



Christopher Heilbrunner, BSc

Schutzelement für automotive E-Motoren (Decoupling Unit)

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur

Fachrichtung: Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

Graz, 22.03.2018

Zugriffssperre bis 22.03.2020

Danksagung

Sehr herzlich bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer seitens der TU Graz Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz, der mich in allen Anliegen stets unterstützte. Besonderer Dank gilt meinem Betreuer Dipl.-Ing. Gregor Schwarz seitens der Firma MAGNA Powertrain, Engineering Center Steyr GmbH & CoKG in St. Valentin, der mich von Beginn an bis zur arbeitsintensiven Fertigstellung der Masterarbeit mit seiner fachlichen Kompetenz, trotz oft stressigem Arbeitsalltag, bestmöglich begleitete und mir mit wertvollen Ratschlägen weitergeholfen hat.

Weiters danke ich auch Dipl.-Ing. Gerhard Hofer von MAGNA Powertrain GmbH & CoKG in Albersdorf und Dipl.-Ing. Michael Schober von MAGNA Powertrain, Engineering Center Steyr GmbH & CoKG in St. Valentin für das Teilnehmen an den regelmäßigen Besprechungen und dem gemeinsamen fachlichen Austausch.

Ein Dankeschön gilt auch allen anderen Mitarbeitern der Abteilung Product Concepts für das Beantworten meiner Fragen und die hilfreichen Gespräche zwischendurch.

Nicht zuletzt möchte ich mich ganz herzlich bei meiner Familie, vor allem bei meinen Eltern bedanken, die mir dieses Studium ermöglichten. Sie brachten mir besonders in schwierigen Zeiten viel Geduld und Verständnis entgegen und haben mich in all den Jahren großartig unterstützt.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
(Unterschrift)

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 marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
(date) (signature)

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit befasst sich mit der Konzepterstellung und Bewertung eines Schutzelements für den Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs.

Durch den Einsatz von hochdrehenden E-Maschinen ist es notwendig ein geeignetes Untersetzungsgetriebe, mit dem die Drehzahlanpassung durchgeführt wird, in den Antriebsstrang zu implementieren. Aus der Kombination von Elektromotor und dem Reduktionsgetriebe resultiert ein hohes Massenträgheitsmoment, das sich in bestimmten Fahrsituationen negativ auf den Antriebsstrang auswirkt. Dabei kann es durch das Auftreten von unzulässig hohen Drehmomenten oder unzulässig hohen Drehzahlen zu einer Schädigung der Komponenten im Antriebsstrang kommen. Die Herausforderung dieser Arbeit besteht darin, ein Sicherheitselement zu konzeptionieren, welches rein mechanisch funktioniert und nur bei auftretender Überlast beziehungsweise Überdrehzahl auslösen soll.

In einem ersten Schritt wurde eine Literaturrecherche durchgeführt, um mögliche Lösungsansätze für die Konzepterstellung zu erhalten. Da zu diesem Zeitpunkt firmenintern bereits ein Konzept für ein passives Schutzelement existierte, konnten durch regelmäßige Abstimmungstermine mit den Mitarbeitern der Firma MAGNA wertvolle Erkenntnisse und neue Anregungen für die Konzepterstellung gewonnen werden. Hierbei war schnell klar, dass durch einen Fliehkraftmechanismus die Absicherung gegen zu hohe Drehzahl gewährleistet werden kann. Um schädigende Drehmomenten zu eliminieren musste ein Mechanismus entwickelt werden, der in einem bestimmten Drehmomentbereich auslöst und somit den Momentenfluss unterbricht. Da bei dem bereits vorhandenen Konzept der Firma MAGNA die Drehmomentübertragung reibschlüssig funktioniert, wurden weitere Überlegungen vorgenommen, wie man das Drehmoment auf eine andere Art übertragen kann. Die Erkenntnisse aus der Literaturrecherche zum Thema Sicherheitskupplungen zeigten bei einigen Varianten, dass die Übertragung des Drehmoments über Kugeln in dafür vorgesehenen Ausnehmungen erfolgen kann. Diese Idee der Momentübertragung und -entkopplung wurde nach einer ersten Konzepterstellung weiterverfolgt, wobei die Drehzahlentkopplung über zusätzliche Stahlkugeln, die entlang einer schrägen Fläche gleiten können, ermöglicht werden soll. Im Zuge der Konzeptionierung wurden analytische Berechnungen mit anschließender Simulation des drehmomentübertragenden Elements in LMS Amesim [1] durchgeführt. Auf die Berechnung wird in Kapitel 5 genauer eingegangen. Zur Darstellung der Sicherheitskupplung wurden die Einzelteile in CATIA V5 [2] konstruiert und anschließend zu einer Baugruppe zusammengefügt. Durch eine anschließende Toleranzanalyse anhand der 2D-Ableitungen von Einzelteilen und Baugruppe konnte eine Aussage über die Funktionalität der Kupplung unter Berücksichtigung der Toleranzen gemacht werden.

Abstract

This thesis deals with the conceptual design and assessment of a protective device for drive trains in hybrid vehicles.

The integration of high-speed electric motors in powertrains of hybrid vehicles requires a reduction gear following the electric motor. Through this reduction gear the rotational speed of the electric motor can be adapted to lower rotational speeds. This combination of electric motor and reduction gear leads to high inertia moments, which can be harmful to components of the powertrain in certain situations of driving. Thereby, the occurrence of too high rotational speed or too high torque can be possible through these situations. The goal of this thesis is the conceptual design of a passive working, mechanical protective device that operates in case of high torque or high rotational speeds.

At the beginning of this thesis a literature research of the subject of clutches was made to figure out, which kind of clutches can be useful to fulfil the requirements of this application. The regularly held meetings with employees of MAGNA supported the conceptual design for this protective device. So, the decision was made to realize the protective function against high rotational speed with a kind of centrifugal-force-mechanism. To get protection against high torque a mechanism had to be developed that operates at defined torque-areas and interrupts the flow of torque if necessary. An existing conceptual design, which was developed from engineers of MAGNA operates frictionally engaged. The next step was to consider about other mechanisms for torque-transmitting. The results of the literature research on the issue of safety clutches showed some kinds of clutches that are able to transmit torque through a form-closed connection between balls and certain recesses. This way of torque transmission had been pursued after the first concept-phase. The decoupling of rotational speed should be realized through the movement of balls along an inclined surface. During conception the analytical calculations for this concept were made. The simulation of the torque-transmitting part has been made in LMS Amesim [1]. The calculations concerning functional components of the concept can be found in Chapter 5. The components of this protective device have been designed in CATIA V5 [2]. Continuing the designed parts have been merged to an assembly. With the following tolerance-analysis of components and assembly a statement concerning functionality of the protective device could be given.

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A_p	mm ²	Fläche der Druckellipse
a	mm	Halbachsenlänge der Druckellipse
b	mm	Halbachsenlänge der Druckellipse
D_{KW}	mm	Außendurchmesser der Keilwellenverzahnung
D_{max}	mm	Maximaler Durchmesser des Schutzelements
D_{Welle}	mm	Durchmesser der Antriebswelle
d	mm	Abstand aussermittiger Kraftangriffspunkt (bei Rollreibung)
$d_{E_{masch}}$	mm	Durchmesser der aktiven rotierenden Teile (E-Maschine)
d_K	mm	Kugeldurchmesser
d_{KW}	mm	Innendurchmesser der Keilwellenverzahnung
d_m	mm	Mittlerer Profildurchmesser der Keilwellenverzahnung
d_0	mm	Raddurchmesser (Felge + Reifen)
E	N/mm ²	E-Modul für Stahl
$F_{axial}, F_{axial}(n_{G1_{Aus}})$	N	Erzeugte Axialkraft durch die Wirkung der Fliehkraftkugeln
$F_F, F_{F_{neu}}$	N	Vorspannkraft der Federn
$F(s), F(s_{neu})$	N	Federkraft in Abhängigkeit vom Federweg
$F_F(\alpha_2), F_F(\alpha_{2_{neu}})$	N	Federkraft in Abhängigkeit vom Winkel
F_{Flieh}	N	Fliehkraft
$F_{F_{Fall1}}, F_{F_{Fall2}}$	N	Vorspannkraft der Federn bei Maximal- bzw. Minimaltoleranz der Bauteile
$F_{F_{Verformung}}$	N	Vorspannkraft der Federn bei Bauteilverformung
$F_{F_{max}}$	N	Maximale Vorspannkraft der Federn
F_{max1}, F_{max2}	N	Vorspannkraft der Federn mit eingerechneter max./min. Vorspannkrafttoleranz
F_N	N	Normalkraft
$F_{N_{FP}}$	N	Normalkraft zur Berechnung der Flächenpressung
F_R	N	Reibkraft
F_U	N	Umfangskraft
$F_U(\alpha_2), F_U(\alpha_{2_{neu}})$	N	Umfangskraft in Abhängigkeit vom Winkel
$F_{U_{Fall1}}, F_{U_{Fall2}}$	N	Umfangskraft bei Maximal- bzw. Minimaltoleranz der Bauteile

Zeichen	Einheit	Bedeutung
f_{ABS}	Hz	ABS- Regelfrequenz
h'	mm	Tragende Keilhöhe
i_D	-	Übersetzung Differentialgetriebe
i_{G1}	-	Übersetzung Getriebestufe 1
i_{G2}	-	Übersetzung Getriebestufe 2
J_{Achse}	kgm ²	Zusammengefasstes Massenträgheitsmoment (Räder, Seitenwellen, Fahrzeug)
J_{AW1}	kgm ²	Massenträgheitsmoment bezogen auf die Antriebswelle 1
J_{AW2}	kgm ²	Massenträgheitsmoment bezogen auf die Antriebswelle 2
J_{AW3}	kgm ²	Massenträgheitsmoment bezogen auf die Antriebswelle 3
J_{EMAW1}	kgm ²	Zusammengefasstes Massenträgheitsmoment (E-Maschine, Antriebswelle 1)
J_{EM}	kgm ²	Massenträgheitsmoment der E-Maschine
J_{FZG}	kgm ²	Massenträgheitsmoment des Fahrzeuges
J_{Rad}	kgm ²	Massenträgheitsmoment des Rades
$J_{red,Achse}$	kgm ²	Reduziertes Massenträgheitsmoment auf Achsniveau
J_{red}	kgm ²	Reduziertes Massenträgheitsmoment auf Niveau des Schutzelements
J_{SEAW2}	kgm ²	Zusammengefasstes Massenträgheitsmoment (Schutzelement, Antriebswelle 2)
J_{SE}	kgm ²	Massenträgheitsmoment des Schutzelements
J_{SW}	kgm ²	Massenträgheitsmoment der Seitenwellen
K_A	-	Anwendungsfaktor
L	mm	Nabelnlänge (Keilwellenberechnung)
l_{Emasch}	mm	Länge der aktiven rotierenden Teile (E-Maschine)
M_{ABS}	Nm	Momentspitze bei ABS-Bremung
M_{Achse}	Nm	Drehmoment auf Achsniveau
M_{DEin}, M_{G2Aus}	Nm	Drehmoment nach Getriebestufe 2 = Eingangsdrehmoment des Differentials
M_{Emasch}, M_{G1Ein}	Nm	Drehmoment der E-Maschine = Eingangsdrehmoment der Getriebestufe 1
$M_{Emaschmax}$	Nm	Maximales Drehmoment der E-Maschine
M_{Fall1}, M_{Fall2}	Nm	Drehmoment bei Maximal- bzw. Minimaltoleranz der Bauteile
$M_{G1Aus}, M_{SchutzEin}$	Nm	Drehmoment nach der Getriebestufe 1 = Eingangsdrehmoment des Schutzelements
M_N	Nm	Nennmoment der Kupplung
M_S	Nm	Spitzendrehmoment der Kupplung

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$M_{SchutzAus}$	Nm	Ausgangsdrehmoment des Schutzelements
$M(\alpha_2), M(\alpha_{2neu})$	Nm	Drehmoment in Abhängigkeit des Winkels
m_{Emasch}	kg	Masse der E-Maschine
m_K	kg	Kugelmasse
N	N	Normalkraft
n	-	Anzahl der Keile (Keilwellenberechnung)
n_{Achse}	min ⁻¹	Achsdrehzahl
n_{DEin}, n_{G2Aus}	min ⁻¹	Ausgangsdrehzahl der Getriebestufe 2 = Eingangsdrehzahl des Differentials
n_{Emasch}, n_{G1Ein}	min ⁻¹	Drehzahl der E-Maschine = Eingangsdrehzahl der Getriebestufe 1
$n_{Emaschmax}$	min ⁻¹	Maximale Drehzahl der E-Maschine
$n_{G1Aus}, n_{SchutzEin}$	min ⁻¹	Ausgangsdrehzahl der Getriebestufe 1 = Eingangsdrehzahl des Schutzelements
n_K	-	Kugelanzahl (Drehmomentkugeln)
n_{KFlieh}	-	Kugelanzahl (Fliehkraftkugeln)
n_{Pmax}	min ⁻¹	Drehzahl bei maximaler Leistung der E-Maschine
$n_{SchutzAus}$	min ⁻¹	Ausgangsdrehzahl des Schutzelements
$P_{Emaschmax}$	kW	Maximale Leistung der E-Maschine
p_0	N/mm ²	Maximale Flächenpressung bei Punktberührung
p_{zul}	N/mm ²	Zulässige Flächenpressung
p_{Fzul}	N/mm ²	Zulässige Flächenpressung (Keilwellenberechnung)
p_m	N/mm ²	Mittlere Flächenpressung (Keilwellenberechnung)
R	N	Reibkraft (Rollreibung)
Re	N/mm ²	Streckgrenze
r, r_{neu}	mm	Verrundungsradius
r_{dyn}	mm	Dynamischer Reifenradius
r_{WFlieh}	mm	Wirkradius der Fliehkraftkugeln
r_W	mm	Wirkradius der Drehmomentkugeln
S	-	Sicherheitsfaktor (Kupplungsberechnung)
S_F	-	Sicherheitsfaktor (Keilwellenberechnung)
s_{D1}, s_{D2}	mm	Verformung der Druckplatten 1 & 2
s_F, s_{Fneu}	mm	Federweg (Federstauchung)
s_{Fall1}, s_{Fall2}	mm	Federweg (Federstauchung) durch Maximal- bzw. Minimaltoleranzen
s_{Fmax}	mm	Federweg (Federstauchung) bei maximaler Vorspannkraft
s_K, s_{Kneu}	mm	Kugelweg
$s_{Verformung}$	mm	Federweg (Federstauchung) durch Bauteilverformung
s_1, s_2	mm	Abweichung bei Maximal- bzw. Minimaltoleranz der Bauteile

Zeichen	Einheit	Bedeutung
T	Nm	Zu übertragendes Drehmoment (Keilwellenberechnung)
T_{Nenn}	Nm	Nennmoment (Keilwellenberechnung)
t_B, t_V	s	ABS-Regelzeit bei Beschleunigung bzw. Verzögerung
t_{Ges}	s	Gesamtregelzeit ABS
t_0	s	Startzeitpunkt ABS-Eingriff
t_{0KP}	s	Startzeitpunkt der Kugel (Position 0)
t_{1KP}	s	Endzeitpunkt der Kugel (Position 1)
V_K	m ³	Kugelvolumen
v_{max}	m/s	Maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
v_0	m/s	Fahrgeschwindigkeit
α_1, α_{1neu}	°	Winkel der Ausnehmung
α_2, α_{2neu}	°	Bewegungswinkel der Kugeln
$\alpha_{2max}, \alpha_{2min}$	°	Start- bzw. Endwert des Bewegungswinkels
$\alpha_{2neu,max}, \alpha_{2neu,min}$	°	Start- bzw. Endwert des Bewegungswinkels
$\alpha_{maxAchse}, \alpha_{maxEM}$	rad/s ²	Maximale Winkelbeschleunigung auf Achs- bzw. E-Maschinenniveau
β	°	Schrägungswinkel
$\Delta F_U(n_{G1Aus})$	N	Umfangskraft in Abhängigkeit der Drehzahl
ΔF_{axial}	N	Differenz der Axialkräfte
ξ	-	Hertzscher Beiwert
η	-	Hertzscher Beiwert
μ	-	Gleitreibungskoeffizient
μ_{Roll}	-	Rollreibungskoeffizient
ν	-	Poissonzahl
ρ_{Stahl}	kg/m ³	Dichte für Stahl
ω_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Rades bei v_0
ω_1	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Rades nach Verzögerung
ω_{G1Aus}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit nach Getriebestufe 1
$\cos(\tau)$	-	Hilfswert zur Berechnung der Hertzchen Flächenpressung

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
2.	Kupplungen	3
2.1.	Allgemein	3
2.2.	Einteilung der Kupplungen	3
2.3.	Nicht schaltbare Kupplungen	5
2.4.	Schaltbare Kupplungen	5
2.4.1.	Fremdbetätigte Schaltkupplungen	6
2.4.2.	Drehzahlbetätigte Kupplungen	9
2.4.3.	Induktionskupplungen	10
2.4.4.	Hydrodynamische Kupplungen	11
2.4.5.	Momentbetätigte Kupplungen (Sicherheitskupplungen)	11
2.4.6.	Schaltbare Kupplungen im automotive-Bereich	13
3.	Konzeptfindung	15
3.1.	Ausgangssituation	15
3.2.	Patentrecherche	15
3.3.	Konzepterstellung	16
3.3.1.	Formschlüssig arbeitendes Schutzelement	17
3.3.2.	Reibschlüssig arbeitendes Schutzelement	19
4.	Einflussgrößen	20
5.	Auslegung des Konzepts	28
5.1.	Ausgangsdaten	28
5.1.1.	E-Maschine	28
5.1.2.	Untersetzungsgetriebe	29
5.1.3.	Schutzelement	29
5.2.	Annahmen für die Berechnung	32
5.3.	Berechnung der Vorspannkraft	34
5.4.	Berechnung des Kugelweges	35
5.5.	Vorspannung der drehmomentübertragenden Kugeln	36
5.5.1.	Eigenschaften der Tellerfedern	37
5.5.2.	Tellerfedern in Sicherheitskupplungen	38
5.5.3.	Auslegung der Tellerfedern	39
5.6.	Drehmoment in Abhängigkeit der Kugelposition	43

5.7.	Veränderung der Geometrie	47
5.7.1.	Berechnung der wirkenden Kräfte und Momente	47
5.7.2.	Hertzsche Flächenpressung im Kugelkontakt	50
5.8.	Auslegung des Fliehkraftelements	53
5.9.	Übertragbares Drehmoment	55
6.	Konstruktion und Toleranzanalyse	57
6.1.	Erläuterungen zur Bauteilkonstruktion	57
6.2.	Toleranzbetrachtung	62
6.3.	Verformungen der Bauteile durch Krafteinwirkung	65
7.	Lastfälle	67
7.1.	Einflüsse auf das übertragbare Drehmoment	67
7.1.1.	Abweichung des Öffnungswinkels der Ausnehmung	67
7.1.2.	Abweichung der Vorspannkraft aufgrund von Bauteiltoleranzen	68
7.1.3.	Abweichung des Schrägungswinkels der Kugellaufbahnen	69
7.1.4.	Abweichung des Reibbeiwertes der „Fliehkraftkugeln“	70
7.1.5.	Zusammenfassung der Ergebnisse	71
7.2.	Simulation des Kugelverhaltens bei Belastung	74
7.2.1.	Simulationsmodell	74
7.2.2.	Ergebnis der Simulation	75
8.	Zusammenfassung	78
	Literaturverzeichnis	80
	Abbildungsverzeichnis	84
	Tabellenverzeichnis	86
A.	Anhang	87

1. Einleitung

Der Einsatz von E-Maschinen im Fahrzeugantrieb von Hybriden- oder rein elektrischen Kraftfahrzeugen bietet verschiedenste Möglichkeiten hinsichtlich Gestaltung und Anordnung der Komponenten des Antriebsstrangs. Die dabei integrierten Elektromotoren zeichnen sich durch einen hohen Wirkungsgrad und ihr hohes Drehmoment, das über einen großen Drehzahlbereich bereitgestellt werden kann, aus. Diese Eigenschaften machen den Einsatz von Getrieben mit wenigen Stufen oder auch Getrieben mit fester Übersetzung möglich. Innerhalb bestimmter Grenzen kann die Bauform der Elektromotoren bei gleichbleibenden Leistungsdaten verändert werden. Dadurch erleichtert sich die Integration dieser E-Maschinen in kompakt gebaute elektrische Antriebsachsen. Dabei werden die E-Maschine, Getriebe, Differential und Leistungselektronik zu einer Einheit zusammengefasst. Diese Anordnung gehört zur Topologie Achsantrieb am Differential. Alternativ können auch die Räder einzeln angetrieben werden. Dabei ergibt sich die Möglichkeit des Einzelradantriebs mit fester Übersetzung oder der Einzelrad-Direktantrieb. Die konventionelle Antriebsstrang-Topologie sieht eine zentrale Anordnung der E-Maschine mit Schaltgetriebe und Differentialgetriebe vor. [3], [4]

Da bei diesen Anordnungsformen hochtourige E-Maschinen zum Einsatz kommen können, ist zur Drehzahlanpassung ein Reduktionsgetriebe notwendig. Die Massenträgheitsmomente dieser beiden Komponenten wirken sich in bestimmten dynamischen Fahrsituationen negativ auf den Antriebsstrang aus. Dieser Umstand macht es notwendig, gegen eine Schädigung der Komponenten des Antriebsstrangs aufgrund zu hoher Drehzahl oder zu hohem Drehmoment vorzubeugen. Diese Arbeit hat also das Ziel, ein passives, mechanisches Kupplungselement zu konzeptionieren, das eine Absicherung gegen zu hohe Drehzahl bietet und gleichzeitig den Antrieb vor einer Überlast schützen soll. Eine Literaturrecherche zum Thema Kupplungen soll in einem ersten Schritt einen Überblick über den derzeitigen Stand der Technik und die zurzeit eingesetzten Kupplungsarten verschaffen. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse und grundlegenden Informationen zu einem bereits bestehenden internen Konzept der Firma MAGNA konnten für eine anschließende Konzepterstellung verwendet werden. Hinsichtlich Bauraum wurde lediglich ein einzuhaltender maximaler Durchmesser für das Schutzelement festgelegt. Alle anderen Größen hinsichtlich Geometrie des Schutzelements konnten frei gewählt werden. Der Einbauort des Sicherheitselements, im Antriebsteil von der E-Maschine bis zur Achse, konnte ebenso frei gewählt werden. Die Übersetzungen der Getriebestufen bzw. des Differentials waren zum Teil bekannt, wobei für die unbekanntenen Übersetzungsverhältnisse geeignete Werte ausgewählt werden mussten. Nach der Abklärung möglicher Einflussfaktoren auf die Funktion des Schutzelements konnte mit der Auslegung begonnen werden. Für die Berechnung waren Leistungsdaten wie maximales Drehmoment, Drehzahl bei der die maximale Leistung erreicht wird, maximale Drehzahl und maximale Leistung sowie Durchmesser und Länge der aktiven Bauteile der E-Maschine bekannt.

