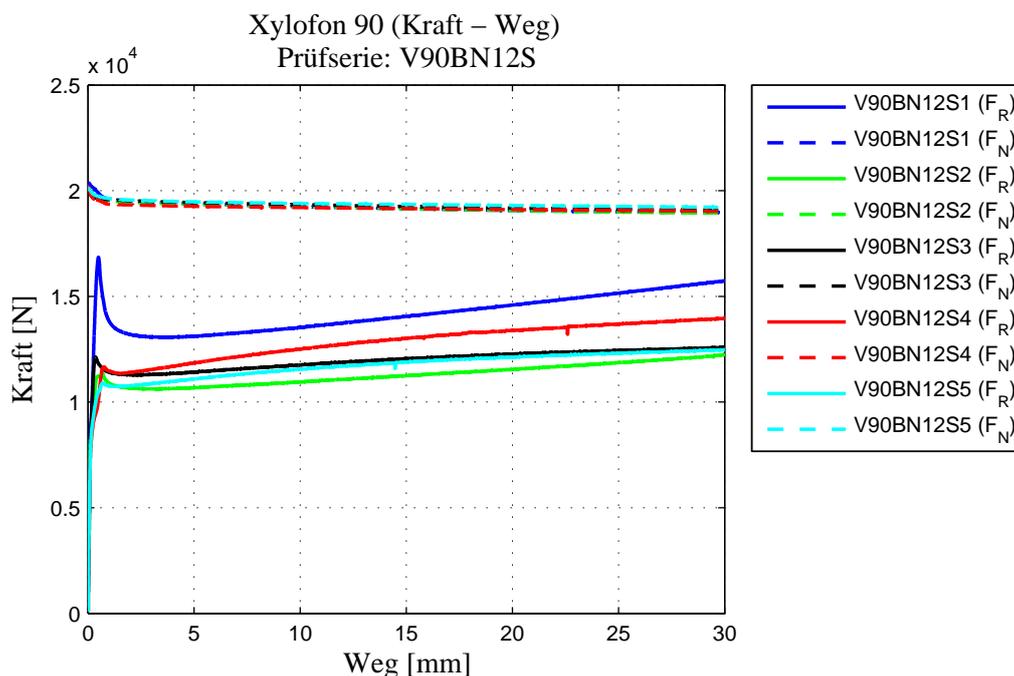
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V70BH12S1	36606,81	0,48	47808,08	40071,75	44140,43	0,58
V70BH12S2	35167,55	0,47	45311,30	38233,54	41642,61	0,57
V70BH12S3	33082,96	0,43	41145,27	35479,70	38490,37	0,51
V70BH12S4	28639,01	0,36	34901,14	30553,59	32923,89	0,42
V70BH12S5	31169,35	0,38	37000,23	32988,57	35038,13	0,44
Min	28639,01	0,36	34901,14	30553,59	32923,89	0,42
Max	36606,81	0,48	47808,08	40071,75	44140,43	0,58
Mittelwert	32933,14	0,42	41233,20	35465,43	38447,09	0,51
Median	33082,96	0,43	41145,27	35479,70	38490,37	0,51
Standardabw.	3164,70	0,05	5428,64	3845,19	4603,10	0,07
CoV	0,10	0,12	0,13	0,11	0,12	0,14
charakteristischer Wert	25815,40	0,31	29566,99	26965,70	28429,07	0,35