Zuerst erfolgte die Auslegung des drehmomentbetätigten Teils, wodurch die hierbei wirkenden Kräfte und Drehmomente durch eine analytische Berechnung ermittelt werden konnten. Im Anschluss daran wurde der Drehzahl-betätigte Teil des Kupplungselements ausgelegt. Für die Ermittlung des übertragbaren Drehmoments musste das Zusammenwirken des drehmoment- und drehzahlbetätigten Teils während des Betriebs der Sicherheitskupplung berücksichtigt werden.

Die Konstruktion der einzelnen Komponenten und das Zusammenfügen zu einer Baugruppe erfolgte in CATIA V5. Während der Erstellung von Fertigungszeichnungen für die Komponenten des Schutzelements mussten auch Fertigungstoleranzen festgelegt werden. Dazu konnte das Know-how und die Erfahrung der Mitarbeiter von MAGNA genutzt werden, um geeignete Toleranzwerte festzulegen. Um die Auswirkungen der Bauteiltoleranzen auf das übertragbare Drehmoment zu ermitteln, wurden diese mittels Worst-Case-Methode innerhalb der gesamten Baugruppe betrachtet und der daraus entstehende Einfluss auf die Funktion des Schutzelements analysiert. Durch die Betrachtung anderer Faktoren wie Reibwertschwankungen oder Fertigungsabweichungen einzelner funktionsrelevanter Bauteile konnten noch weitere Einflüsse, die sich auf das übertragbare Drehmoment auswirken, ermittelt werden. Im letzten Schritt erfolgte die Erstellung eines Simulationsmodells in LMS Amesim, wodurch das Verhalten des drehmomentübertragenden Teils bei Belastung dargestellt werden konnte.

2. Kupplungen

2.1. Allgemein

Die Aufgabe einer Kupplung ist die Verbindung von zwei Wellen miteinander oder einem auf der Welle drehbar gelagerten Bauteil (z.B. Zahnrad) mit der Welle, sodass dadurch eine Rotationsenergie in Form von Drehmoment oder Drehzahl übertragen werden kann. [5]

Die Übertragung der Kräfte kann entweder

- über Kraftschluss,
- über Formschluss,
- hydrostatisch, hydrodynamisch oder elektromagnetisch (elektrostatisch, elektrodynamisch) erfolgen.

Das übertragbare Drehmoment bei kraftschlüssig arbeitenden Kupplungen ist von der Anpresskraft beider Kupplungshälften gegeneinander und der Reibung zwischen diesen beiden Elementen abhängig. Bei dieser Art von Kupplung ist Schlupf beim Einschalten oder bei einer Überlast möglich.

Das übertragbare Drehmoment von formschlüssig arbeitenden Kupplungen ist von der Festigkeit der drehmomentübertragenden Bauteile abhängig. Im Vergleich zu den kraftschlüssigen Übertragungselementen ist hier kein Schlupf zwischen den Kupplungshälften möglich.

Bei der hydrostatischen und auch der hydrodynamischen Drehmomentübertragung ist während der gesamten Betriebszeit ein Schlupf vorhanden. Für die elektromagnetischen Kupplungen kann die Drehmomentübertragung auf zwei Arten erfolgen. Zum einen mit dauerhaftem Schlupf (elektrodynamisch) und zum anderen sowohl mit als auch ohne Schlupf (elektrostatisch). [6]

2.2. Einteilung der Kupplungen

Aus der Unterscheidung von Wellenkupplungen nach dem grundlegenden Funktionsprinzip ergeben sich die *schaltbaren Kupplungen* und die *nicht schaltbaren Kupplungen*. Eine genaue Darstellung für die Einteilung der Wellenkupplungen nach Funktion und deren Eigenschaften wird in Abbildung 2.1 gezeigt.

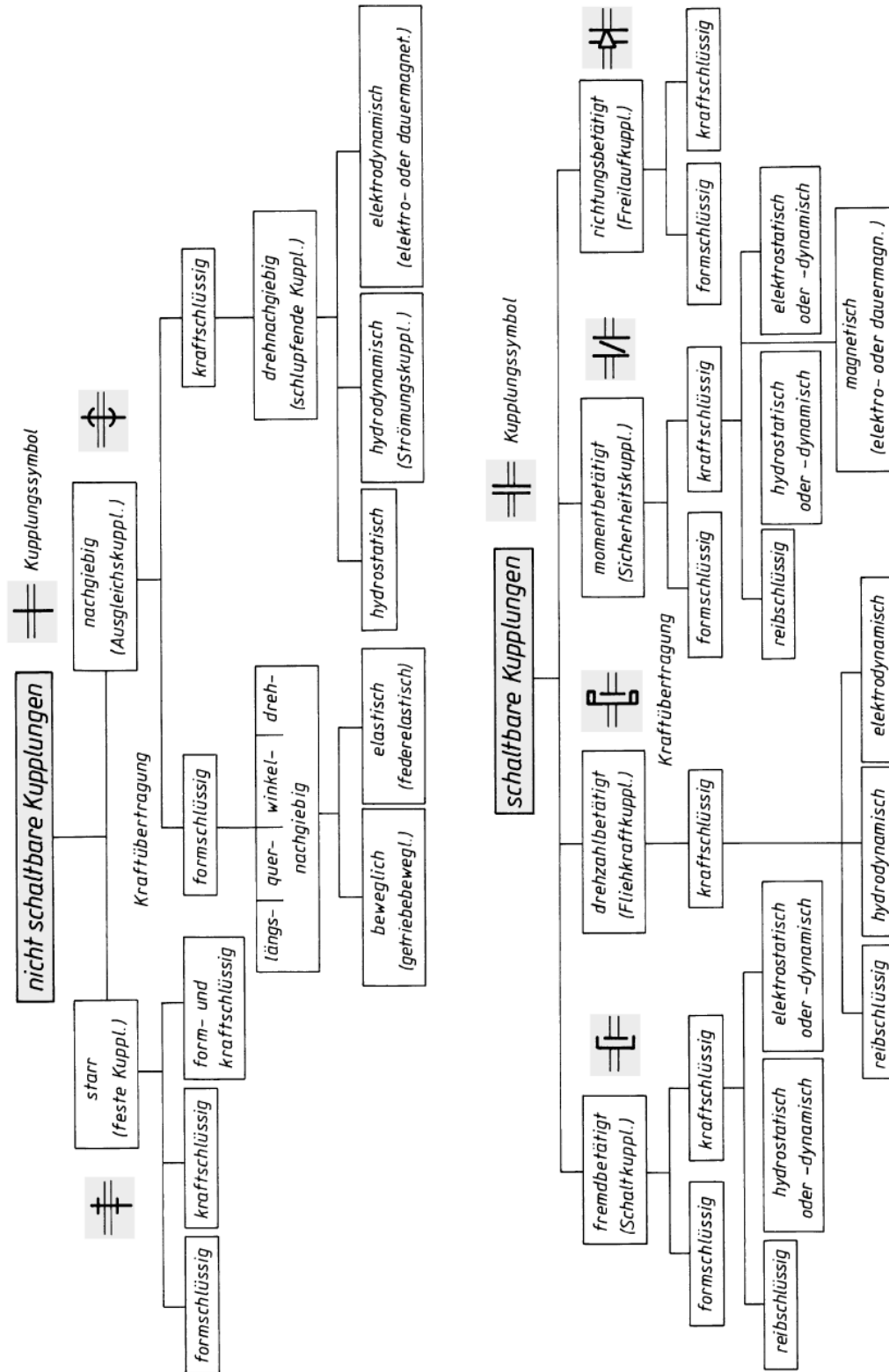


Abbildung 2.1.: Einteilung der Wellenkupplungen nach VDI 2240, [5]

2.3. Nicht schaltbare Kupplungen

Die nicht schaltbaren Kupplungen werden eingeteilt in:

- Starre Kupplungen: Sie stellen eine drehstarre Verbindung zwischen genau fluchtenden Wellen her.
- Formschlüssig, nachgiebige Kupplungen: Die Ausführung als bewegliches Gelenk dient zum Ausgleich von Wellenverlagerungen wie Längs-, Quer-, Winkel- oder Drehverlagerungen. Die Ausführung als elastische Kupplung dient zur Dämpfung von Drehschwingungen und Stößen.
- Kraftschlüssig, drehnachgiebige Kupplungen: Diese Art von Kupplung überträgt das Drehmoment durch Schlupf zwischen den beiden Kupplungshälften. Ihre Wirkungsweise beruht auf der einer Strömungskupplung (hydrodynamisch) oder Induktionskupplung (elektromagnetisch). [5], [7]

Da dieses Schutzelement die E-Maschine und die Komponenten des Antriebsstranges vor unzulässig hohem Drehmoment und zeitgleich auch vor Überdrehzahl absichern soll, wird im Folgenden etwas näher auf die Thematik der schaltbaren Kupplungen eingegangen. Dieser Abschnitt soll einen groben Überblick über die Bauarten und deren Funktionsweisen geben.

2.4. Schaltbare Kupplungen

Die Übertragung des Drehmoments bei schaltbaren Kupplungen kann auf zwei Arten erfolgen:

- Kraftschlüssig (Reibungskupplungen)
- Formschlüssig (Klauenkupplungen)

Bei den kraftschlüssigen Kupplungen unterscheiden sich die einzelnen Ausführungen nach der Art ihrer Betätigung. Somit erfolgt bei den fremdbetätigten Kupplungen (eigentliche Schaltkupplungen) der Schaltvorgang durch eine „äußere Kraft“. Die momentbetätigten Ausführungen werden beispielsweise als Sicherheitskupplungen oder Anfahrkupplungen eingesetzt. Fliehkraftkupplungen gehören zu den so genannten drehzahlbetätigten Kupplungen und finden z.B. als Anlaufkupplungen bei Antrieben von Arbeitsmaschinen ihre Verwendung. Zu den richtungsbetätigten Kupplungen zählt z.B. die Freilaufkupplung. Bei dieser Ausführung sind in der einen Drehrichtung die An- und Abtriebsseite gekoppelt, d.h. es kann ein Drehmoment übertragen werden. In der anderen Richtung können die beiden Seiten frei laufen. Es wird also kein Drehmoment übertragen. Ebenso gehören zu diesem Abschnitt die Induktions- und hydrodynamischen Kupplungen. [5], [7], [8]

2.4.1. Fremdbetätigte Schaltkupplungen

Kraftschlüssige Kupplungen (Reibungskupplungen)

Reibschlüssige Schaltkupplungen können das geforderte Drehmoment durch eine genügend große Normalkraft (Anpresskraft), die wiederum eine Reibkraft zwischen den Reibflächen erzeugt, übertragen. Durch diesen Effekt sind die Reibungskupplungen in ihrem Drehmoment begrenzt und zeichnen sich durch eine sanfte Arbeitsweise aus. Der Vorteil dieser Ausführung ist die Fähigkeit, während des Betriebs unter Last schalten zu können. Als Nachteile wirken sich die durch Reibung verursachten Einflüsse wie Verschleiß und Wärmeentwicklung auf die Reibbelagoberfläche aus. Grundsätzlich ist zwischen dem übertragbaren Moment $T_{\text{Ü}}$ (bestimmt durch den Haftreibbeiwert μ_{H}) und dem schaltbaren Moment T_{S} (bestimmt durch den Gleitreibbeiwert μ_{G}) zu unterscheiden. Das schaltbare Moment T_{S} tritt während der Relativbewegung in der ersten Eingriffsphase der Kupplungshälften auf. Sobald die Rutschzeit t_{R} dieser Phase überschritten wurde, stellt sich das übertragbare Moment ein, d.h. die Kupplungshälften haften. Abhängig von der Gestalt und Anzahl der Reibflächen unterscheidet man zwischen Ein-, Zwei- und Mehrflächenkupplungen, Zylinder- und Kegelpkupplungen. Um die Funktion einer schaltbaren Kupplung zu gewährleisten, benötigen diese einen Betätigungsteil und einen Übertragungsteil, wobei die Betätigung entweder mechanisch, elektromagnetisch, hydraulisch oder pneumatisch erfolgen kann. Der Übertragungsteil ist jener Teil einer Kupplung, womit die Kräfte bzw. das Drehmoment übertragen werden können. [5], [7]

Mechanisch betätigte Schaltkupplungen

Bei den mechanisch betätigten Kupplungen werden die notwendigen Anpresskräfte zwischen den Kupplungshälften durch selbstsperrende Hebelsysteme, die über eine Schiebemuffe betätigt werden, oder mithilfe von Federn aufgebracht. Diese Schaltkupplungen werden beispielsweise als Einscheiben-, Lamellen- oder Reibringkupplungen ausgeführt. Die in Abbildung 2.2 ersichtliche Lamellenkupplung findet in dieser Einfachausführung aber auch in Doppelkupplungsausführung ihre Anwendung in Antrieben von Baumaschinen, Landmaschinen oder in Getrieben des Werkzeugmaschinenbaus. [5], [9]

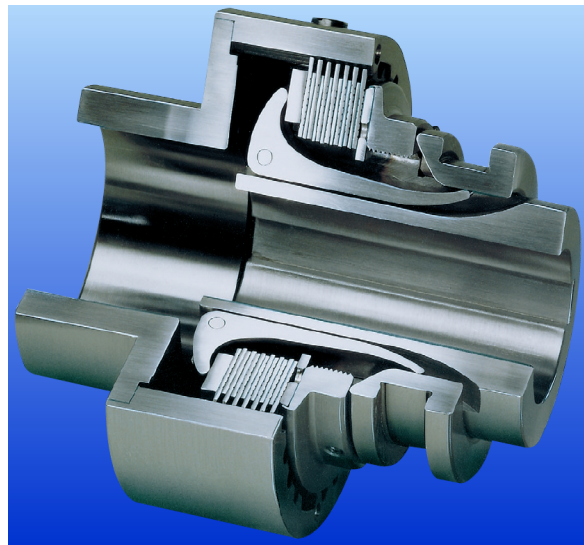


Abbildung 2.2.: Mechanisch betätigte Kupplung, [9]

Elektromagnetisch betätigte Kupplungen

Die Anpresskraft, die für den Reibschluss nötig ist, wird bei elektromagnetisch betätigten Kupplungen durch eine stromdurchflossene Spule, welche ein magnetisches Feld erzeugt, aufgebracht. Dabei ist zu unterscheiden, ob sie als arbeitsbetätigte oder ruhebetätigte Kupplung verwendet wird. Die arbeitsbetätigte Ausführung schließt die geöffnete Kupplung, wobei die ruhebetätigte Ausführung die durch Federkraft geschlossene Kupplung öffnet. Der Vorteil der elektromagnetischen Betätigung der Kupplung ist die Möglichkeit zur Fernsteuerung. [5], [7]

Hinsichtlich der Wirkungsweise können folgende zwei Ausführungen bei Lamellenkupplungen unterschieden werden:

- Kupplungen mit nicht durchfluteten Lamellen: Sie sind sowohl für den Nass- als auch für den Trockenlauf geeignet, da das Lamellenpaket vom Magnetsystem getrennt angeordnet ist. Aufgrund ihrer kurzen Schaltzeit und dem exakten Ein- und Ausschaltverhalten findet diese Art der Kupplung vermehrt Anwendung in Werkzeugmaschinen, bei Stanzen und Pressen. [7]
- Kupplungen mit durchfluteten Lamellen: Da bei dieser Bauart die Lamellen Bestandteil des Magnetsystems sind, müssen diese aus ferromagnetischem Werkstoff bestehen. Im Vergleich zu den nicht durchfluteten Ausführungen zeichnen sich diese Kupplungen durch einen wesentlich geringeren Platzbedarf aus. Als Nachteil sind die vergleichsmäßig längeren Schaltzeiten zu erwähnen. [7]

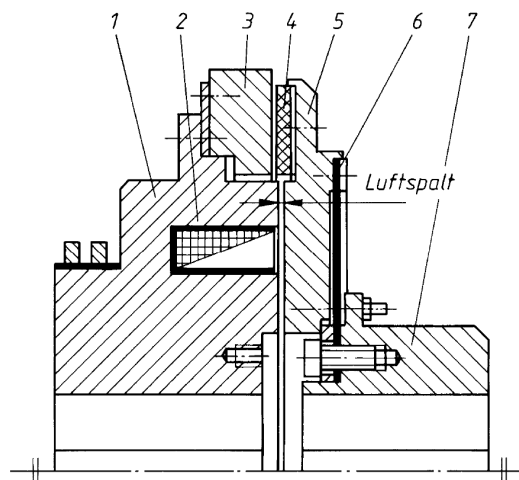


Abbildung 2.3.: Elektromagnetisch betätigte Schleifring-Einflächen-Kupplung, [5]

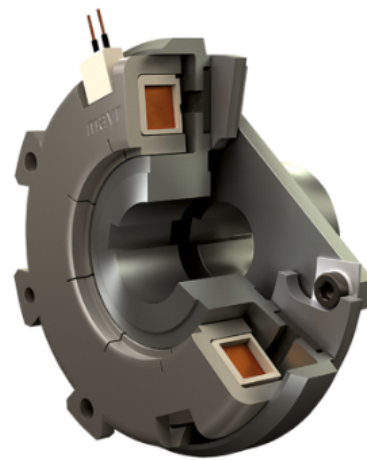


Abbildung 2.4.: Elektromagnetische Polflächenkupplung (Fa. Mayr), [10]

Bei der in Abbildung 2.3 ersichtlichen Einflächekupplung sind Magnetkörper (1), Spule (2) und Reibring (3) mit der Antriebswelle verbunden.

Die Ankerscheibe (5) ist über die Stahlmembran (6) und die Nabe (7) mit der Abtriebswelle verbunden und wird bei Stromzufuhr (Erregung der Spule) gegen den Reibring gezogen. Somit kann das Drehmoment reibschlüssig übertragen werden. Wird der Strom unterbrochen, so drücken die Membran (6) und eine zusätzliche Rückholfeder die Ankerscheibe (5) zurück. Zum erleichterten Austauschen des Reibbelags (4) wird dieser zweiteilig ausgeführt. Die Einstellung des Luftspalts zwischen Magnetkörper (1) und Reibring (3) erfolgt über ein Gewinde oder mithilfe von Beilagscheiben. [5]

Hydraulisch und pneumatisch betätigte Kupplungen

Hydraulische Kupplungen werden hauptsächlich als Lamellenkupplungen, teilweise auch als Kegelpkupplungen ausgeführt. [5]

Vorteile:

- Geringe Abmessungen
- Hohe Schalzhäufigkeit
- Fernbedienbar
- Steuerbares Drehmoment
- Für hohe Drehzahlen geeignet
- Geringes Leerlaufdrehmoment [5]

Anwendungsgebiete:

- Baumaschinen
- Raupen- und Schienenfahrzeuge
- Hubwerke
- In Getrieben von Werkzeugmaschinen [5]

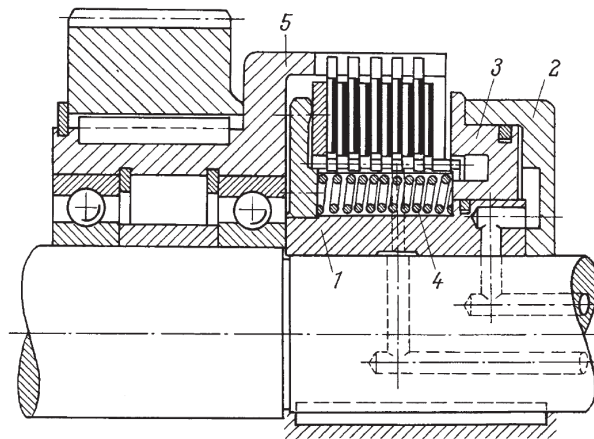


Abbildung 2.5.: Druckölbetätigte Sinus-Lamellenkupplung, [7]

Abbildung 2.5 zeigt eine druckölbetätigte Lamellenkupplung, wo das Drehmoment durch den Öldruck eingestellt wird. Dieser aufgebrachte Druck bewirkt eine axiale Bewegung des Ringkolbens (3), der das Lamellenpaket zusammendrückt. Innenlamellenträger (1) und Gehäuse (2) bilden dabei den Ringzylinderraum. Die Druckfedern (4) dienen dazu, das zusammengedrückte Lamellenpaket wieder zu lösen. Am Außenkörper (5), der bei dieser Ausführung mit Wälzlagern auf der Welle gelagert ist, können beispielsweise Zahnräder oder Kettenräder angebracht werden. [7]

Die pneumatischen Kupplungen ähneln den hydraulischen Kupplungen in ihrer Funktion und können als Scheiben-, Kegel-, und Zylinderkupplungen ausgeführt werden. [5]

Vorteile:

- Schnelle Schaltzeiten
- Hohe Schaltgenauigkeit [5]

Anwendungsgebiete:

- Pressen
- Scheren
- Holzbearbeitungs- und Baumaschinen [5]

Formschlüssige Kupplungen

Formschlüssige Kupplungen lassen sich nur bei annäherndem Stillstand, im Synchronlauf oder in bestimmten Stellungen der Kupplungshälften zueinander kuppeln. Betätigt werden diese Kupplungen über Gleitmuffe, Schaltring und Schaltgabel und können nur unter Last entkuppelt werden, sofern es die durch das Drehmoment entstehenden Reibkräfte zulassen. [8]

2.4.2. Drehzahlbetätigte Kupplungen

Bei drehfrequenzbetätigten Kupplungen sind die Fliehgewichte in radialer Richtung an der Antriebsseite angeordnet. Eine kraftschlüssige Verbindung zwischen An- und Abtriebsseite wird bei ausreichend hoher Drehzahl, bei der sich die Fliehkörper unter dem Einfluss der Fliehkraft in radiale Richtung bewegen, hergestellt. Das übertragbare Drehmoment ist von der Fliehkraft abhängig und steigt mit der Antriebsdrehzahl quadratisch an. Fliehkraftkupplungen eignen sich sehr gut als Anlaufkupplungen, was den Vorteil mit sich bringt, dass die vorgeschaltete Arbeitsmaschine (z.B. Verbrennungskraftmaschine, Elektromotor) nahezu unbelastet auf eine bestimmte Drehzahl hochlaufen kann, um dann nach dem Kuppelvorgang die anzutreibenden Massen auf Betriebsdrehzahl zu bringen. Verwendung finden diese Kupplungen z.B. in Antrieben von Zentrifugen, Zementmühlen, schweren Fahrzeugen, Förderanlagen, usw. Je nach Ausführung wird zwischen Füllgutkupplungen und Kupplungen, wo die Reibbeläge zwischen Antriebsseite (Fliehgewichte) und Abtriebsseite angeordnet sind, unterschieden.

Der Vorteil von Füllgutkupplungen ist die einfache Wartung, der einfache Aufbau und die Möglichkeit durch Änderung des Füllgewichtes das Kupplungsmoment einzustellen. Als Füllgut eignen sich sehr gut Stahlkugeln oder Stahlpulver. [5], [7]

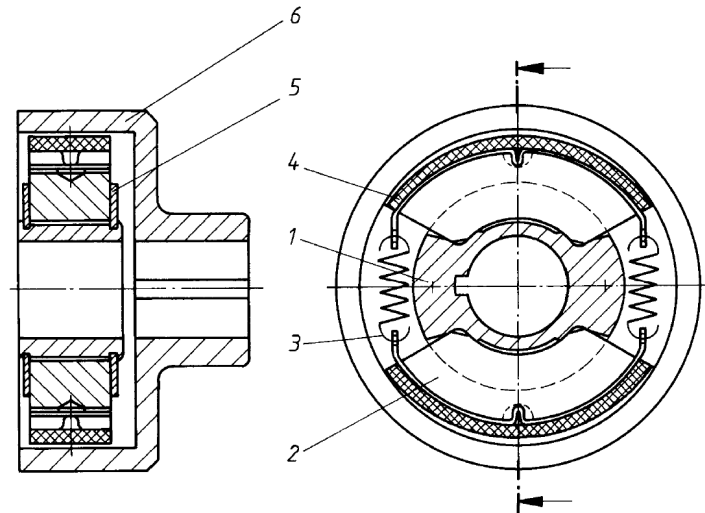


Abbildung 2.6.: Fliehkraftkupplung, [5]

Die Fliehkraftkupplung nach Abbildung 2.6 besteht aus einer Profilnabe (1), auf der die Fliehkörper (2) gelagert sind. Die Fliehkörper werden durch Zugfedern (3), die mit den Belagbügeln (4) verbunden sind, zusammengehalten. Die axiale Sicherung wird durch Scheiben (5) gewährleistet. Ist die Drehzahl auf der Antriebsseite hoch genug, werden die Fliehkörper in radialer Richtung gegen den Innendurchmesser der Glocke (6) gedrückt. Dadurch wird die Glocke mitgenommen und somit auch die Abtriebsseite in Rotation gebracht. Sobald die Drehzahl abfällt, werden die Fliehkörper (2) von den Zugfedern (3) zurückgeholt. Dadurch sind An- und Abtriebsseite wieder voneinander getrennt.

2.4.3. Induktionskupplungen

Das Grundprinzip der Drehmomentübertragung bei den Induktionskupplungen beruht auf der Rotation von Magnetkräften. Diese Art der Kupplung (vgl. Abbildung 2.7) besteht aus Ankerring (1), Polkörper (2) mit wechselseitig angeordneten Polfingern und einer Erregerspule (3). Ein Arbeitsluftspalt trennt die beiden Kupplungshälften (Ankerring (1) und Polkörper (2)) voneinander. Der Ankerring kann je nach Ausführung gepolt oder glatt sein, wodurch die Eigenschaften der Kupplung bestimmt werden. Die notwendige Erregung der Spule wird bei einer umlaufenden Spule durch den Erregerstrom der Schleifringe (4) zugeführt. Dabei entsteht ein magnetisches Feld, wodurch die beiden Kupplungshälften ohne mechanische Berührung, mittels magnetischem Kraftschluss, ein Drehmoment übertragen können. [5]

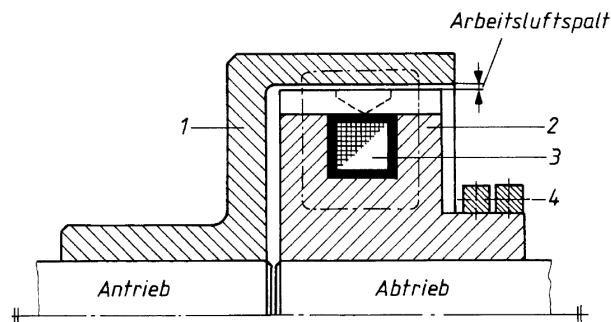


Abbildung 2.7.: Prinzip einer Induktionskupplung, [5]

2.4.4. Hydrodynamische Kupplungen

Bei hydrodynamischen Kupplungen erfolgt die Drehmomentübertragung durch eine umlaufende Flüssigkeit (z.B. Öl), die von einem Pumpenrad zu einem Turbinenrad befördert wird und vom Turbinenrad wieder zurückfließt. Die zur Erzeugung des Drehmoments erforderliche Kraft ergibt sich aus der Masse der Flüssigkeit, die im Pumpenteil der Kupplung beschleunigt und anschließend im Turbinenteil wieder verzögert wird. Durch diesen Vorgang wird die von dem Pumpenrad erzeugte Strömungsenergie von dem Turbinenrad in mechanische Energie umgewandelt. Bei vorherrschendem Drehzahlunterschied zwischen der An- und Abtriebsseite entsteht ein Druckunterschied, der den Flüssigkeitsumlauf in der Strömungskupplung gewährleistet. Befinden sich An- und Abtriebsseite im Gleichlauf, d.h. sie laufen mit gleicher Drehzahl um, kann kein Drehmoment übertragen werden. Das antriebsseitig eingeleitete Drehmoment entspricht dem auf der Abtriebswelle abgegebenen Drehmoment. [5], [6]

2.4.5. Momentbetätigte Kupplungen (Sicherheitskupplungen)

Drehmomentbetätigte Kupplungen werden oftmals als Sicherheitskupplungen eingesetzt, damit sie im Überlastfall die Komponenten von Maschinen oder Getrieben vor Beschädigungen schützen. Abhängig von der Ausführung der Überlastkupplung wird der Drehmomentfluss entweder vollständig unterbrochen (formschlüssige Ausführung) oder auf das schaltbare Drehmoment begrenzt (kraftschlüssige Ausführung). Grundsätzlich sind die zuvor beschriebenen Kupplungen (Fliehkraft-, Induktions-, Reibungs-, elektrische- und Strömungskupplungen) auch für den Einsatz als Überlastkupplung geeignet, sofern das maximale Drehmoment ausreichend genau einstellbar ist. Häufig werden sogenannte Rutschkupplungen (Zweiflächen-Sicherheitskupplung) zur Begrenzung des Drehmoments verwendet. Um die nötige Anpresskraft der Reibflächen zu erreichen, kann die Vorspannung über mehrere kleine Federn oder eine große Feder erfolgen. Wenn das maximale Moment überschritten wird, schlupfen die Reibflächen so lange durch, bis sich das Moment wieder verringert hat. Hierbei sind die zulässige Schlupfzeit, die Wärmeentwicklung und der Verschleiß der Reibflächen zu berücksichtigen. [5], [8], [6]

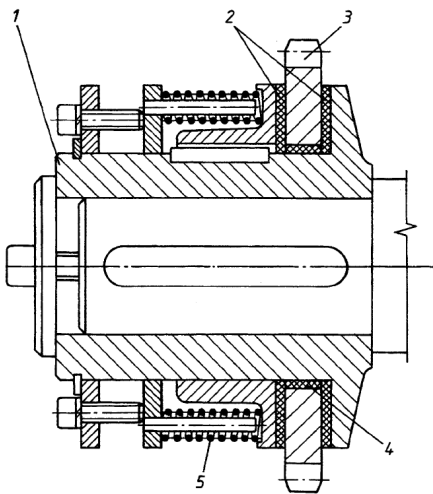


Abbildung 2.8.: Zweiflächen-Sicherheitskupplung, [5]

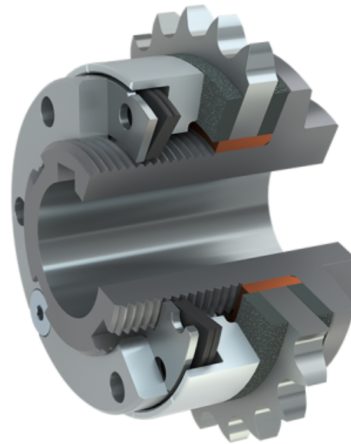


Abbildung 2.9.: Roba-Rutschnabe, [11]

In Abbildung 2.8 ist eine Rutschnabe ersichtlich, wo sich auf dem Nabenteil (1) zwischen zwei Reibbelägen (2) das Antriebselement (3) befindet. Dieses Antriebselement (3) wird bei häufigem Rutschen mit einer Gleitbuchse (4) gelagert. Die nötige Vorspannkraft zur Übertragung des Drehmoments wird mittels Schraubenfedern (5) bereitgestellt. Die Einstellung des Moments erfolgt über die Veränderung der Federanzahl. [5]

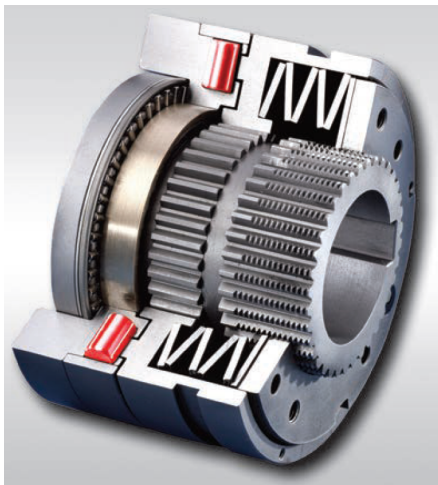


Abbildung 2.10.: Überlastkupplung (Synchron-Ratsch-SIKUMAT SN) , [12]

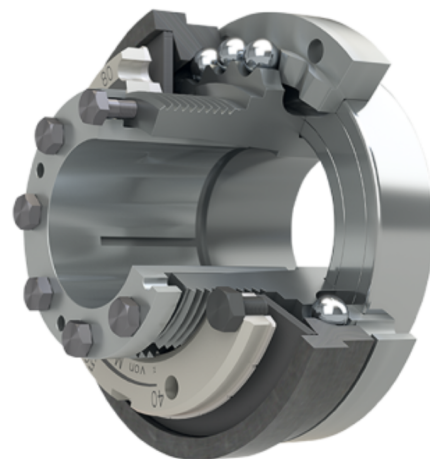


Abbildung 2.11.: Überlastkupplung (EAS-compact), [13]

Bei den formschlüssigen Überlastkupplungen beruht das Funktionsprinzip auf der Keilwirkung. Das Grenzdrehmoment wird bei diesen Kupplungen über die Vorspannung von Federn eingestellt, die entsprechend geformte Bauteile wie Kugeln, Rollen, Nocken, usw. in dafür vorgesehene Ausnehmungen drücken. Sobald das eingestellte Grenzdrehmoment überschritten wird, rollen oder gleiten diese Bauteile aus den Ausnehmungen und die Kupplung „ratscht“ durch. Der Vorteil gegenüber der reibschlüssigen Variante ist die genaue Einstellbarkeit der Kupplung. [8]

2.4.6. Schaltbare Kupplungen im automotive-Bereich

Klauenkupplungen:

Klauenkupplungen zählen zur Gattung der formschlüssigen Kupplungen und dienen zum Verbinden zweier Wellenenden, womit durch diese Verbindung Drehmoment übertragen werden kann.

Diese Art von Kupplungen kommen beispielsweise bei zuschaltbaren Allradantrieben (On-Demand-Allradantrieben) zum Einsatz. Sie werden manuell betätigt, um eine starre Verbindung zwischen den beiden Achsen des Fahrzeuges herzustellen (z.B. Suzuki Jimny, Fiat Panda 4x4). Dabei wird das Antriebsdrehmoment in einem Verhältnis von Vorderachse zu Hinterachse mit 50% : 50% verteilt. [14], [15], [16]

Bei den differentialgesteuerten Allradsystemen wird das Drehmoment z.B. mittels Kegelrad- oder Planetenraddifferential auf Vorder- und Hinterachse (Zentraldifferential) bzw. auf linkes und rechtes Antriebsrad (Vorderachs-, Hinterachsdifferential) verteilt. Bei verschiedenen Kraftschlusspotentialen zwischen den beiden Antriebsrädern einer Achse sind die Vortriebskräfte vom geringeren Kraftschlusspotential abhängig. Steht beispielsweise ein Rad auf Eis und das andere Rad auf griffigem Untergrund, kann das auf griffigem Untergrund stehende Rad kein höheres Moment übertragen, als das auf Eis durchdrehende Rad. Das Anfahren des Fahrzeuges wird dadurch erschwert. Um die von den Differentialen erzeugte Ausgleichsbewegung zu verhindern müssen diese zu 100% gesperrt werden. Diese Sperrwirkung des Differentials kann durch eine manuell oder automatisch zuschaltbare starre Verbindung (z.B. Klauenkupplung) realisiert werden. Dabei können Vorderachs- und Hinterachsdifferential (z.B. Mercedes-AMG G 63, W463) oder auch das Zentraldifferential (z.B. Mercedes G 300-G 500, W463) mittels Klauenkupplung gesperrt werden. [17], [18], [19]

Viskokupplung (passiv):

Diese Art der Kupplung wird beispielsweise zur Koppelung von Vorder- und Hinterachse (automatisch zuschaltbarer Allrad, VW Synchro-Technologie) eingesetzt. In Verbindung mit einem Kegelraddifferential wird die Viskokupplung als Sperrdifferential ausgeführt. Das Gehäuse der Viskokupplung ist mit Silikonöl gefüllt. Durch angebrachte Lamellen am Gehäuse und der Eingangswelle wird das Kupplungsmoment bei Differenzdrehzahl mittels viskoser Reibung (Silikonöl) aufgebaut und auf die mit dem Gehäuse verbundene Abtriebswelle übertragen. Antriebs- und Abtriebswelle weisen bei dieser Kupplungsform keine mechanische Verbindung auf. [20], [14]

Regelbare Lamellenkupplungen (aktiv):

Dazu gehören u.a. Kupplungen mit elektronisch geregelter Momentenverteilung die nach dem Haldex-Prinzip arbeiten. Diese Bauart ist als eine in Öl laufende Lamellenkupplung ausgeführt. Abhängig von der Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und Abtriebsseite erfolgt die Verteilung des Drehmoments auf Vorder- und Hinterachse über eine schlupfabhängige Regelung. Eingesetzt wird die Haldex-Kupplung am Hinterachsgetriebe des VW Golf R32 oder VW Golf 7 4Motion, wodurch bei geringer Last die Hinterachse vollständig entkoppelt werden kann und das Fahrzeug dadurch nur mit Frontantrieb fährt. Ebenso kann bei Bedarf über die elektro-hydraulische Aktivierung der Kupplung das Antriebsmoment zu 100% auf die Hinterachse geleitet werden (z.B. Vorderräder auf Eis, Hinterräder auf griffigem Untergrund). [17], [21]

Beim Allradantrieb von Audi (Audi quattro mit ultra-Technologie) kommen zwei Kupplungen zum Einsatz. Die als Lamellenkupplung ausgeführte, im Ölbad laufende, Allradkupplung befindet sich am hinteren Ende des Getriebes. Sie stellt die Verbindung zwischen Getriebe und Kardanwelle (die mit dem Hinterachsdifferential verbunden ist) her. Das Lamellenpaket wird über einen, von einem Elektromotor angetriebenen Spindeltrieb zusammengepresst, wodurch der Allradantrieb aktiviert wird. Die zweite Kupplung (Trennkupplung) befindet sich im Hinterachsgetriebe. Sie verbindet, als Klauenkupplung ausgeführt, die rechte Ausgangswelle des Differentials mit der Antriebswelle des rechten Hinterrades. Zum Öffnen der Kupplung dient ein elektro-mechanischer Mechanismus. Geschlossen wird die Klauenkupplung über vorgespannte Federn. Sind beide Kupplungen geöffnet, stehen Kardanwelle und die größten Bauteile des Hinterachsgetriebes still, wobei sich nur die Ausgleichs- und Achskegelräder (Drehzahlausgleich bei Kurvenfahrt) lastfrei drehen können. Zum besseren Verständnis dieses Allradsystems von Audi wurde die eingesetzte Klauenkupplung und ihre Arbeitsweise in diesem Abschnitt erläutert. [22]

Das Verteilergetriebe für die Allradsysteme der BMW 3er und 5er Serie beinhaltet eine elektronisch geregelte, elektro-mechanisch betätigte Lamellenkupplung. Sie macht es möglich die Antriebsmomente zwischen Vorder- und Hinterachse zu verteilen und durch die elektronische Regelung an die jeweilige Fahrsituation anzupassen. [17]

Feillauf:

Freiläufe kommen üblicherweise bei zuschaltbaren Allradsystemen zum Einsatz und dienen als Vorrichtung zur Entkoppelung der Bremsmomente einzelner Achsen. Bei Geländefahrzeugen mit zuschaltbarem Allradantrieb wird diese Art der Kupplung als Freilaufnabe an den beiden Rädern der Vorderachse ausgeführt. Sie können beispielsweise manuell betätigt werden, wodurch die nicht angetriebene Achse vom Antriebsstrang entkoppelt wird um den Kraftstoffverbrauch und Verschleiß zu reduzieren. [20], [23]

3. Konzeptfindung

3.1. Ausgangssituation

Das im Rahmen der Masterarbeit zu entwickelnde Sicherheitselement soll die Komponenten des Antriebsstrangs vor einer Schädigung durch zu hohe Drehzahl oder zu hohes Drehmoment schützen. Diese Anforderungen an die Kupplung ergeben sich aus den hohen Massenträgheitsmomenten, welche durch die Integration von Elektromotor und Planetengetriebe (Reduktionsgetriebe) hervorgerufen werden. Bestimmte Fahrsituationen wie eine Vollbremsung mit ABS-Eingriff, eine sprunghafte Änderung des Reibwertes zwischen Reifen und Straße oder auch ein Eingriff des Elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP) können zu derartig hohen Momenten führen, dass dadurch Komponenten im Antriebsstrang beschädigt werden. Während der Konzepterstellung mussten noch Ausgangswerte die für eine erste Auslegung nötig waren, festgelegt werden. Dabei beschränkten sich diese Daten auf den verfügbaren Bauraum, die mögliche Einbaulage der Kupplung, die Leistungsdaten der E-Maschine wie maximale Drehzahl, maximales Drehmoment, die Drehzahl bei der die maximale Leistung erreicht wird, Durchmesser und Länge der aktiven Bauteile der E-Maschine sowie auf die Übersetzung des Reduktionsgetriebes und einer weiteren Getriebestufe. Nach der Anfertigung einer Prinzipskizze des Konzepts und der anschließenden gemeinsamen Durchsicht mit den Mitarbeitern der Firma MAGNA hat man sich auf eine genauere Betrachtung dieser Idee geeinigt.