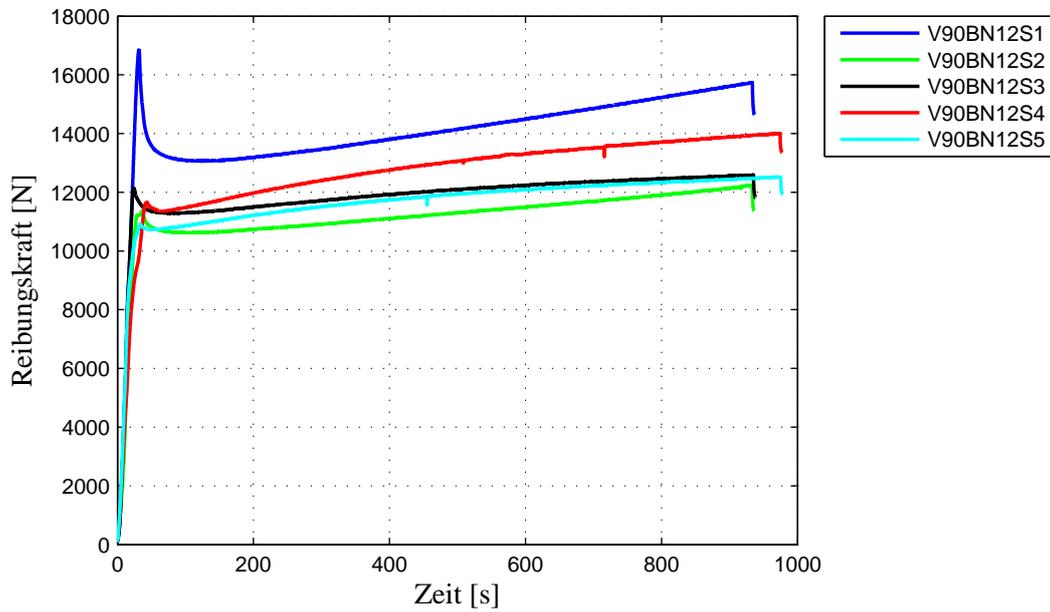


C-28 Prüfserie V90BN12S

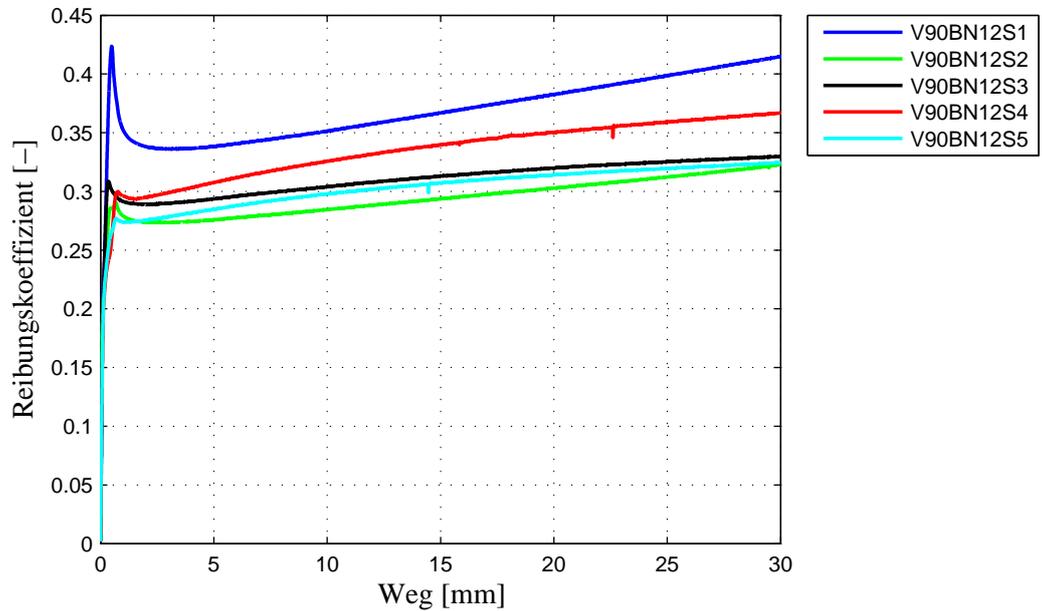
Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	F _{R,S} [N]	μ _s [-]	F _{R,MIN} [N]	F _{R,MAX} [N]	F _{R,MEAN} [N]	μ _{MEAN} [-]
V90BN12S1	16851,71	0,42	14585,87	13112,92	13806,28	0,36
V90BN12S2	11362,26	0,29	11546,76	10677,41	11102,83	0,29
V90BN12S3	11294,98	0,29	12273,45	11416,62	11887,85	0,31
V90BN12S4	11655,99	0,30	13393,48	11848,67	12726,92	0,33
V90BN12S5	10907,97	0,28	12126,09	11092,25	11692,57	0,30
Min	10907,97	0,28	11546,76	10677,41	11102,83	0,29
Max	11655,99	0,30	13393,48	11848,67	12726,92	0,33
Mittelwert	11305,30	0,29	12334,94	11258,74	11852,54	0,31
Median	11328,62	0,29	12199,77	11254,44	11790,21	0,30
Standardabw.	307,79	0,01	772,26	496,19	671,67	0,02
CoV	0,03	0,03	0,06	0,04	0,06	0,06
charakteristischer Wert	9994,08	0,26	10798,36	9948,44	10468,26	0,27