3.2. Patentrecherche

Nach Festlegung der Anforderungen und dem Erstellen einer Handskizze des Konzepts wurde im nächsten Schritt eine Patentanalyse durchgeführt. Diese soll Aufschluss darüber geben, ob es schon einmal Überlegungen oder Ausführungen zum Thema Schutzelemente für automotiv E-Motoren gegeben hat.

Für die Recherche wurden folgende Patentplattformen verwendet:

1. Google Patents:
<https://patents.google.com/>
2. USPTO:
<http://patft.uspto.gov/>

3. ESPACE-Net:

<https://worldwide.espacenet.com/>

4. Canadian Patent Office Website:

<http://www.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/eng/search/basic.html>

5. WIPO Patent Scope Website:

<https://patentscope.wipo.int/search/en/search.jsf>

Die Patentanalyse mithilfe dieser Internetplattformen ergab, dass keine passiven Systeme existieren, welche die Funktionen einer Überlastkupplung mit denen einer Fliehkraftkupplung vereinen, sodass bei zu hohem Drehmoment bzw. bei zu hoher Drehzahl der Kraftfluss unterbrochen wird. Da dieses Konzept einige Eigenschaften und Merkmale bereits patentierter Kupplungsarten beinhaltet, werden nachfolgend die Bezeichnungen mit den zugehörigen Patentnummern der Einzelsysteme angeführt.

- Fliehkraft betätigte Kupplung mit Kugellaufbahnen:

Titel: Apparatus and system for automatic centrifugal engagement of a pressure plate

Patentnummer: US8464853B2 [24]

- Sicherheitskupplung:

Da es am Markt der Sicherheitskupplungen eine große Auswahl an Produkten und Herstellern gibt, können leider nicht alle Patente zum Thema Sicherheitskupplungen genannt werden. Die Auswahl beschränkt sich auf zwei Patente eines deutschen Antriebstechnik-Unternehmens.

Titel: Overload clutch

Patentnummer: US5820465A [25]

Titel: Ueberlastkupplung

Patentnummer: EP1462670B1 [26]

Titel: Freischaltende Überlastkupplung mit Einrastung durch magnetisch beaufschlagte Steuerelemente

Patentnummer: DE102014008800B3 [27]

3.3. Konzepterstellung

Die Literaturrecherche aus Kapitel 2 zeigt, dass Drehmoment durch verschiedenste Mechanismen übertragen werden kann. Da sich die Drehmomentübertragung durch Kraftschluss oder Formschluss in der Kupplungstechnik bewährt hat, werden diese beiden Arten für die Konzepterstellung in Betracht gezogen.

3.3.1. Formschlüssig arbeitendes Schutzelement

Der Grundgedanke für die Funktionsweise dieses Schutzelements (Abbildung 3.1) ist eine Art Formschluss, der bei einem vorgegebenen Drehmoment selbstständig, ohne jegliche Unterstützung durch einen Aktuator, den Momentenfluss unterbricht.

Dazu sitzen auf einer Welle (1) die beiden mit gegensätzlichen, kegeligen Flächen versehenen Verspannelemente (2) und (3). Das Verspannelement (2) ist mit einer Keilwellen-Verzahnung versehen damit eine axiale Bewegung des Bauteils (4) und des Fliehkraftelements (5) möglich ist. Auf der linken Seite des Verspannelements (2) kann mithilfe einer Wellenmutter (6), die durch eine Druckplatte (7) die Tellerfedern (8) zusammendrückt, die Vorspannkraft eingestellt werden. Durch diese Kraft werden vier im Abstand von 90° angeordnete Kugeln (9), die jeweils von einer Kugelfassung (10) in Position gehalten werden, in eine Ausnehmung der Kugelaufnahme (11) gepresst. Die beiden Lager (12) und (13) erlauben der Kugelaufnahme (11) frei auf dem Bauteil (4) zu rotieren, wenn keine formschlüssige Verbindung zwischen Kugeln (9) und der Kugelaufnahme (11) besteht. Das Zahnrad (14) soll die Verbindung zu anderen Komponenten des Antriebsstranges darstellen.

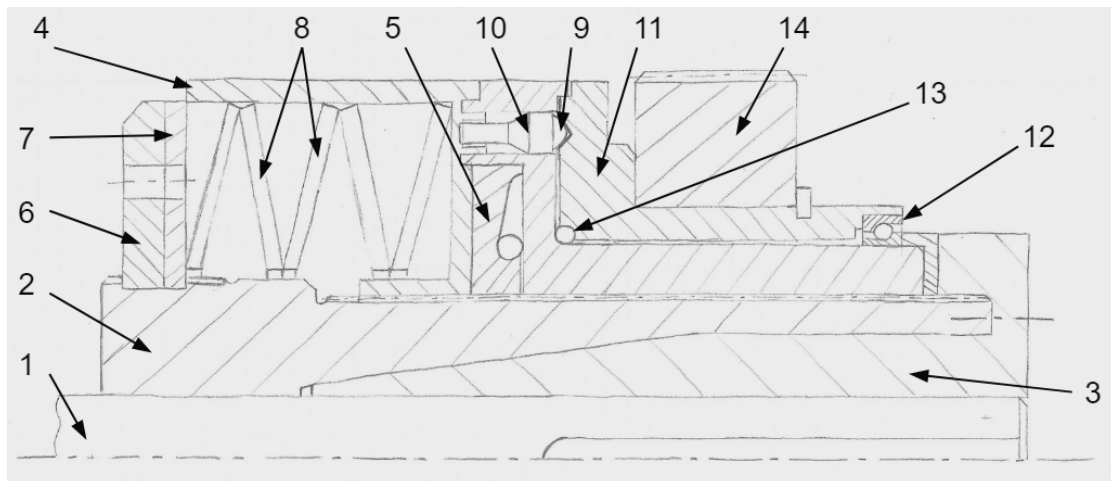


Abbildung 3.1.: Prinzipskizze formschlüssiges Konzept

Kommt es zu einer Überlast (zu hohes Drehmoment), reicht die Vorspannkraft der Tellerfedern (8) nicht mehr aus um die formschlüssige Verbindung der Kugeln (9) aufrecht zu halten. Somit bewegen sich die Kugeln (9) aus den konischen Ausnehmungen, rollen an der Stirnseite der Kugelaufnahme (11) bis zur nächsten Ausnehmung und fallen in diese hinein (vgl. Prinzipskizze aus Abbildung 3.2). Dieser Vorgang wiederholt sich so lange, bis die Überlast abgebaut ist.

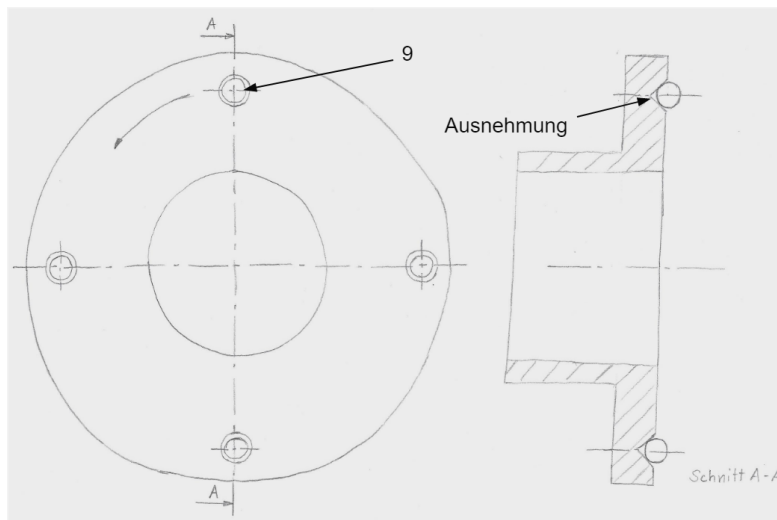


Abbildung 3.2.: Prinzipskizze der Kugelaufnahme (11)

Die in Abbildung 3.3 ersichtliche Skizze zeigt das Fliehkraftelement (5) mit den Fliehkraftkugeln (15), den Kugellaufbahnen (16) und der Keilwellen-Verzahnung (17). Durch die Rotationsbewegung wandern die Kugeln (15) ab einer bestimmten Drehzahl, in radialer Richtung innerhalb der geneigten Kugellaufbahnen (16), nach außen. Da sich die Fliehkraftkugeln (15) an der Kugelaufnahme (11) abstützen entsteht eine Kraft, die das Fliehkraftelement (5) in axialer Richtung nach links verschieben möchte. Ist diese axiale Kraft groß genug die Feder Vorspannkraft der Tellerfedern (8) zu überwinden, kann sich das System so weit nach links bewegen, bis die drehmomentübertragenden Kugeln (9) aus den Ausnehmungen rollen und somit den Drehmomentfluss unterbrechen.

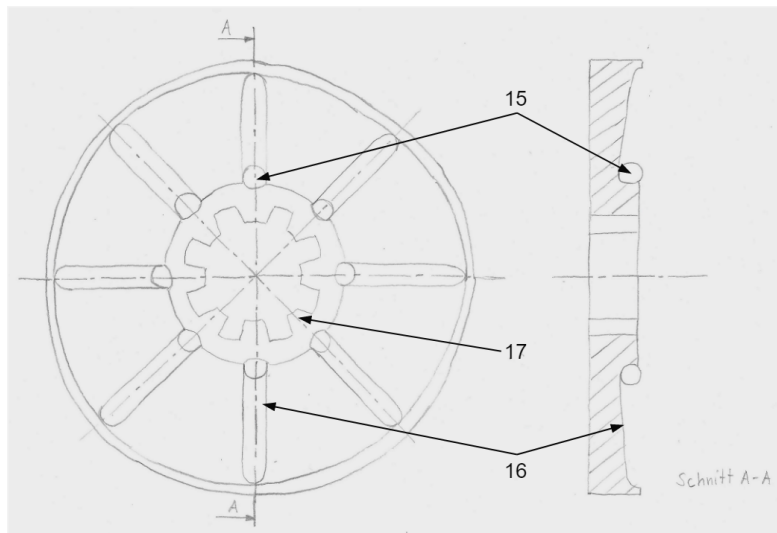


Abbildung 3.3.: Prinzipskizze des Fliehkraftelements (5)

3.3.2. Reibschlüssig arbeitendes Schutzelement

Hier wird das Drehmoment durch Reibbeläge (6), die an beiden Seiten eines Zahnrades (7) anliegen, übertragen. Dazu werden Tellerfedern (2) mit einer bestimmten Kraft vorgespannt. Sie drücken das Bauteil (3) gegen die Reibbeläge (6), wodurch das eingehende Drehmoment über das Zahnrad (7) weitergeleitet wird. Kommt es zu einer Überlast, reicht die Normalkraft mit der die Reibbeläge (6) gegen das Zahnrad (7) gepresst werden nicht mehr aus, um das Drehmoment übertragen zu können. Die Reibflächen rutschen durch. Die Absicherung gegen zu hohe Drehzahl wird durch die Ausnutzung der Fliehkraft realisiert. Dabei werden die „Fliehkraftkugeln“ (4) durch die Vorspannkraft gegen eine auf der Welle festsitzende Scheibe (5) gedrückt. Wird nun die Drehzahl zu hoch, bewegen sich die Kugeln (4) aufgrund der Fliehkraft zwischen Scheibe (5) und geneigter Fläche des Bauteils (3) in radialer Richtung. Diese Bewegung der Kugeln (4) verursacht eine Bewegung des Bauteils (3) nach links in Richtung Tellerfedern (2), wodurch die Anpresskraft der Reibbeläge (6) mit steigender Drehzahl abnimmt und somit der Drehmomentfluss unterbrochen wird.

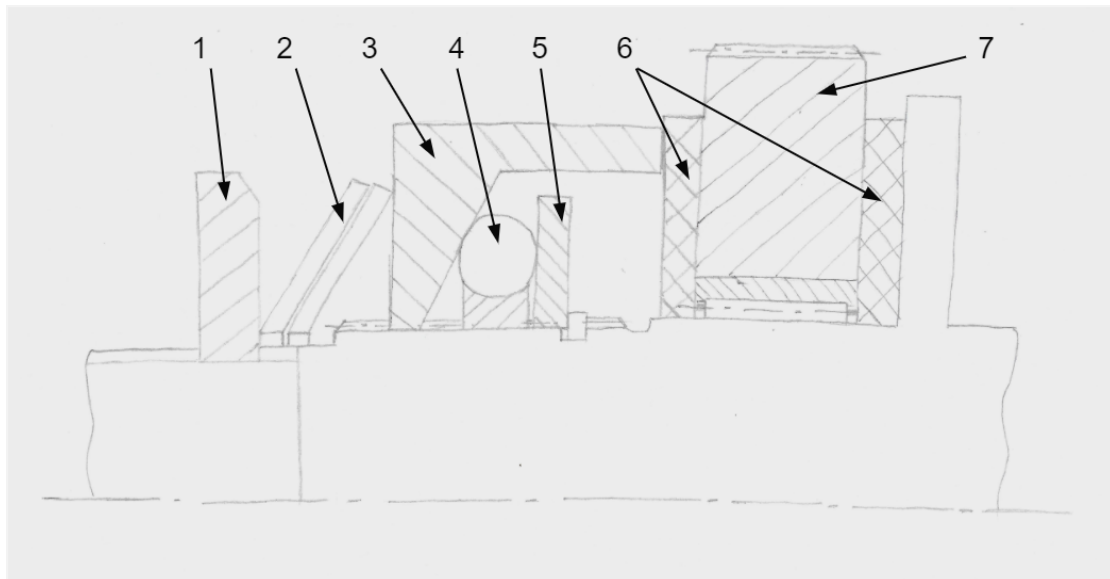


Abbildung 3.4.: Prinzipskizze reibschlüssiges Konzept

Nach Diskussion mit den Experten bei MAGNA wurde entschieden, im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit das formschlüssige Konzept aus Abbildung 3.1 näher auszuarbeiten.

4. Einflussgrößen

In diesem Abschnitt werden mögliche Einflüsse, die sich negativ auf die Funktion des Schutzelements auswirken können, aufgezeigt. Dazu wird der gesamte Antriebsstrang eines Parallel-Hybrids schematisch in Abbildung 4.1 gezeigt. Dieses dargestellte Prinzipschaubild soll einen Überblick über die Anordnung der Komponenten (1) bis (5) im Antriebsstrang verschaffen. Hierbei ist zu erkennen das die E-Maschine (4) nach dem Getriebe (3) angeordnet ist, was einer P3-Antriebsstrang-Architektur entspricht. Diese Anordnung macht es möglich das Fahrzeug durch die Verbrennungskraftmaschine alleine oder auch rein elektrisch (innerhalb gewisser Grenzen) anzutreiben. Weitere Funktionen wie z.B. Boosten (Unterstützung des Verbrennungsmotors durch die E-Maschine) oder ein Generatorbetrieb der E-Maschine (zum Laden der Batterie) können durch diese Antriebsstrang-Topologie ebenfalls realisiert werden.

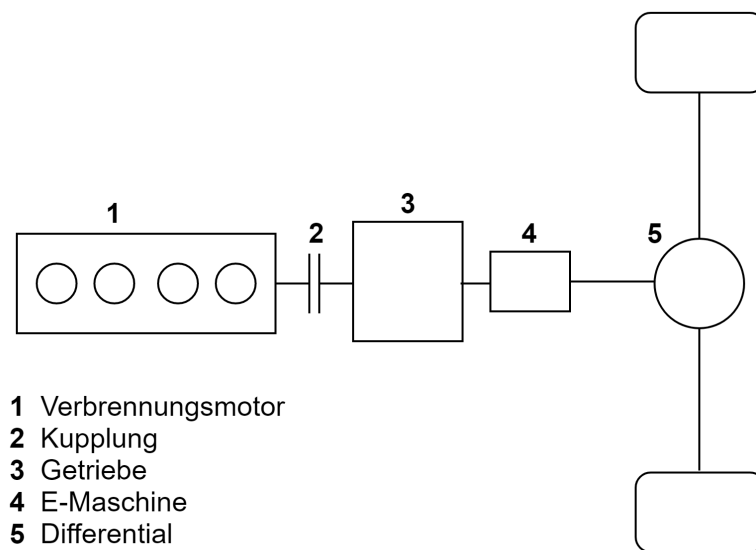


Abbildung 4.1.: Prinzipschaubild P3-Hybrid-Architektur

Die Verwendung einer Hochdrehzahl-E-Maschine erfordert eine Anpassung der Drehzahl an die des Antriebsstrangs. Dazu müssen nach der E-Maschine geeignete Getriebestufen in den Antriebsstrang integriert werden. Die Anordnung dieser Untersetzungsstufen und des Schutzelements ist in Abbildung 4.1 nicht zu sehen, da dies nur die vereinfachte Grundstruktur des Antriebs darstellen soll.

Eine mögliche Anordnung der Komponenten von der E-Maschine bis zur Achse wird in Abbildung 4.2 gezeigt. Dabei ist das Schutzelement (3) zwischen den zwei Getriebestufen (2) und (4) angeordnet. Die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der die E-Maschine noch unterstützend arbeiten darf, wurde mit $v_{max} = 140 \text{ km/h}$ angenommen. Daher müssen die Getriebeübersetzungen so gewählt werden, dass bei auftretender Maximaldrehzahl der E-Maschine die maximale Geschwindigkeit des Fahrzeuges $v_{max} = 140 \text{ km/h}$ beträgt.