Xylofon 90 (Reibungskraft – Zeit)
Prüfserie: V90BN12S

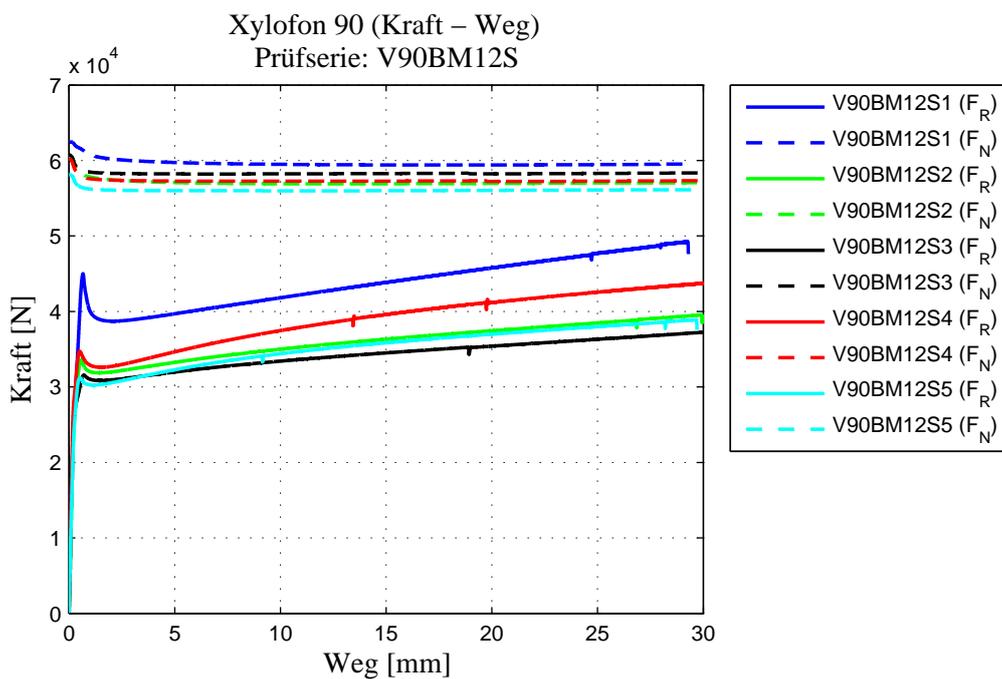


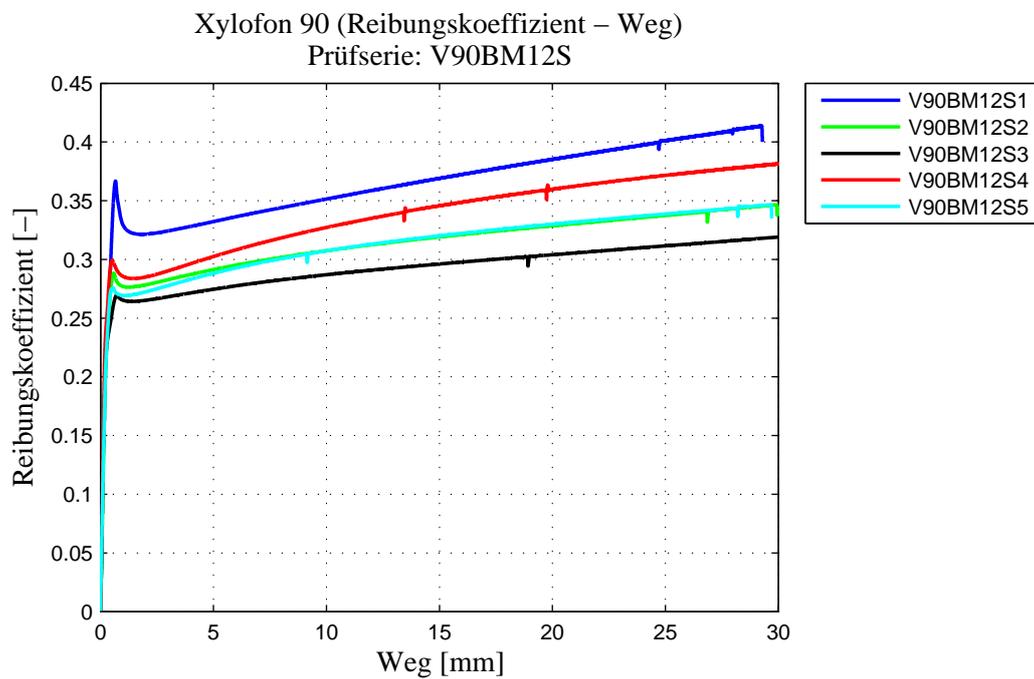