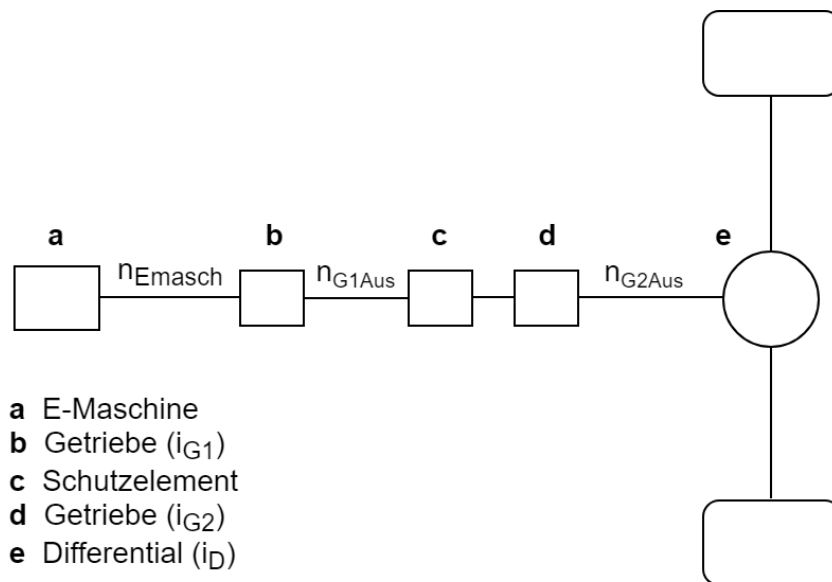


Abbildung 4.2.: Prinzipschaubild Komponentenanzordnung

E-Maschine (a): Der in Abbildung 4.2 ersichtliche Funktionsblock E-Maschine (a) hat als Ausgangsgrößen eine Drehzahl $n_{E\text{masch}}$ und ein zugehöriges Drehmoment $M_{E\text{masch}}$. Da eine direkte Verbindung zwischen der Ausgangswelle der E-Maschine und der Eingangswelle des Getriebes (b) besteht, können Drehzahl und Drehmoment als Ausgangsgrößen der E-Maschine (a) gleich den Eingangsgrößen des Getriebes (b) gesetzt werden.

$$n_{E\text{masch}} = n_{G1\text{Ein}} \quad (4.1)$$

$$M_{E\text{masch}} = M_{G1\text{Ein}} \quad (4.2)$$

Getriebe (b): Das Getriebe (b), hier als Untersetzungsgetriebe ausgeführt, beeinflusst durch eine festgelegte Übersetzung i_{G1} die eingehenden Größen $n_{E\text{masch}}$ und $M_{E\text{masch}}$, sodass eine Verlangsamung der Drehzahl und die damit verbundene Erhöhung des Drehmoments eintritt. Die am Ausgang des Getriebes vorliegende Drehzahl $n_{G1\text{Aus}}$ mit dem zugehörigen Drehmoment $M_{G1\text{Aus}}$ sind die Ausgangsgrößen des Untersetzungsgetriebes. Durch die direkte Verbindung zum Schutzelement kann auch hier wieder der Zusammenhang zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen dargestellt werden.

$$n_{G1Aus} = n_{SchutzEin} = \frac{n_{G1Ein}}{i_{G1}} \quad (4.3)$$

$$M_{G1Aus} = M_{SchutzEin} = M_{G1Ein} \cdot i_{G1} \quad (4.4)$$

Schutzelement (c) und nachfolgende Komponenten (d) & (e): Die Aufgabe des Schutzelements (c) ist es, das Drehmoment, welches von der Drehzahl der E-Maschine (a) und der Übersetzung des Getriebes (b) abhängt, übertragen zu können. Die Ausgangsgrößen $M_{SchutzAus}$ und $n_{SchutzAus}$ werden vom Schutzelement an die nachfolgenden Komponenten (d) und (e) des Antriebsstrangs übertragen. Solange keine Unterbrechung des Momentflusses auftritt, sind Ein- und Ausgangsgrößen des Schutzelements (c) gleich. Die Getriebestufe (d) bringt eine weitere Erhöhung des Antriebsmoments und die damit verbundene Verlangsamung der Drehzahl, wodurch sich das Eingangsdrehmoment M_{DEin} und die Eingangsdrehzahl n_{DEin} des Differentials (e) aus den folgenden Zusammenhängen errechnen.

$$n_{G2Aus} = n_{DEin} = \frac{n_{G1Aus}}{i_{G2}} \quad (4.5)$$

$$M_{G2Aus} = M_{DEin} = M_{G1Aus} \cdot i_{G2} \quad (4.6)$$

Weiters werden die Eingangsgrößen des Differentials (e) (n_{DEin} , M_{DEin}) durch die Übersetzung i_D verändert, woraus Drehzahl und Drehmoment auf Achsniveau berechnet werden kann.

$$n_{Achse} = \frac{n_{G2Aus}}{i_D} \quad (4.7)$$

$$M_{Achse} = M_{G2Aus} \cdot i_D \quad (4.8)$$

Durch die Integration der Komponenten (a) bis (d) in den Antriebsstrang steigt die Anzahl der rotierenden Bauteile und bringt somit zusätzliche Massenträgheiten in den Antrieb. Um zu zeigen wie sich diese zusätzlichen Komponenten auswirken wird im Folgenden ein Ersatzsystem 1 aus der in Abbildung 4.2 zu sehenden Anordnung erstellt. Dieses Ersatzsystem 1 wird schrittweise vereinfacht, um letztendlich das reduzierte Massenträgheitsmoment auf Achsniveau zu erhalten. Das Ausgangsmodell hinsichtlich dieser Trägheiten wird in Abbildung 4.3 gezeigt.

Die nachfolgende Bildung der Ersatzsysteme und die schrittweisen Vereinfachungen der Systeme zur Berechnung des reduzierten Massenträgheitsmoments wurden in Anlehnung an ein ähnliches Beispiel aus dem Buch „Das Getriebebuch“ durchgeführt. [28]

Im ersten Schritt werden die Massenträgheiten der Komponenten mit gleicher Drehzahl zusammengefasst. Für die Achse können somit die Trägheiten für Seitenwellen J_{SW} , Räder J_{Rad} und Fahrzeug $\frac{J_{FZG}}{2}$ zu einer gesamten Trägheit mit gleicher Drehzahl n_{Achse} zusammengefasst werden.

Das Massenträgheitsmoment J_{FZG} errechnet sich aus der Überführung eines translatorischen Trägheitsmoments des Fahrzeugs (Fahrzeugmasse) in ein rotatorisches Trägheitsmoment an der Achse. Die Massenträgheiten des Schutzelements J_{SE} und der Antriebswelle 2 J_{AW2} rotieren mit gleicher Drehzahl n_{G1Aus} , wodurch auch sie zusammengefasst werden können. Ebenso wird die Trägheit der E-Maschine J_{EM} und der Antriebswelle 1 J_{AW1} zu einer Massenträgheit zusammengefasst.

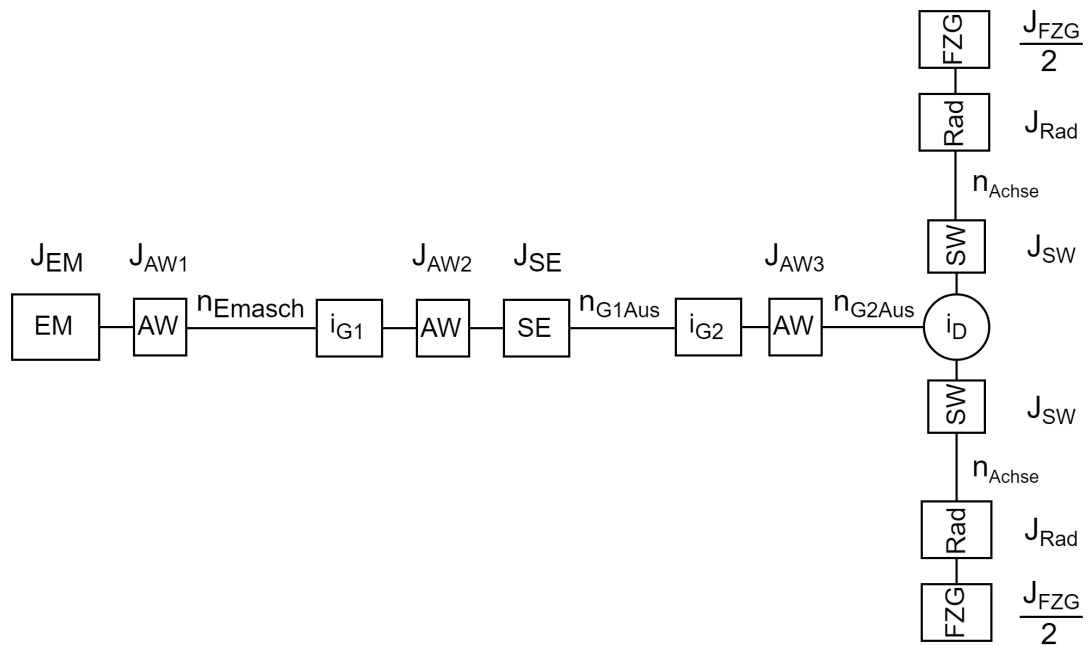


Abbildung 4.3.: Ersatzsystem 1

Das Zusammenfassen der Massenträgheiten führt auf folgende Zusammenhänge:

$$J_{Achse} = 2 \cdot J_{SW} + 2 \cdot J_{Rad} + J_{FZG} \quad (4.9)$$

$$J_{SEAW2} = J_{SE} + J_{AW2} \quad (4.10)$$

$$J_{EMAW1} = J_{EM} + J_{AW1} \quad (4.11)$$

Aus diesen Zusammenhängen kann ein neues Ersatzsystem erstellt werden mit dem in weiterer Folge das reduzierte Massenträgheitsmoment auf Achsniveau ermittelt wird. Das neue Ersatzsystem 2 ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

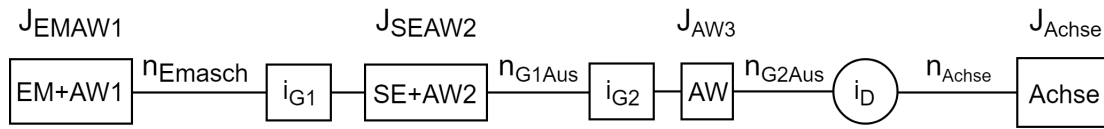


Abbildung 4.4.: Ersatzsystem 2

Die Reduktion der Massenträgheiten unter Berücksichtigung der Übersetzungen i_{G1} , i_{G2} und i_D ergibt das reduzierte Trägheitsmoment auf Achsniveau.

$$J_{red,Achse} = J_{Achse} + i_D^2 \cdot (J_{AW3} + i_{G2}^2 \cdot (J_{SEAW2} + i_{G1}^2 \cdot J_{EMAW1})) \quad (4.12)$$

Aus Gleichung 4.12 ist zu erkennen, dass sich durch die quadratischen Übersetzungen ein hohes Massenträgheitsmoment auf Achsniveau ergibt. Das Auftreten von hohen Winkelbeschleunigungen auf Niveau der E-Maschine führt aufgrund der Übersetzungen i_{G2} und i_D zu hohen Momentspitzen, die sich negativ auf den gesamten Antriebsstrang auswirken und zu Bauteilschädigungen führen können.

Die möglichen Auswirkungen und Einflussfaktoren auf das Schutzelement sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Einflussgrößen wie z.B. die Reibung zwischen beweglichen Bauteilen, die vorherrschende Temperatur im Antriebsstrang und die damit verbundene Wärmeausdehnung der Bauteile, elastische Verformungen der Bauteile und die Toleranzen im Zuge der Fertigung wirken sich auf die Funktionalität des Schutzelements aus. Diese Faktoren könnten beispielsweise die Vorspannkraft und in weiterer Folge das übertragbare Drehmoment der Sicherheitskupplung beeinflussen. Hinsichtlich der Massenträgheiten des Systems aus Abbildung 4.4 wird auf der Antriebsseite des Schutzelements (E-Maschine, Antriebswelle 1, Übersetzung i_{G1} , Antriebswelle 2) ein wesentlich kleineres Trägheitsmoment wirken als auf der Abtriebsseite (Übersetzung i_{G2} , Antriebswelle 3, Übersetzung i_D , Seitenwellen, Räder, Fahrzeug). Werden die drehmomentübertragenden Kugeln z.B. durch eine auftretende Überlast aus den Ausnehmungen bewegt und dabei stark beschleunigt, kommt es beim wieder-hinein-rollen zu einer stoßartigen Belastung von Kugeln und Abtriebsteil. Durch die abtriebsseitig wirkenden hohen Massenträgheitsmomente kann dies zu Momentspitzen innerhalb des Schutzelements führen, die in weiterer Folge Schädigungen der Komponenten des Sicherheitselements hervorrufen können.

Zudem können durch auftretende Ungleichförmigkeiten oder Stöße, Schwingungen im Antriebsstrang erzeugt werden, die sich wiederum auf die Funktionalität des Schutzelements auswirken.

Schwingungen können durch verschiedenste Einflüsse entstehen. Eine Quelle die den Antriebsstrang zu Schwingungen anregen kann ist beispielsweise der Verbrennungsmotor (Zündung, Lastwechsel, Massenkräfte). Durch den Zahneingriff oder durch Schaltstöße kann es auch im Fahrzeuggetriebe zu Torsionsschwingungen kommen. Durch die Vielzahl von rotierenden Bauteilen im Antriebsstrang können Unwuchten bestimmter Komponenten genauso Schwingungen erzeugen. [28]

Von Seiten des E-Antriebs könnte eine plötzliche Überlast der E-Maschine eine stoßartige Belastung in Form eines Momentensprungs hervorrufen, wodurch das System ebenfalls zu Schwingungen angeregt werden kann.

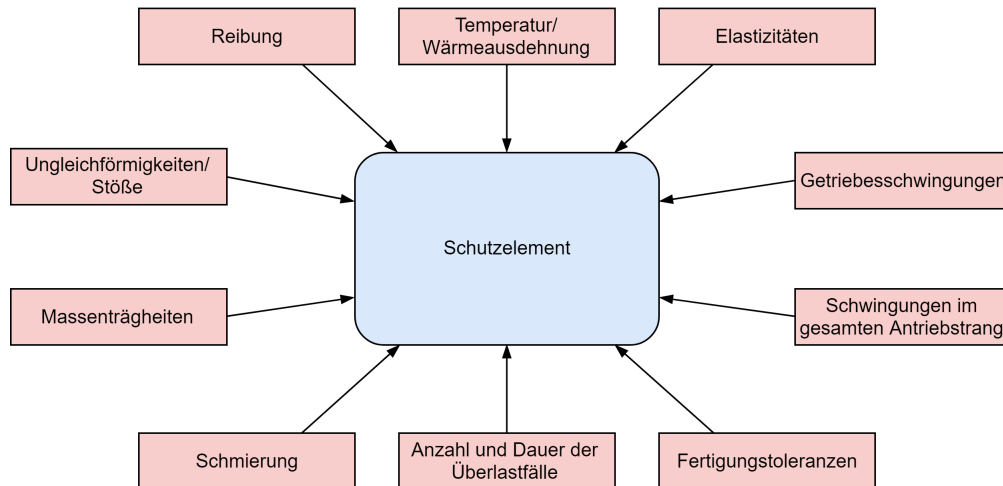


Abbildung 4.5.: Einflussfaktoren auf das Schutzelement

Bestimmte dynamische Fahrsituationen können dazu führen, dass stoßartige Belastungen an den Rädern des Fahrzeugs auftreten die in weiterer Folge an den Antriebsstrang übertragen werden. Ein Beispiel dafür ist eine Bremsung des Fahrzeuges mit ABS-Eingriff. Das Anti-Blockier-System (ABS) verhindert ein Blockieren der gebremsten Räder durch genaues dosieren des Bremsdrucks. Bei Erhöhung des Bremsdrucks wird die Umfangsgeschwindigkeit am Rad verringert. Neigt das Rad hierbei zum Blockieren, wird der Druck konstant gehalten. Nimmt die Radumfangsgeschwindigkeit trotzdem weiter ab, wodurch der Schlupf am Rad zunimmt, wird der Bremsdruck reduziert bis das Rad wieder beschleunigt. Durch diese Beschleunigung nimmt die Umfangsgeschwindigkeit am Rad zu. Erhöht sich die Geschwindigkeit am Rad so weit, dass der Bereich des optimalen Schlupfs unterschritten wird, so muss wieder Bremsdruck aufgebaut werden. [29]

Da die Vorgänge des Verzögerns und Beschleunigens der Räder innerhalb kurzer Zeit stattfinden, könnten durch einen ABS-Eingriff sehr hohe Momentenspitzen im Antriebsstrang entstehen. Um aufzuzeigen in welchem Ausmaß sich die Beschleunigungen/Verzögerungen auf das Drehmoment (welches auf Niveau des Schutzelements wirkt) auswirken können, wird eine überschlägige Berechnung einer ABS-Bremsung bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von $v_0 = 137 \text{ km/h}$ durchgeführt. Die Geschwindigkeit v_0 ergibt sich aus den gewählten Übersetzungen i_{G1} , i_{G2} und i_D bei Maximaldrehzahl der E-Maschine. Da nur wenige Daten zu den in Abbildung 4.1 und 4.2 dargestellten Architekturen des Fahrzeuges bekannt sind, mussten einige Parameter zur Berechnung angenommen werden.

Raddurchmesser (Bereifung 235/55 R17 99V) d_0	690.3 mm
Dynamischer Reifenradius (Faustformel aus ETRTO [30]) r_{dyn}	335 mm
Regelfrequenz ABS f_{ABS}	10 Hz
Übersetzung Differential i_D	3.4
Übersetzung Getriebestufe i_{G2}	2.2
Übersetzung Getriebestufe i_{G1}	4.3
Abmessungen der E-Maschine (aktive Teile) $d_{E_{Masch}} \times l_{E_{Masch}}$	125 mm x 90 mm

Tabelle 4.1.: Angenommene Daten für ABS-Bremsberechnung

Die Regelfrequenz wurde mit $f_{ABS} = 10 \text{ Hz}$ angenommen. Dies bedeutet, dass das ABS zehn Mal pro Sekunde, also alle $t_{Ges} = 0.1 \text{ s}$, die Radumfangsgeschwindigkeit durch Erhöhung bzw. Senkung des Bremsdrucks verändert. Daher teilt sich die Regelzeit auf in $t_V = 0.05 \text{ s}$ Verzögerung und $t_B = 0.05 \text{ s}$ Beschleunigung des Rades. Dazu wird noch angenommen dass die Winkelgeschwindigkeit des Rades $\omega_0 = \frac{v_0}{r_{dyn}}$, innerhalb der Zeitspanne von $t_0 = 0 \text{ s}$ bis $t_V = t_1 = 0.05 \text{ s}$, auf den Wert ω_1 abgebremst wird. Der Eingriff des ABS-Systems erfolgt bei einem Grenzschlupf von etwa 10%. [29]

Dies bedeutet, dass der Wert von ω_1 durch den auftretenden Schlupf 90% der Winkelgeschwindigkeit ω_0 beträgt. Die Änderung der Winkelgeschwindigkeit nach der Zeit ergibt die Winkelbeschleunigung, wodurch sich folgende Gleichung (bei Verzögerung) aufstellen lässt.

$$\alpha_{Achse} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} = \frac{102.24 \frac{rad}{s} - 113.6 \frac{rad}{s}}{0.05 \text{ s} - 0 \text{ s}} = -227.2 \frac{rad}{s^2} \quad (4.13)$$

Für die Berechnung der Winkelbeschleunigung α_{SE} auf Niveau des Sicherheitselements müssen die Übersetzungen von Differential i_D und zweiter Getriebestufe i_{G2} berücksichtigt werden.

$$\alpha_{SE} = \alpha_{Achse} \cdot i_D \cdot i_{G2} = -227.2 \frac{rad}{s^2} \cdot 3.4 \cdot 2.2 = -1699.44 \frac{rad}{s^2} \quad (4.14)$$

Um das daraus resultierende Drehmoment auf Niveau des Schutzelements zu erhalten wird das Trägheitsmoment der E-Maschine J_{EM} auf die Drehzahl des Schutzelements reduziert. Zur Vereinfachung werden die rotierenden Teile der E-Maschine als Vollzylinder (aus Stahl) mit dem Durchmesser $d_{E_{Masch}}$ und einer Länge $l_{E_{Masch}}$ angenommen. Daraus kann mit der Dichte für Stahl $\rho_{Stahl} = 7.85 \text{ kg/dm}^3$ die Masse $m_{E_{Masch}}$ der rotierenden Teile und weiters auch das Massenträgheitsmoment J_{EM} berechnet werden.

$$\begin{aligned} m_{E_{Masch}} &= \frac{d_{E_{Masch}}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{E_{Masch}} \cdot \rho_{Stahl} \\ &= \frac{(125 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} \cdot (90 \cdot 10^{-3} \text{ m}) \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 = 8.7 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$J_{EM} = m_{E\text{masch}} \cdot \frac{r_{E\text{masch}}^2}{2} = 8.7 \text{ kg} \cdot \frac{(62.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{2} = 0.017 \text{ kgm}^2 \quad (4.16)$$

Das reduzierte Trägheitsmoment berechnet sich aus folgender Gleichung.

$$J_{red} = J_{EM} \cdot i_{G1}^2 = 0.017 \text{ kgm}^2 \cdot 4.3^2 = 0.314 \text{ kgm}^2 \quad (4.17)$$

Wird J_{red} mit der Winkelbeschleunigung α_{SE} multipliziert, erhält man das durch die Verzögerung der Massen verursachte Drehmoment.

$$M_{ABS} = J_{red} \cdot |\alpha_{SE}| = 0.314 \text{ kgm}^2 \cdot 1699.44 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 533.6 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

Das Ergebnis aus Gleichung 4.18 zeigt, dass sich unter den getroffenen Annahmen für E-Maschine, Übersetzungen und Bereifung bei einer ABS-Bremung hohe Momentenspitzen auf Niveau des Schutzelements ergeben. Diese Berechnung wurde unter der Annahme einer Bremsung auf trockener Fahrbahn durchgeführt. Ist beispielsweise eine Vollbremsung mit ABS-Regelung bei winterlichen Verhältnissen notwendig, kann es passieren das ein Rad auf griffigem Untergrund und ein Rad auf glattem Untergrund gebremst wird. Hier werden die Räder durch verschiedene Reibwerte zwischen Untergrund und Reifen unterschiedlich stark verzögert/beschleunigt, sodass auch in dieser Situation kritische Drehmomentenspitzen resultieren können.

Eine weitere Fahr-situation die zu hohen Belastungen im Antriebsstrang führen kann ist der Eingriff des Elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP). Dieses System unterbindet durch aktive Bremsengriffe ein Unter- oder Übersteuern des Fahrzeuges. Das gezielte Bremsen der Räder kann (ähnlich wie beim ABS-Eingriff) eine hohe Winkelbeschleunigung (Winkelverzögerung) der Räder hervorrufen, die, wie schon anhand der ABS-Bremung dargestellt wurde, zu hohen Drehmomentenspitzen führt.