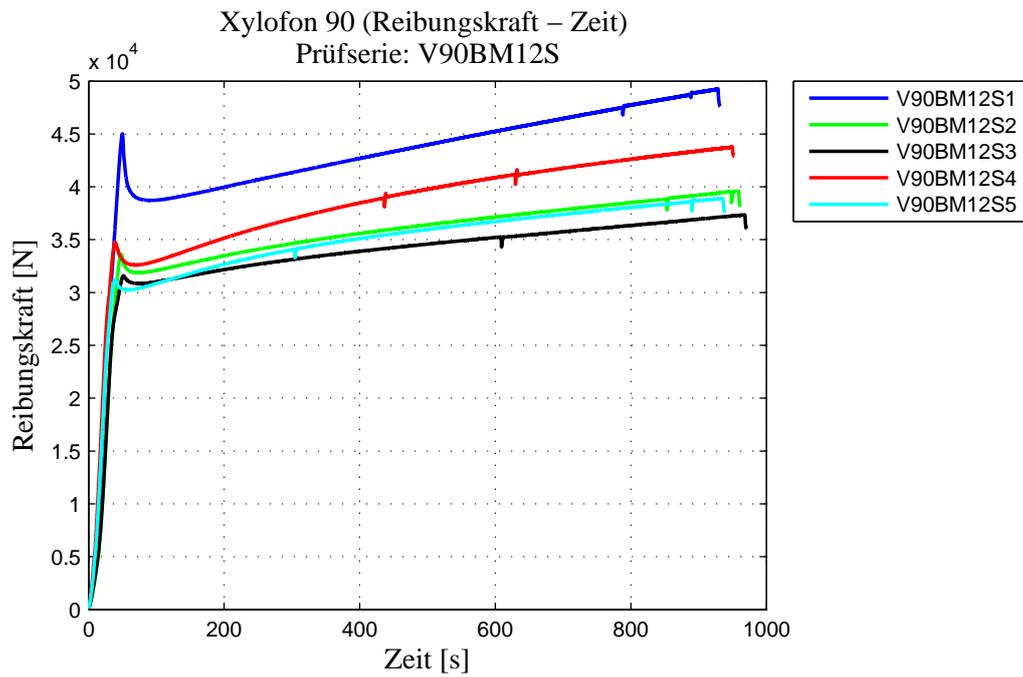
Xylofon 90 (Reibungskoeffizient – Weg)
Prüfserie: V90BN12S



C-29 Prüfserie V90BM12S

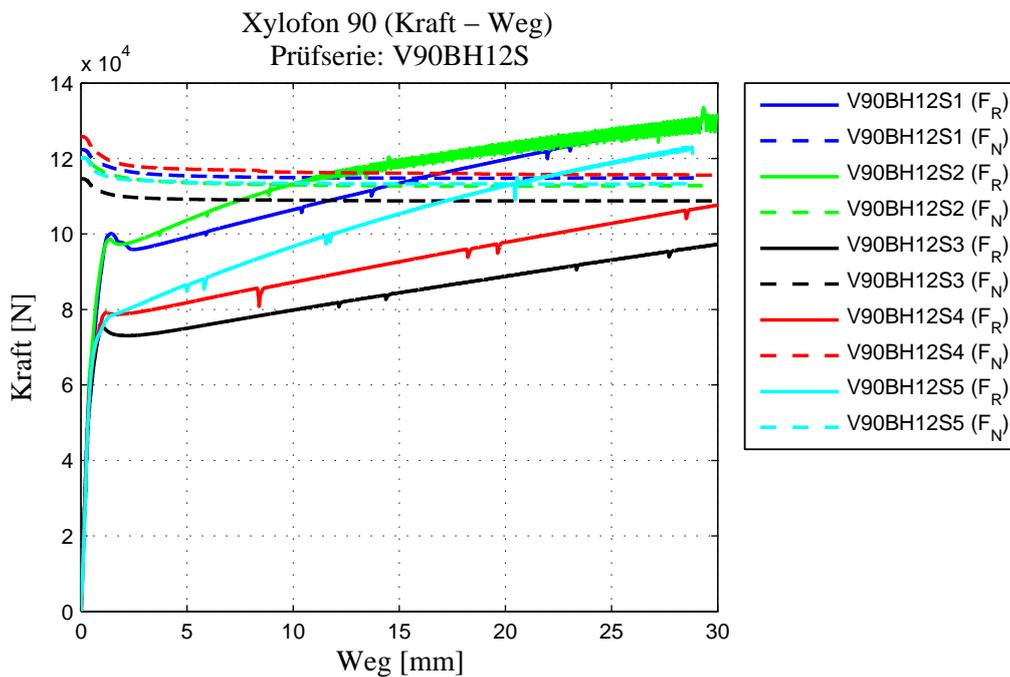
	Methode A			ISO 15113:2005		
Prüfungsbezeichnung	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V90BM12S1	45022,17	0,37	45786,09	39691,65	42811,30	0,36
V90BM12S2	33618,49	0,29	37444,40	33256,93	35580,20	0,31
V90BM12S3	31595,51	0,27	35403,78	31973,02	33898,11	0,29
V90BM12S4	34743,17	0,30	41610,86	34650,64	38378,94	0,34
V90BM12S5	31219,55	0,28	36985,30	32269,61	34999,73	0,31
Min	31219,55	0,27	35403,78	31973,02	33898,11	0,29
Max	34743,17	0,30	41610,86	34650,64	38378,94	0,34
Mittelwert	32794,18	0,28	37861,09	33037,55	35714,24	0,31
Median	32607,00	0,28	37214,85	32763,27	35289,96	0,31
Standardabw.	1672,75	0,01	2648,26	1207,36	1908,53	0,02
CoV	0,05	0,05	0,07	0,04	0,05	0,06
charakteristischer Wert	28970,55	0,25	32661,40	29199,43	31547,66	0,28