Dieser Abschnitt zeigt, dass das Schutzelement durch sehr viele Faktoren die sich unter Umständen auch negativ auf den gesamten Antriebsstrang auswirken können, beeinflusst wird. In den nachfolgenden Kapiteln 5 bis 7 werden Einflussfaktoren wie Fertigungstoleranzen bzw. Fertigungsabweichungen, Reibung zwischen beweglichen Bauteilen, Verformungen der Bauteile durch die wirkenden Kräfte und die Massenträgheiten (Fahrzeug, Räder, Schutzelement, E-Maschine) berücksichtigt.

Da im Umfang dieser Arbeit nicht auf alle Einflussfaktoren eingegangen werden kann, wird auf eine detailliertere Betrachtung von Einflüssen wie Temperatur/Wärmeausdehnung, Ungleichförmigkeiten/Stöße, Anzahl/Dauer der Überlastfälle und Getriebe- bzw. Antriebsstrangschwingungen verzichtet. Der Verzicht einer Detailbetrachtung dieser Faktoren bedeutet jedoch nicht, dass diese zu vernachlässigen sind. Daher müsste in einem weiteren Schritt eine genaue Betrachtung hinsichtlich dieser Einflüsse auf einzelne Bauteile des Sicherheitselements bzw. auf die gesamte Baugruppe durchgeführt werden, um mögliche Auswirkungen auf die Funktionalität der Kupplung zu ermitteln.

5. Auslegung des Konzepts

5.1. Ausgangsdaten

5.1.1. E-Maschine

Die Elektromotoren der modernen elektrischen Antriebstechnik im Pkw werden als Unterstützung des herkömmlichen Verbrennungsmotors bei Hybridfahrzeugen oder für den rein elektrischen Antrieb bei Elektrofahrzeugen eingesetzt. [3]

Ein Vorteil der Elektromotoren ist die Eigenschaft, Drehmoment über einen großen Drehzahlbereich übertragen zu können. Bereits ab Drehzahl Null kann Drehmoment bereitgestellt werden, das bis zu der sogenannten „Eckdrehzahl“ konstant bleibt. Ist diese Drehzahl erreicht, arbeitet der Elektromotor über den verbleibenden Drehzahlbereich mit annähernd konstanter Leistung. [31]

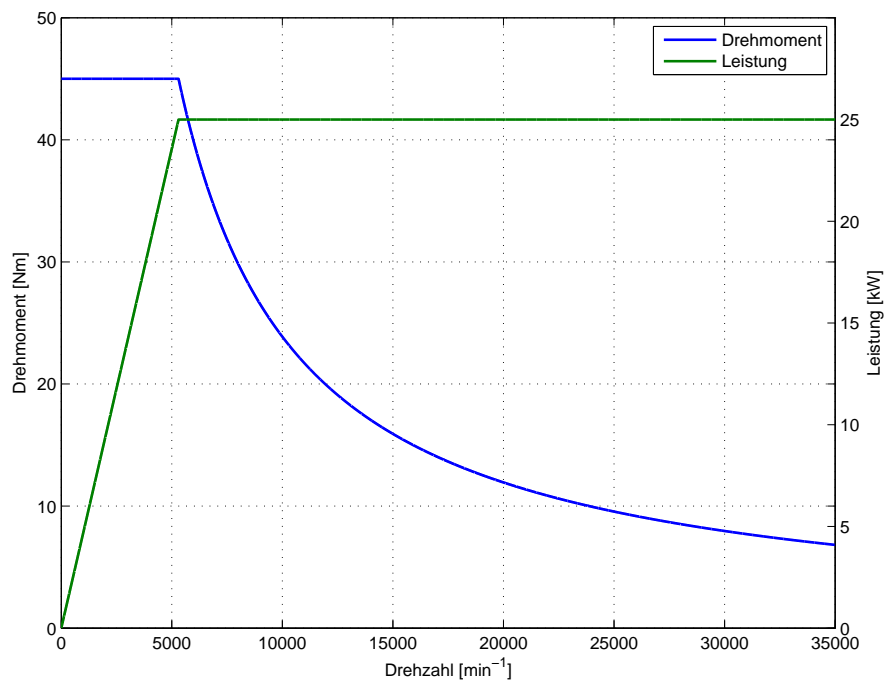


Abbildung 5.1.: Drehmoment und Leistungskennlinie der E-Maschine

In Abbildung 5.1 sind die Drehmoment- und Leistungskennlinie, der für die Auslegung des Schutzelements angenommenen hochdrehenden permanenterregten Synchronmaschine, über der Drehzahl aufgetragen. Die blau gefärbte Drehmomentkurve weist bis zu einer bestimmten Drehzahl ein konstantes Drehmoment auf und fällt dann mit steigender Drehzahl ab, wobei hierbei die Leistung der E-Maschine (grüne Kennlinie) konstant bleibt. Für die Ermittlung der Drehmoment- und Leistungskurve wurden folgende Daten angenommen:

Maximales Drehmoment $M_{E\text{masch}_{max}}$	45 Nm
Drehzahl bei der die maximale Leistung erreicht wird $n_{P_{max}}$	5000 min^{-1}
Maximale Drehzahl $n_{E\text{masch}_{max}}$	35000 min^{-1}
Maximale Leistung $P_{E\text{masch}_{max}}$	25 kW

Tabelle 5.1.: Daten der E-Maschine

5.1.2. Untersetzungsgetriebe

Die hohen Drehzahlen des Elektromotors müssen durch eine geeignete Getriebestufe angepasst werden. Dies kann beispielsweise durch ein Planetengetriebe, das als Untersetzungsgetriebe arbeitet, erreicht werden. [31]

Zur weiteren Berechnung wurde das Übersetzungsverhältnis der Getriebestufe mit $i_{G1} = 4.3$ angenommen.

5.1.3. Schutzelement

Um das Nenndrehmoment M_N , welches das Sicherheitselement dauerhaft übertragen können muss, zu errechnen, wurde ein Sicherheitsfaktor von $S = 1.5$ angenommen. Dieser dient als Absicherung gegen unbekannte Einflüsse, die zum Ausfall der Kupplung führen könnten. Schließlich wird nur noch das Spitzendrehmoment M_S der Antriebsseite benötigt, womit sich folgender Zusammenhang ergibt: [32]

$$M_N \geq S \cdot M_S \quad [32] \quad (5.1)$$

Das Spitzendrehmoment M_S wird wie folgt berechnet:

$$M_S = M_{E\text{masch}_{max}} \cdot i_G = 45 \text{ Nm} \cdot 4.3 = 193.5 \text{ Nm} \quad (5.2)$$

Unter Verwendung der Gleichung 5.1 ergibt sich das Nenndrehmoment zu

$$M_N = 1.5 \cdot 193.5 \text{ Nm} = 290.25 \text{ Nm}. \quad (5.3)$$

Das Ergebnis von M_N wird als Ausgangspunkt für die nachfolgenden Berechnungen verwendet.

Zum besseren Verständnis des Konzepts wird im Folgenden auf die konstruktive Ausführung von drehmomentübertragenden Teil und Fliehkräftelemt eingegangen. Damit soll anhand des Zusammenhangs zwischen „Drehmoment- und Fliehkräftelemt“ die Funktion des Gesamtsystems verdeutlicht werden.

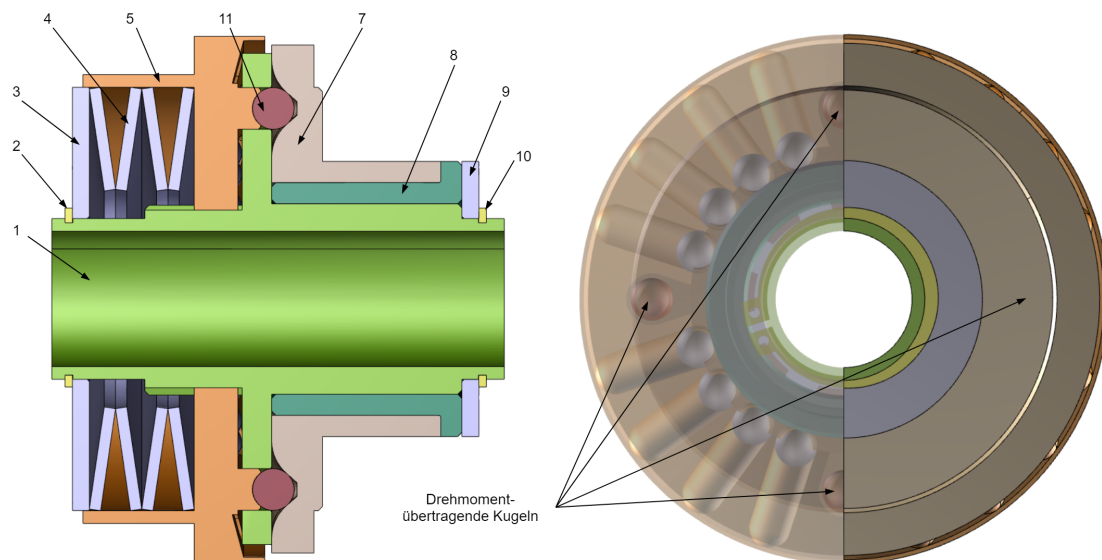


Abbildung 5.2.: Schnittansicht drehmomentübertragender Teil

Drehmomentübertragender Teil:

Abbildung 5.2 zeigt den drehmomentübertragenden Teil des Schutzelements. Das orange gefärbte Bauteil (5) wird mittels Tellerfedern (4) vorgespannt, wodurch die in Rot dargestellten Kugeln (11) („Drehmomentkugeln“) in dafür vorgesehene Ausnehmungen im hellbraunen Bauteil (7) gedrückt werden. Zur Übertragung des Drehmoments werden vier Kugeln, die sich in einem definierten radialen Abstand von der Mittelachse befinden, verwendet (Anordnung der drehmomentübertragenden Kugeln, vgl. Abbildung 5.2). Die Geometrie einer Ausnehmung mit der darin sitzenden Kugel (11) und der Kräftesituation wird schematisch in den Abbildungen 5.5 und 5.17 dargestellt. Durch diese formschlüssige Ausführung des Schutzelements kann Drehmoment auf das hellbraune Bauteil (7) (worauf z.B. ein Zahnrad befestigt wird) übertragen werden. Wird das in diesem Abschnitt berechnete Nenndrehmoment überschritten, bewegen sich die „Drehmomentkugeln“ (11) aus ihren Ausnehmungen, wodurch das orange gefärbte Bauteil (5) durch die Keilwellenverbindung in axialer Richtung verschoben wird. Haben sich die Kugeln (11) vollständig aus den Ausnehmungen bewegt, ist der Drehmomentfluss unterbrochen.

Um ein sicheres Unterbrechen des Momentflusses gewährleisten zu können, wird der Betriebsbereich der Tellerfedern (4) am abfallenden Ast der Federkennlinie gewählt, da hierbei mit zunehmender axialer Kraft (zunehmende axiale Stauchung der Federn) die Federgeegenkraft geringer wird (vgl. Abschnitt 5.5.2 bis 5.5.3).

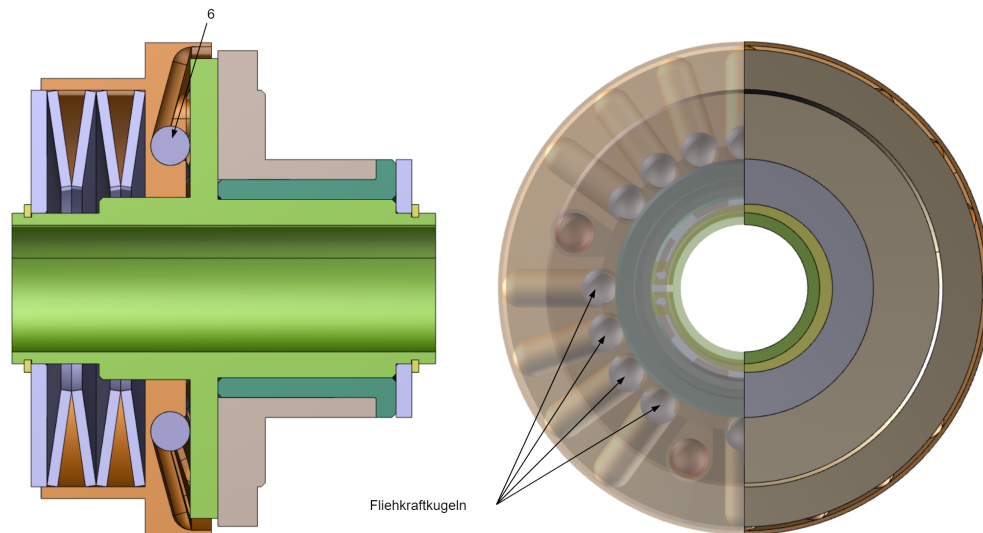


Abbildung 5.3.: Schnittansicht Fliehkraftteil

Fliehkraftelement:

Die in Abbildung 5.3 gezeigten, grau gefärbten Kugeln (6) stellen die „Fliehkraftkugeln“ dar. Sie dienen zur Absicherung gegen zu hohe Drehzahl und sitzen in einem bestimmten radialen Abstand von der Mittelachse (Wirkradius $r_{W_{Flieh}}$) in Kugellaufbahnen des orange gefärbten Bauteils (5). Diese Kugeln werden von den geneigten Laufbahnen des orangen Bauteils (5) und der vertikalen Wellenschulter der grünen Welle (1) „eingeschlossen“. Durch die auftretenden Drehzahlen wirkt eine Fliehkraft F_{Flieh} in radialer Richtung auf die grauen Kugeln (6). Diese Kraft versucht die „Fliehkraftkugeln“ in radialer Richtung nach oben zu bewegen, wodurch sie sich an den geneigten bzw. vertikalen Flächen abstützen und somit eine Kraft in axialer Richtung, entgegen der Federvorspannkraft, entsteht. Diese Axialkraft F_{axial} vergrößert sich bei Erhöhung der Drehzahl (da die Fliehkraft mit steigender Drehzahl größer wird) und überschreitet bei einem bestimmten Drehzahlwert die Vorspannkraft der Tellerfedern (4). Aufgrund ihres gewählten Betriebsbereichs können die Federn nicht mehr die nötige Gegenkraft aufbringen um die roten drehmomentübertragenden Kugeln (11) in den Ausnehmungen zu halten - das orange gefärbte Bauteil (5) bewegt sich in axialer Richtung nach links, die „Drehmomentkugeln“ (11) bewegen sich aus ihren Ausnehmungen und der Drehmomentfluss wird unterbrochen. Die Darstellung der Kräftesituation besagter „Fliehkraftkugeln“ wird in Abschnitt 5.8 behandelt.

Die Abhängigkeit des „Fliehkraftteils“ von der Drehzahl auf Niveau des Schutzelements beeinflusst das übertragbare Drehmoment der Kupplung. Dies bedeutet, dass das übertragbare Drehmoment von der Drehzahl abhängig sein muss, da die von den Federn aufgebrachte Vorspannkraft mit steigender Drehzahl (durch die Axialkraft der „Fliehkraftkugeln“) zunehmend geschwächt wird und somit weniger Drehmoment übertragen werden kann.

Auf die bereits nummerierten und in diesem Abschnitt nicht behandelten Bauteile (vgl. Abbildung 5.2 und 5.3) wird im Kapitel 6 näher eingegangen.

5.2. Annahmen für die Berechnung

Bevor die Berechnung der Vorspannkraft der Federn durchgeführt werden kann, müssen noch einige Parameter und geometrische Größen festgelegt werden.

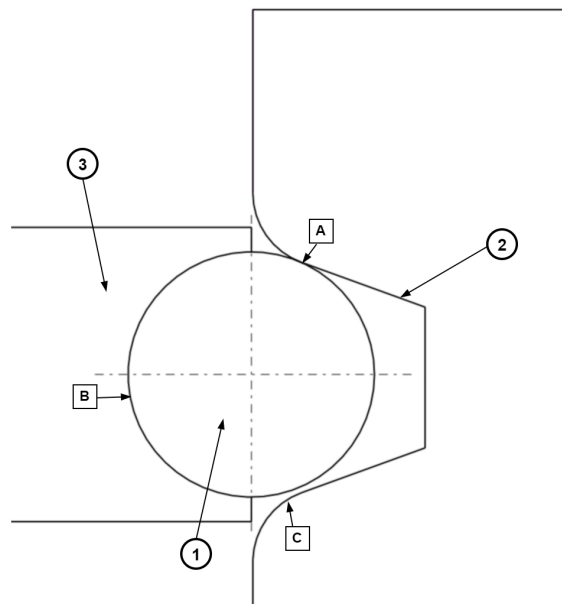


Abbildung 5.4.: Kugel im Moment des Abhebens

Die in Abbildung 5.4 dargestellte Skizze zeigt die Kugel 1 beim Abhebevorgang in der Aussnehmung 2. Über das Bauteil 3 (Kugelkalotte) wird die zur Übertragung des Drehmoments notwendige Vorspannkraft der Kugel aufgebracht. Um die möglichen Bewegungszustände der Bauteile aufzuzeigen werden drei Kontaktpunkte A, B und C definiert. Da sich die Kugel hier im Abhebevorgang befindet, wird der Kontaktpunkt C als kräftefrei angesehen. Es bleiben also nur noch Kontakt A und B für die Betrachtung übrig. Für jeden dieser Kontaktpunkte werden vorerst alle Bewegungszustände wie folgt angeschrieben.

Kontakt A:

- I = Haften
- II = Gleiten
- III = Rollen

Kontakt B:

- I = Haften
- II = Gleiten
- III = Rollen

Zu Beginn kann gleich der Fall AI des Haftens der Kugel im Kontaktpunkt A ausgeschlossen werden, da das Schutzelement sonst nicht funktionieren würde. Andere mögliche Kombinationen sind beispielsweise:

1. Fall: AII - BI (Gleiten Kontakt A - Haften Kontakt B)
2. Fall: AII - BII (Gleiten Kontakt A - Gleiten Kontakt B)
3. Fall: AII - BIII (Gleiten Kontakt A - Rollen Kontakt B)
4. Fall: AIII - BI (Rollen Kontakt A - Haften Kontakt B)
5. Fall: AIII - BII (Rollen Kontakt A - Gleiten Kontakt B)
6. Fall: AIII - BIII (Rollen Kontakt A - Rollen Kontakt B)

Der erste Fall wird ausgeschlossen, da die Kugel durch ausreichende Schmierung nicht im Kontakt B haften wird. Der zweite Fall könnte für einen kurzen Zeitraum theoretisch möglich sein. Er wird nicht weiterverfolgt, da keine genauere Aussage darüber gemacht werden kann. Fall Nummer drei könnte möglich sein, da die Kugelkalotte (3) nicht in der ideal geometrischen Form gefertigt werden kann und somit eine Rollbewegung ermöglicht. Fall vier ist nicht möglich, da sich das Auftreten einer Rollbewegung in Kontakt A und das Haften in Kontakt B widersprechen. Der Fall Nummer fünf ist die Umkehrung von Fall drei und könnte somit auch möglich sein. Fall sechs könnte auch kurzzeitig möglich sein, da aber hier wieder keine genauere Aussage getroffen werden kann, wird er nicht weiter betrachtet.

Für die nachfolgende Berechnung steht die Betrachtungsweise wie sie in Fall drei angenommen wurde, der Betrachtungsweise aus Fall Nummer fünf gegenüber. Da der Fall fünf als am plausibelsten erachtet wurde, erfolgt die weitere Auslegung mit der Annahme des Rollens in Kontaktpunkt A.

Die für die weitere Berechnung notwendigen Daten sind in Tabelle 5.2 ersichtlich:

Gleitreibbeiwert μ	0.1
Abstand aussermittiger Kraftangriffspunkt (Rollreibung) d	0.05 mm
Wirkradius r_W	45 mm
Winkel α_1	20°
Kugeldurchmesser d_K	10 mm
Kugelanzahl n_K	4
Verrundungsradius r	3 mm

Tabelle 5.2.: Berechnungsdaten

5.3. Berechnung der Vorspannkraft

Ein Freischnitt der Ausnehmung, wie er in Abbildung 5.5 zu sehen ist, soll die Kräftesituation zum Zeitpunkt des Abhebens darstellen und in weiterer Folge zur Berechnung der Vorspannkraft dienen. Da die Kugel bei Betrachtung zum Zeitpunkt des Abhebens bereits rollt, greifen die wirkenden Kräfte aufgrund der Verformungen beider Kontaktpartner um den Abstand d versetzt an.