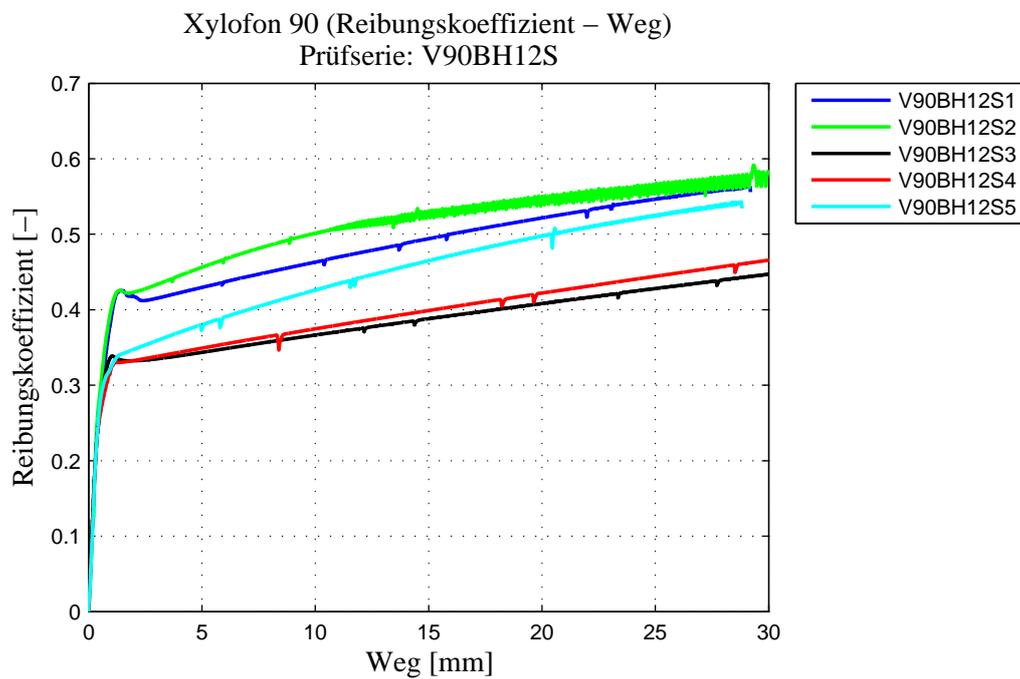
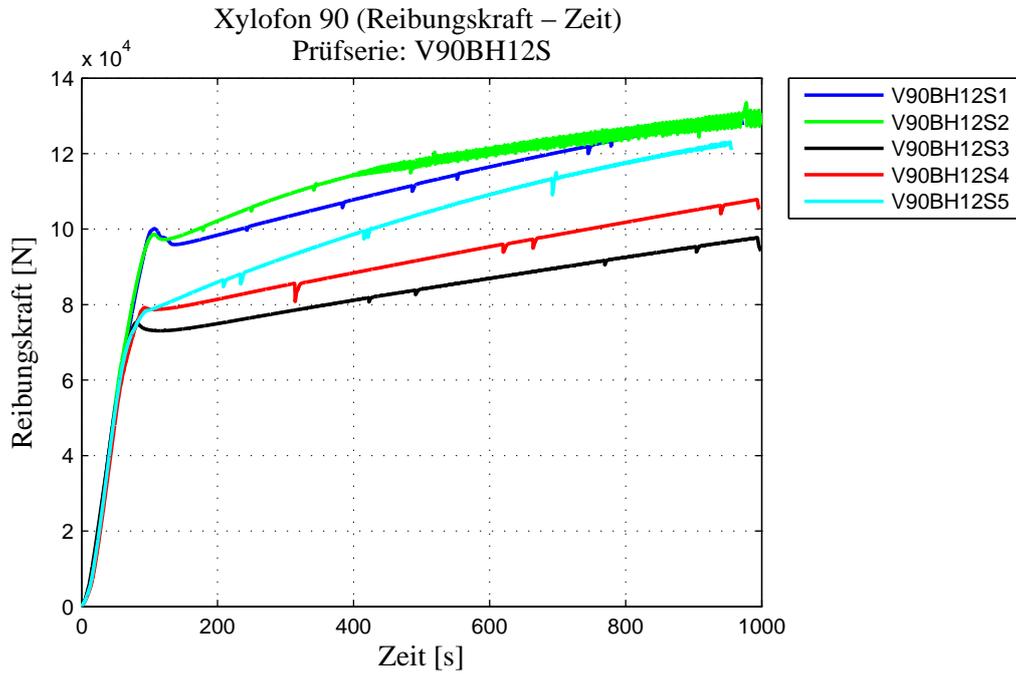