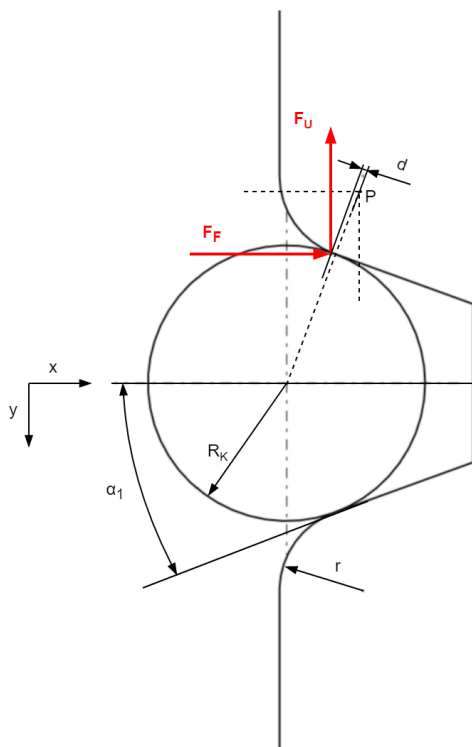


Abbildung 5.5.: Freischnitt Ausnehmung

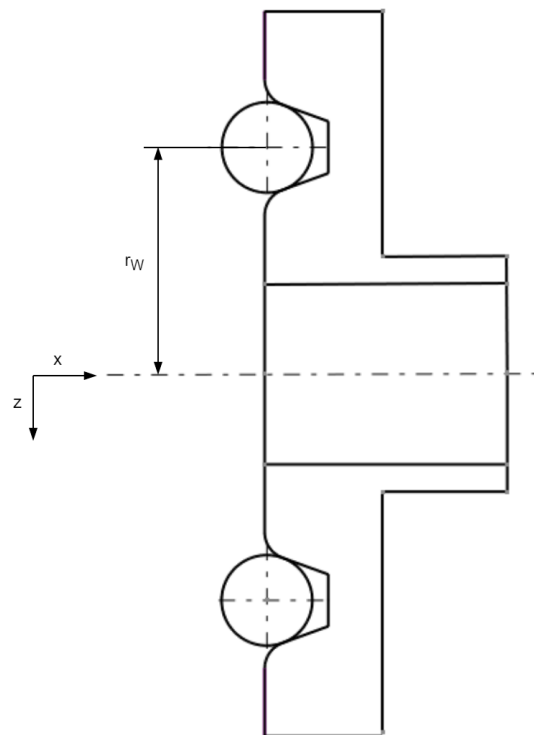


Abbildung 5.6.: Wirkradius

Die Umfangskraft errechnet sich mithilfe des in Gleichung 5.3 errechneten Drehmoments M_N und dem in Tabelle 5.2 angegebenen Wirkradius r_W . Der Wirkradius r_W ist jener Abstand von der Mittelachse des Gesamtsystems, wo das Drehmoment M_N anliegt, bis zur Mittelachse der kegelförmigen Ausnehmung (vgl. Abbildung 5.6).

Somit ergibt sich eine Umfangskraft von

$$F_U = \frac{M_N}{r_W} = \frac{290.25 \text{ Nm}}{0.045 \text{ m}} = 6450 \text{ N.} \quad (5.4)$$

Aus dem Momentengleichgewicht um den Punkt P kann nun die Vorspannkraft der Federn F_F berechnet werden.

$$\Sigma M_P = 0 = F_U \cdot (r \cdot \sin(\alpha_1) + d \cdot \cos(\alpha_1)) - F_F \cdot (r \cdot \cos(\alpha_1) - d \cdot \sin(\alpha_1)) \quad (5.5)$$

Umformen der Momentengleichung 5.5 ergibt die geforderte Vorspannkraft.

$$\begin{aligned} F_F &= F_U \cdot \frac{r \cdot \sin(\alpha_1) + d \cdot \cos(\alpha_1)}{r \cdot \cos(\alpha_1) - d \cdot \sin(\alpha_1)} \\ &= 6450 \text{ N} \cdot \frac{3 \text{ mm} \cdot \sin(20^\circ) + 0.05 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{3 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ) - 0.05 \text{ mm} \cdot \sin(20^\circ)} = 2470.1 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.6)$$

5.4. Berechnung des Kugelweges

Abbildung 5.7 zeigt die Kugel in zwei unterschiedlichen Positionen. Position 0, wo sich die Kugel in der Ausnehmung befindet, kann als Startposition bezeichnet werden. Position 1 ist die Endposition der Kugel. Kommt es dazu, dass die Kugel z.B. aufgrund eines zu hohen Drehmoments nicht mehr in der Ausnehmung gehalten werden kann, dann rollt diese über den Radius r von der Position 0 zur Position 1. Durch die Rollbewegung der Kugel aus der Ausnehmung macht sie einen Weg s_K in x-Richtung, der für die Auslegung der Federn zu berücksichtigen ist.

Der gesamte Kugelweg s_K lässt sich durch die geometrischen Zusammenhänge aus der in Abbildung 5.7 gezeigten Skizze ermitteln, wobei sich der Winkel $\alpha_{2_{max}} = 70^\circ$ aus der festgelegten Geometrie der Ausnehmung ergibt.

$$\begin{aligned} s_K &= (\sin(\alpha_{2_{max}} + \alpha_1) - \sin(\alpha_1)) \cdot \left(\frac{d_K}{2} + r\right) = \\ &= (\sin(70^\circ + 20^\circ) - \sin(20^\circ)) \cdot \left(\frac{10 \text{ mm}}{2} + 3 \text{ mm}\right) = 5.26 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.7)$$

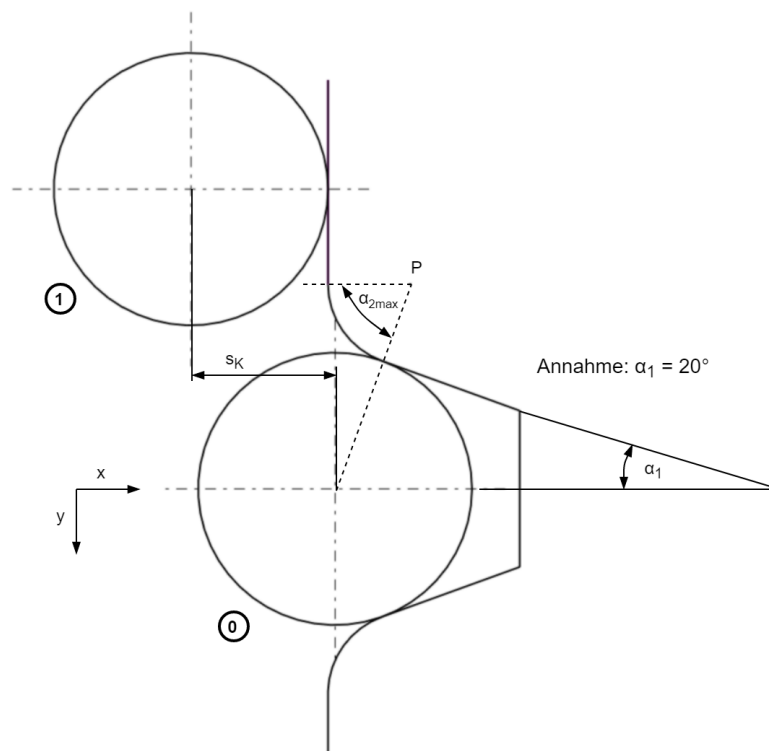


Abbildung 5.7.: Kugelweg

Der aus Gleichung 5.7 errechnete gesamte Weg der Kugeln hat einen direkten Einfluss auf die Auswahl der Federn. Die Kugeln sind mit der Kraft F_F vorgespannt. Wird F_F überschritten, werden die Federn beim Herausrollen der Kugeln um den Weg $s_K = 5.26 \text{ mm}$ gestaucht. Das folgende Kapitel 5.5 beschäftigt sich, unter Berücksichtigung der geforderten Vorspannkraft und des notwendigen Federweges, mit der Auslegung und Theorie der eingesetzten Federn.

5.5. Vorspannung der drehmomentübertragenden Kugeln

In Abschnitt 5.1.3 zeigt die Konzeptdarstellung aus Abbildung 5.2 die Vorspannung der Kugeln mithilfe von Tellerfedern. Es ist natürlich auch möglich andere Federarten wie z.B. zylindrische Schraubendruckfedern oder Wellenfedern zur Aufbringung der Vorspannkraft einzusetzen. Die Form der Kennlinien von Tellerfedern und die gute Anpassungsfähigkeit an den vorliegenden Anwendungsfall sprechen für die Verwendung von Tellerfedern. Folglich führte auch die Tatsache, dass sich diese Art von Feder am Markt der Sicherheitskupplungen bewährt hat zu der Entscheidung, eine Tellerfeder für die Aufbringung der Vorspannkraft zu verwenden.

5.5.1. Eigenschaften der Tellerfedern

Tellerfedern sind Kegelringscheiben die, im Vergleich zu zylindrischen Schraubenfedern deren Federkennlinie linear verläuft, eine nicht lineare Federcharakteristik aufweisen. Sie zählen zu den Arten von Federn deren Federweg klein ist, bei gleichzeitig hoher Federkraft und geringem Einbauraum. Oftmals reicht eine einzelne Tellerfeder nicht aus um den benötigten Federweg oder die geforderte Federkraft zu erreichen, daher können die Einzelfedern zu so genannten Federsäulen bzw. zu Federpaketen zusammengesetzt werden. Die gleichsinnige Anordnung zu einem Federpaket bedingt eine Erhöhung der Federkraft, wobei die wechselsinnige Anordnung der Tellerfedern zu einer Federsäule, eine Vergrößerung des Federweges mit sich bringt. [5], [7]

Abbildung 5.8 b) und 5.8 c) zeigt die Schichtung der Federn zu einem Tellerfederpaket bzw. zu einer Tellerfedersäule.

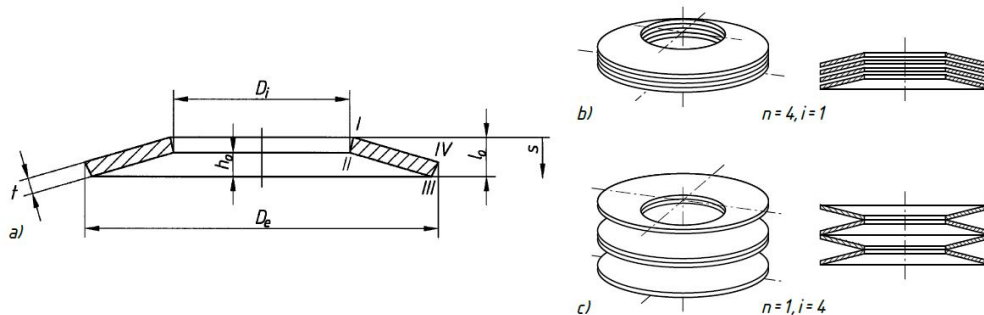


Abbildung 5.8.: a) Schnitt einer Einzeltellerfeder, b) Tellerfederpaket bestehend aus 4 Einzelfedern, c) Tellerfedersäule bestehend aus 4 Federpaketen mit jeweils einer Einzelfeder [5]

Abhängig von den Abmessungen der Federn lassen sich annähernd lineare und degressive Kennlinien verwirklichen. Eine progressive Kraft-Weg-Kennlinie kann durch die Kombination der oben genannten Maßnahmen (gleich- und wechselsinnige Anordnung der Tellerfedern) erreicht werden. Spricht man von einer linearen Kennlinie, so nehmen die Federkraft und der Federweg proportional zu. Ist der Verlauf der Federcharakteristik progressiv, wird die Feder mit zunehmender Belastung härter. Das bedeutet, die Federrate nimmt mit steigender Belastung zu. Hat die Federcharakteristik eine degressive Form, nimmt die Federrate mit steigender Belastung ab, d.h. die Feder wird weicher. [5], [7]

In Abbildung 5.9 sind diese Formen der Federkennlinien schematisch in ein Kraft-Weg-Diagramm eingetragen.

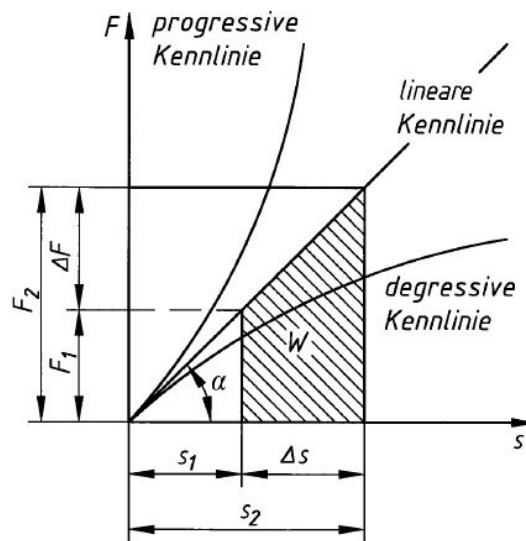


Abbildung 5.9.: Kraft-Weg-Diagramm einer Feder [5]

5.5.2. Tellerfedern in Sicherheitskupplungen

Die im vorigen Kapitel 5.5.1 beschriebenen Eigenschaften werden beim Einsatz dieser Federn in Sicherheitskupplungen ausgenutzt. Die Betrachtung der gesamten Federkennlinie in einem Kraft-Weg-Diagramm zeigt, dass diese Kennlinie aus zwei Bereichen besteht. Zum einen wird die linke Hälfte bis zum Maximum der Kurve als aufsteigender Ast bezeichnet. Dieser Bereich der Kennlinie besitzt die Eigenschaften einer progressiven Kurvenform. Die rechte Hälfte der Gesamtcharakteristik wird als absteigender Ast bezeichnet, der die Eigenschaften einer degressiven Kennlinie mit sich bringt. Da der lineare Bereich der degressiven Federkennlinie im Vergleich zur progressiven Kennlinie größer ist, wird dieser ausgenutzt. [32]

Wie in Abbildung 5.10 zu sehen ist, steigt im progressiven Bereich die Gegenkraft der Feder mit wachsender axialer Druckbelastung an. Das bedeutet, je weiter die Tellerfeder zusammengedrückt wird, desto mehr Kraft muss für die Stauchung aufgewendet werden. Im degressiven Kennlinienbereich kehrt sich die Wirkungsweise des progressiven Bereichs um. Diese Umkehrung bewirkt, dass die Federgegenkraft mit steigender Stauchung der Tellerfeder abnimmt. Somit tritt die maximale Federkraft bereits bei geringer axialer Belastung der Tellerfeder auf, wodurch sich der Vorteil einer hohen Schaltgeschwindigkeit der Kupplung ergibt. [32]

Die, nach dem derzeitigen Stand der Technik, in Sicherheitskupplungen eingesetzten Tellerfedern gehören zur Kategorie der Hochleistungstellerfedern. Sie zeichnen sich durch den weitreichenden Temperaturarbeitsbereich von -30 bis $+120^\circ\text{C}$ und durch ihre exakten Federkennlinien aus. [32]

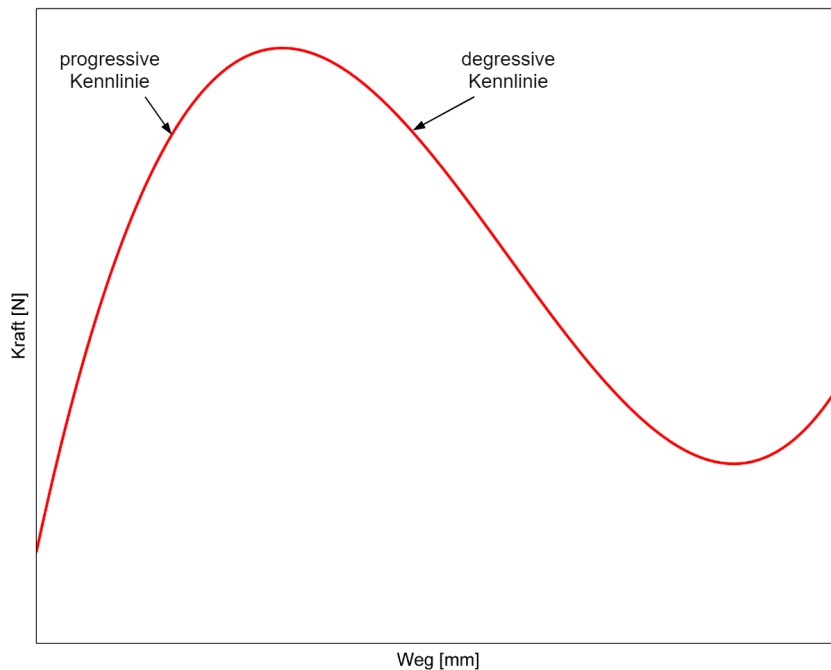


Abbildung 5.10.: Gesamte Federkennlinie

5.5.3. Auslegung der Tellerfedern

Mit dem Vorwissen aus den Kapiteln 5.5.1 und 5.5.2 zum Thema Tellerfedern kann mit der Auslegung, für die vorhandene Belastung und den geforderten Federweg, begonnen werden. Mithilfe eines Tellerfedern-Berechnungsprogramms, online zur Verfügung gestellt von der Firma Mubea Tellerfedern GmbH [33], ist es möglich die Kraft-Weg-Kennlinie auf die gewünschte Form zu bringen, wie sie in Abbildung 5.10 schematisch dargestellt ist. Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 5.11 ein Auszug der Daten des Berechnungsprogramms dargestellt. Das rot markierte Feld mit der Nummer 1 zeigt die Dimensionen der Tellerfeder. Diese Daten können beliebig geändert werden, womit die Form der Kraft-Weg-Kennlinie beeinflusst wird. Alternativ können auch Standardtellerfedern oder nicht-Standard-Tellerfedern aus einem im Programm hinterlegten Katalog geladen werden. Im Feld Nummer 2 wird die gleich- oder wechelsinnige Schichtung bei der Verwendung mehrerer Tellerfedern festgelegt. Das Feld Nummer 3 gibt die aus den Abmessungen berechneten Lastpunkte der Einzelfeder an. Diese Lastpunkte können durch Eingabe der gewünschten Höhe l beliebig verändert werden, wodurch sie dann als kleine Quadrate in der Federkennlinie aus Feld Nummer 5 ersichtlich sind. Im Fall der Schichtung mehrerer Federn berechnen sich die Daten von Feld 4 aus den Lastpunkten der Einzelfeder und der in Feld 2 eingegebenen Schichtungsart. Hierbei sind die wichtigsten Ausgabeparameter die Länge, der Weg und die Kraft der Federsäule. Mithilfe dieser Lastpunkte wird die in Feld Nummer 5 zu sehende Kennlinie der Federsäule erstellt.

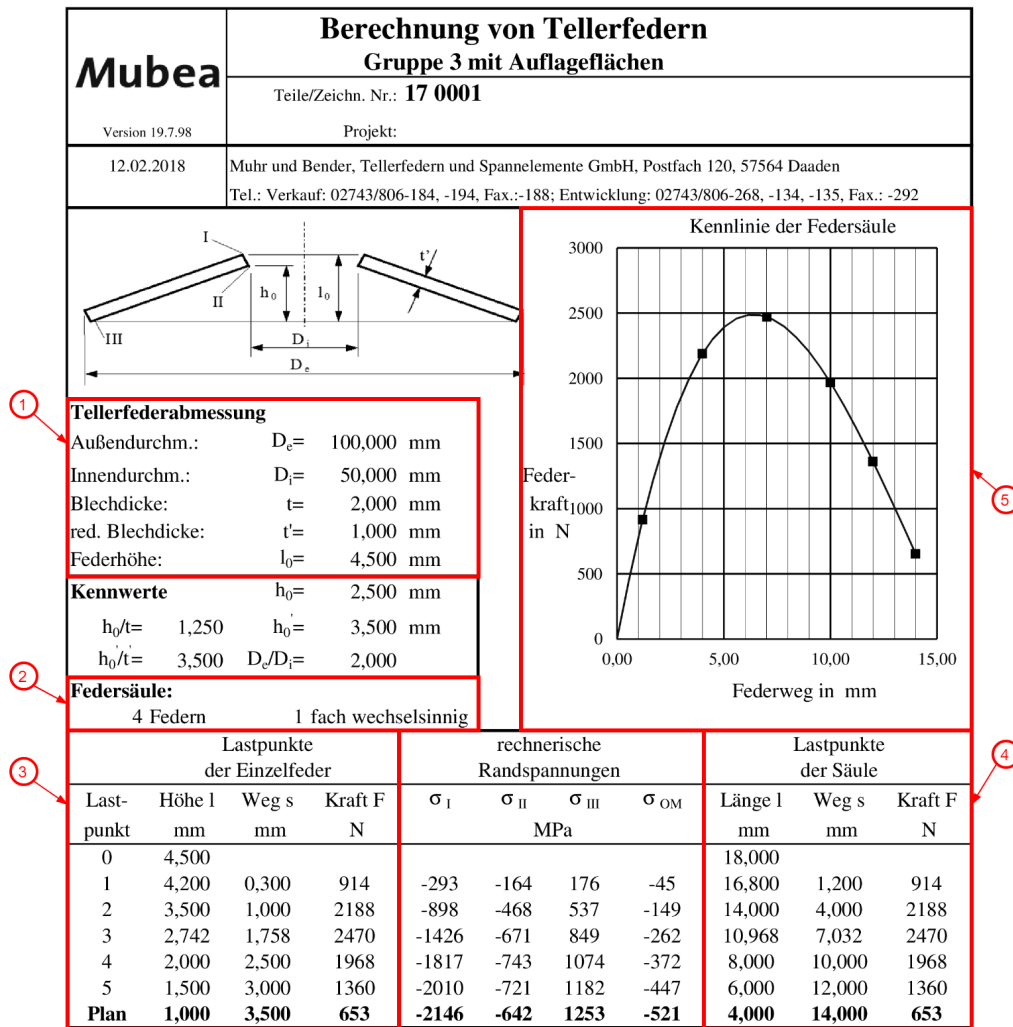


Abbildung 5.11.: Auszug aus Mubea-Tellerfeder-Berechnungsprogramm

Da im Katalog der Standard- bzw. nicht-Standard-Tellerfedern für den vorliegenden Anwendungsfall keine geeigneten Federn vorhanden sind, müssen die Abmessungen der Tellerfedern selbstständig ausgewählt werden. Die dabei gewählten Dimensionen dienen in erster Linie zur Realisierung der in Abbildung 5.12 dargestellten Federcharakteristik. Dieser Verlauf weist wie gefordert einen progressiv und einen degressiv arbeitenden Kurvenbereich auf, wobei die Kennlinie so ausgelegt wurde, dass die notwendige Vorspannkraft der Federn im degressiven Bereich der Federkennlinie bei $s_F = 7.03$ mm auftritt. Somit liegt also der nutzbare Arbeitsbereich besagter Tellerfedern am abfallenden Ast der Kennlinie, wodurch die Federkraft bei zunehmendem Federweg (Stauchung der Federn) abnimmt. Um den notwendigen maximalen Federweg dessen Länge von Ausnehmungs- und Kugelgeometrie abhängt zu gewährleisten, kommen vier Federn mit denselben Abmessungen zum Einsatz. Diese Tellerfedern werden durch wechselsinnige Schichtung zu einer Federsäule zusammengefasst.