C-30 Prüfserie V90BH12S

Prüfungsbezeichnung	Methode A		ISO 15113:2005			
	$F_{R,S}$ [N]	μ_s [-]	$F_{R,MIN}$ [N]	$F_{R,MAX}$ [N]	$F_{R,MEAN}$ [N]	μ_{MEAN} [-]
V90BH12S1	100127,38	0,43	119720,88	99138,15	109823,15	0,48
V90BH12S2	98591,34	0,43	124065,62	103645,26	115233,31	0,51
V90BH12S3	75254,98	0,34	88777,02	75016,16	82056,21	0,38
V90BH12S4	79207,23	0,33	97782,11	80817,27	89855,52	0,39
V90BH12S5	76477,16	0,33	112847,31	85007,73	100560,12	0,44
Min	75254,98	0,33	88777,02	75016,16	82056,21	0,38
Max	100127,38	0,43	124065,62	103645,26	115233,31	0,51
Mittelwert	85931,62	0,37	108638,59	88724,91	99505,66	0,44
Median	79207,23	0,34	112847,31	85007,73	100560,12	0,44
Standardabw.	12352,97	0,05	14923,71	12199,69	13716,14	0,06
CoV	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13
charakteristischer Wert	60225,18	0,26	76109,04	62889,77	69928,46	0,32





Dies ist eine Veröffentlichung des

FACHBEREICHS INGENIEURBAUKUNST (IBK) AN DER TU GRAZ

Der Fachbereich Ingenieurbaukunst umfasst die dem konstruktiven Ingenieurbau nahe stehenden Institute für Baustatik, Betonbau, Stahlbau & Flächentragwerke, Holzbau & Holztechnologie, Materialprüfung & Baustofftechnologie, Baubetrieb & Bauwirtschaft, Hochbau & Industriebau, Bauinformatik und Allgemeine Mechanik der Fakultät für Bauingenieurwissenschaften an der Technischen Universität Graz.

Dem Fachbereich Ingenieurbaukunst ist das Bautechnikzentrum (BTZ) zugeordnet, welches als gemeinsame hochmoderne Laboreinrichtung zur Durchführung der experimentellen Forschung aller beteiligten Institute dient. Es umfasst die drei Laboreinheiten für konstruktiven Ingenieurbau, für Bauphysik und für Baustofftechnologie.

Der Fachbereich Ingenieurbaukunst kooperiert im gemeinsamen Forschungsschwerpunkt „Advanced Construction Technology“. Dieser Forschungsschwerpunkt umfasst sowohl Grundlagen- als auch praxisorientierte Forschungs- und Entwicklungsprogramme.

Weitere Forschungs- und Entwicklungskooperationen bestehen mit anderen Instituten der Fakultät, insbesondere mit der Gruppe Geotechnik, sowie nationalen und internationalen Partnern aus Wissenschaft und Wirtschaft.

Die Lehrinhalte des Fachbereichs Ingenieurbaukunst sind aufeinander abgestimmt. Aus gemeinsam betreuten Projektarbeiten und gemeinsamen Prüfungen innerhalb der Fachmodule können alle Beteiligten einen optimalen Nutzen ziehen.

Durch den gemeinsamen, einheitlichen Auftritt in der Öffentlichkeit präsentiert sich der Fachbereich Ingenieurbaukunst als moderne Lehr- und Forschungsgemeinschaft, welche die Ziele und Visionen der TU Graz umsetzt.

Nummerierungssystematik der Schriftenreihe

S – Skripten, Vorlesungsunterlagen | F – Forschungsberichte
V – Vorträge, Tagungen | M – Masterarbeiten

Institutskenzahl:

1 – Allgemeine Mechanik | 2 – Baustatik | 3 – Betonbau
4 – Holzbau & Holztechnologie | 5 – Stahlbau & Flächentragwerke
6 – Materialprüfung & Baustofftechnologie | 7 – Baubetrieb & Bauwirtschaft
8 – Hochbau & Industriebau | 9 – Bauinformatik

Fortlaufende Nummer pro Reihe und Institut / Jahreszahl