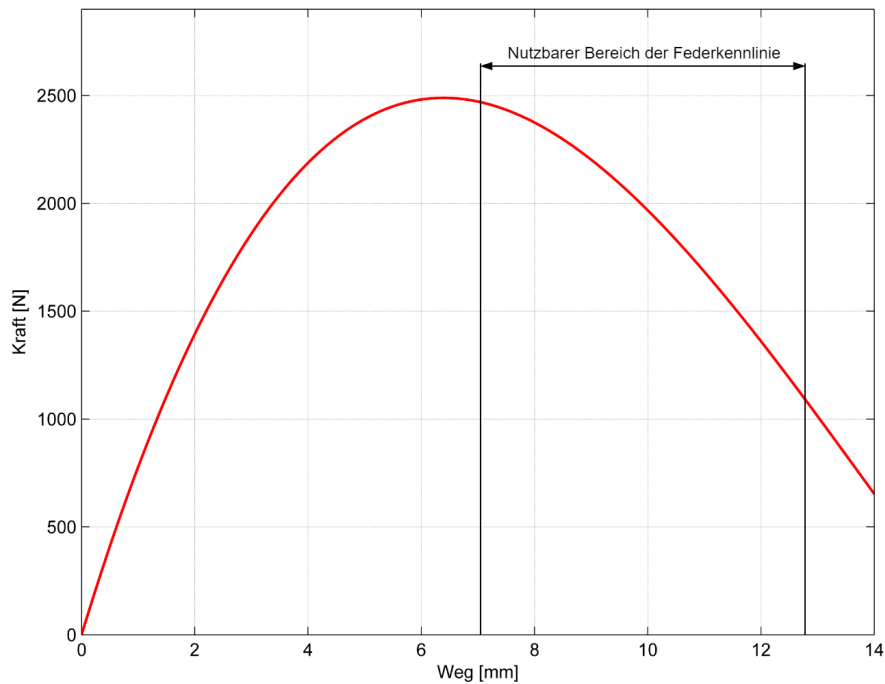


Abbildung 5.12.: Federcharakteristik

Da es sich bei der Federcharakteristik aus Abbildung 5.12 um eine nichtlineare Funktion handelt, muss für die Darstellung der Federkraft in Abhängigkeit des Federweges $F(s)$ die Funktionsgleichung der Kraft-Weg-Kennlinie ermittelt werden.

Bei der vorliegenden Kennlinie handelt es sich um eine Polynomfunktion dritten Grades, was zur allgemeinen Schreibweise der Gleichung führt:

$$y(x) = a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d \quad (5.8)$$

Mithilfe von vier Lastpunkten auf der Federkennlinie kann das Gleichungssystem aufgestellt werden. Durch Einsetzen der Punkte aus Tabelle 5.3

Punkt	Federkraft F	Federweg s
P ₁	2188 N	4 mm
P ₂	2470 N	7.03 mm
P ₃	1968 N	10 mm
P ₄	1360 N	12 mm

Tabelle 5.3.: Lastpunkte für das Gleichungssystem

in die allgemeine Gleichung 5.8 erhält man vier Gleichungen mit je vier Unbekannten.

$$\begin{aligned}
P_1 : y(x_1) &= 2188 = a \cdot 4^3 + b \cdot 4^2 + c \cdot 4 + d \\
P_2 : y(x_2) &= 2470 = a \cdot 7.03^3 + b \cdot 7.03^2 + c \cdot 7.03 + d \\
P_3 : y(x_3) &= 1968 = a \cdot 10^3 + b \cdot 10^2 + c \cdot 10 + d \\
P_4 : y(x_4) &= 1360 = a \cdot 12^3 + b \cdot 12^2 + c \cdot 12 + d
\end{aligned}$$

Wird nun das Gleichungssystem auf Matrixschreibweise gebracht, ergibt sich folgender Zusammenhang.

$$\begin{bmatrix} 2188 \\ 2470 \\ 1968 \\ 1360 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4^3 & 4^2 & 4 & 1 \\ 7.03^3 & 7.03^2 & 7.03 & 1 \\ 10^3 & 10^2 & 10 & 1 \\ 12^3 & 12^2 & 12 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Durch Umformen der Gleichung 5.9 erhält man die gesuchten Konstanten a,b,c und d.

$$\begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2188 \\ 2470 \\ 1968 \\ 1360 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 4^3 & 4^2 & 4 & 1 \\ 7.03^3 & 7.03^2 & 7.03 & 1 \\ 10^3 & 10^2 & 10 & 1 \\ 12^3 & 12^2 & 12 & 1 \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} 2.0839 \\ -87.5477 \\ 863.8596 \\ -0.0676 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Einsetzen der Konstanten aus Gleichung 5.10 in Gleichung 5.8 führt zur allgemeinen Form der Funktion.

$$y(x) = 2.0839 \cdot x^3 - 87.5477 \cdot x^2 + 863.8596 \cdot x - 0.0676 \quad (5.11)$$

Um die Gleichung in die geeignete Form für das Kraft-Weg-Diagramm überzuführen, muss nur noch für $y(x) = F(s)$ und $x = s_F + s_K$ eingesetzt werden.

$$\begin{aligned}
F(s) = F_F &= 2.0839 \cdot (s_F + s_K)^3 - 87.5477 \cdot (s_F + s_K)^2 \\
&+ 863.8596 \cdot (s_F + s_K) - 0.0676 \quad (5.12)
\end{aligned}$$

Mit dem somit erhaltenen Zusammenhang aus Gleichung 5.12 kann das Verhalten des Teilerfederpaketes bei einem beliebigen Weg s dargestellt werden.

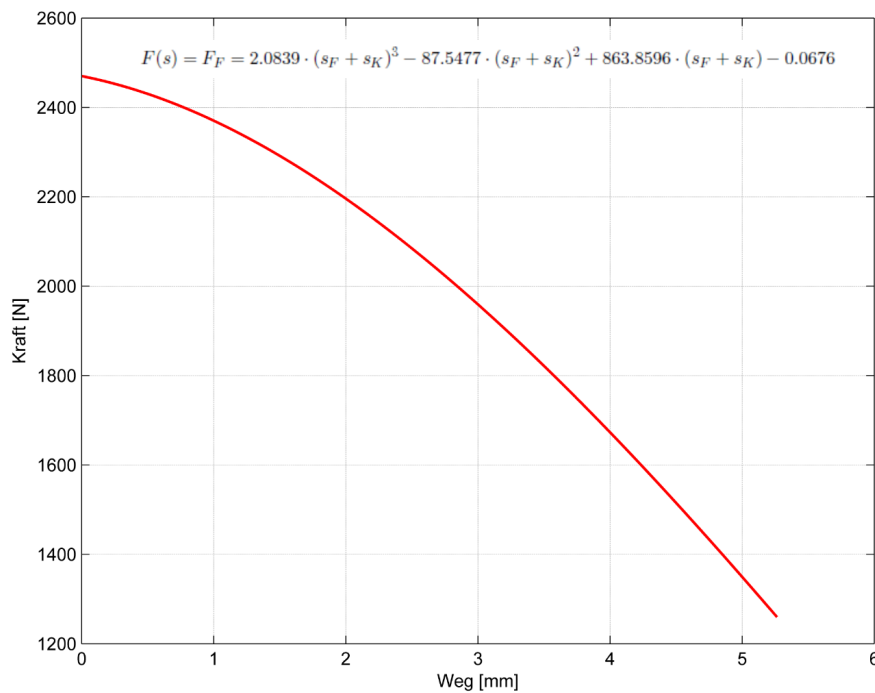


Abbildung 5.13.: Ausgenutzter Bereich der Federcharakteristik

Abbildung 5.13 zeigt eine Vergrößerung des nutzbaren Kennlinienbereichs. Mit zunehmender Stauchung des Tellerfederpaketes nimmt die Federgegenkraft ab, bis schließlich der einzuhaltende Federweg (aus Gleichung 5.7) von $s_K = 5.26 \text{ mm}$ erreicht wird. Hierbei ist gut der lineare Bereich, wie bereits in Kapitel 5.5.2 erwähnt, am abfallenden Ast zu erkennen.

5.6. Drehmoment in Abhängigkeit der Kugelposition

In diesem Abschnitt wird die Bewegung der Kugel, deren Abhängigkeit von der Geometrie der vorgesehenen Ausnehmung und das dabei übertragbare Drehmoment betrachtet. Durch die Rotationsbewegung des Schutzelements wirkt zusätzlich zur Umfangs- und Federkraft (F_U , F_F) eine Fliehkraft auf die drehmomentübertragenden Kugeln. Da die „Drehmomentkugeln“ in Bohrungen geführt werden (vgl. Abschnitt 6.1, Abbildung 6.1), erhöht sich durch die Wirkung der Fliehkraft die Reibung zwischen dem führenden Bauteil (Bohrung) und den Kugeln. Diese Fliehkraftwirkung auf die drehmomentübertragenden Kugeln wird bei den nachfolgenden Berechnungen vernachlässigt.

Die Position der Kugel zu einem beliebigen Zeitpunkt t am Radius der Ausnehmung hängt vom Winkel $\alpha_2(t)$ zu diesem Zeitpunkt ab. Aufgrund der gewählten Geometrie gilt für den Winkel α_2 :

$$\alpha_{2min} = \alpha_2(t = t_{0KP}) = 0^\circ$$

$$\alpha_{2max} = \alpha_2(t = t_{1KP}) = 70^\circ$$

Dies bedeutet, dass sich die Kugel in einem α_2 -Bereich von 0° - 70° bewegt. Die folgende Abbildung 5.14 zeigt den Rollvorgang der Kugel von Position 0 zum Zeitpunkt t_{0KP} bis Position 1 zum Zeitpunkt t_{1KP} .

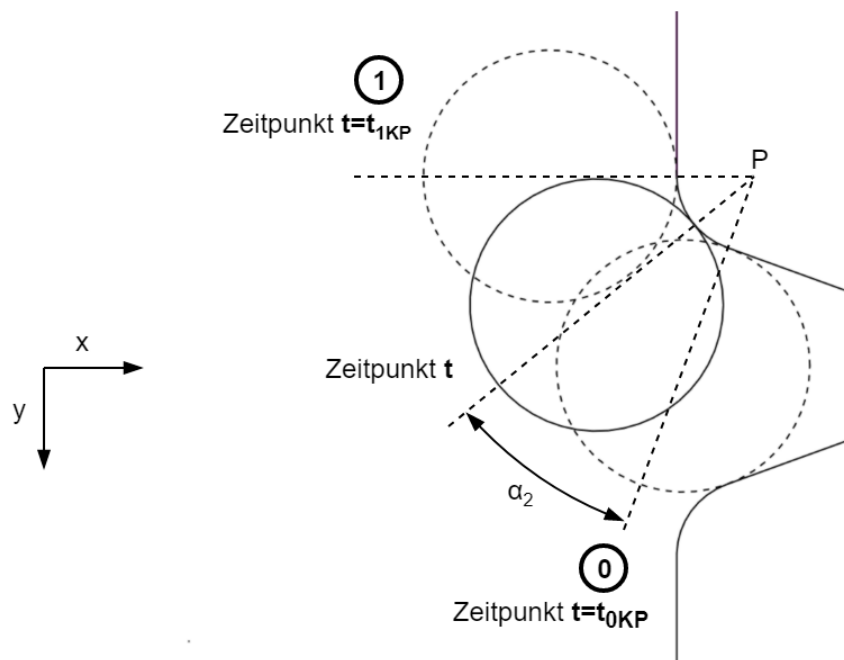


Abbildung 5.14.: Rollvorgang der Kugel

Damit das übertragbare Drehmoment in Abhängigkeit vom Winkel α_2 berechnet werden kann, müssen die nachfolgend erwähnten Gleichungen bekannt sein. Zum einen der allgemeine Zusammenhang des Weges in Abhängigkeit der geometrischen Größen $s_K(\alpha_1, \alpha_2, d_K, r)$. Dieser wurde bereits in Abschnitt 5.4 mittels Gleichung 5.7 aufgestellt. Weiters wird auch noch der im vorigen Abschnitt aufgestellte Zusammenhang aus Gleichung 5.12 benötigt. Wird nun angenommen, dass die Kugel entlang des Radius rollt, verschiebt sich durch das Auftreten von Rollreibung der Angriffspunkt der Kräfte um den Abstand d . Die Skizze des Freischnitts in Abbildung 5.15 verdeutlicht die Kräftesituation bei Annahme von Rollreibung.

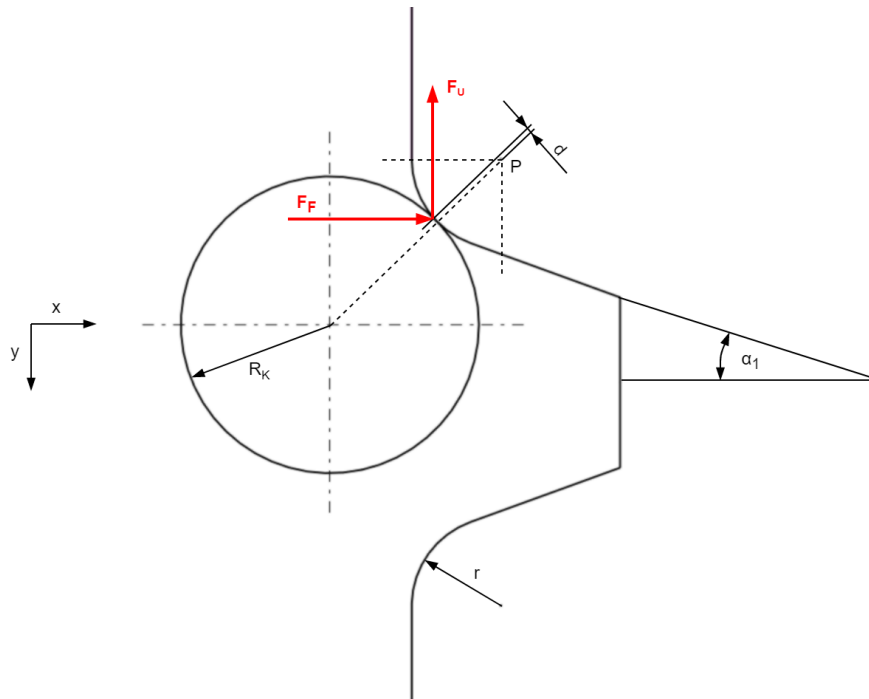


Abbildung 5.15.: Freischnitt zum Zeitpunkt t

Aus dem Momentengleichgewicht um den Punkt P kann für die vorliegende Position die Umfangskraft F_U berechnet werden.

$$\begin{aligned} \Sigma M_P = 0 &= F_U \cdot (r \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + d \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)) \\ &- F_F \cdot (r \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - d \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2)) \end{aligned} \quad (5.13)$$

Wird für die Federkraft F_F Gleichung 5.12 und für den in der Federkraftgleichung vorkommenden Weg s die Gleichung 5.7 eingesetzt, ergibt sich die Federkraft in Abhängigkeit des Winkels α_2 .

$$\begin{aligned} F_F(\alpha_2) &= 2.0839 \cdot (s_F + (\sin(\alpha_2 + \alpha_1) - \sin(\alpha_1)) \cdot (\frac{d_K}{2} + r))^3 \\ &- 87.5477 \cdot (s_F + (\sin(\alpha_2 + \alpha_1) - \sin(\alpha_1)) \cdot (\frac{d_K}{2} + r))^2 \\ &+ 863.8596 \cdot (s_F + (\sin(\alpha_2 + \alpha_1) - \sin(\alpha_1)) \cdot (\frac{d_K}{2} + r)) \\ &- 0.0676 \end{aligned} \quad (5.14)$$

Durch Umformen von Gleichung 5.13 und Einsetzen von $F_F(\alpha_2)$ erhält man die Umfangskraft $F_U(\alpha_2)$.

$$F_U(\alpha_2) = F_F(\alpha_2) \cdot \frac{r \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - d \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{r \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + d \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)} \quad (5.15)$$

In weiterer Folge errechnet sich das Drehmoment $M(\alpha_2)$ durch Multiplikation der Umfangskraft mit dem Wirkradius.

$$M(\alpha_2) = F_U(\alpha_2) \cdot r_W \quad (5.16)$$

Abbildung 5.16 zeigt eine graphische Darstellung des Drehmoments $M(\alpha_2)$ über dem Winkel α_2 . Wird der Wert des Winkels größer, bedeutet das eine Bewegung der Kugel aus der in Abbildung 5.14 und 5.15 gezeigten Ausnehmung. Dabei legt die Kugel mit steigendem α_2 mehr Weg zurück, wodurch die Tellerfedern gestaucht werden und somit die Federgegenkraft sinkt. Aus dieser Verringerung der Federkraft resultiert eine geringere Umfangskraft, wodurch auch das übertragbare Drehmoment abnehmen muss. Somit weist der Kurvenverlauf eine Drehmomentabnahme mit zunehmendem Winkel auf.

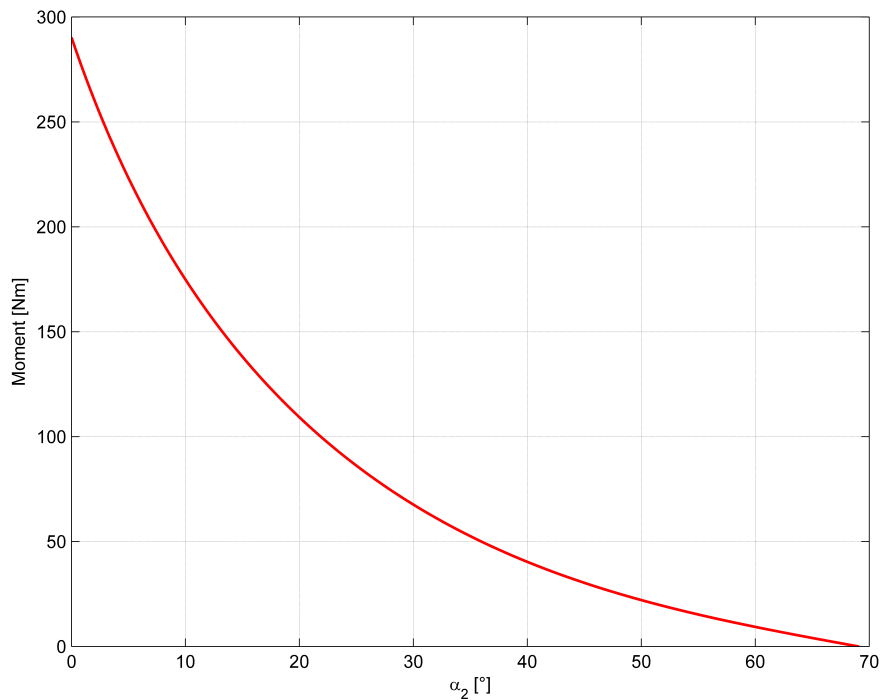


Abbildung 5.16.: Moment in Abhängigkeit des Winkels α_2

In einem weiteren Schritt wurde die Ausnehmungsgeometrie verändert, um einen Vergleich zu der in diesem Abschnitt definierten Geometrie hinsichtlich Federkraft, Federweg und Moment in Abhängigkeit der Kugelposition zu erlangen. Dazu wurde eine neue, „weichere“ Geometrie definiert.

5.7. Veränderung der Geometrie

5.7.1. Berechnung der wirkenden Kräfte und Momente

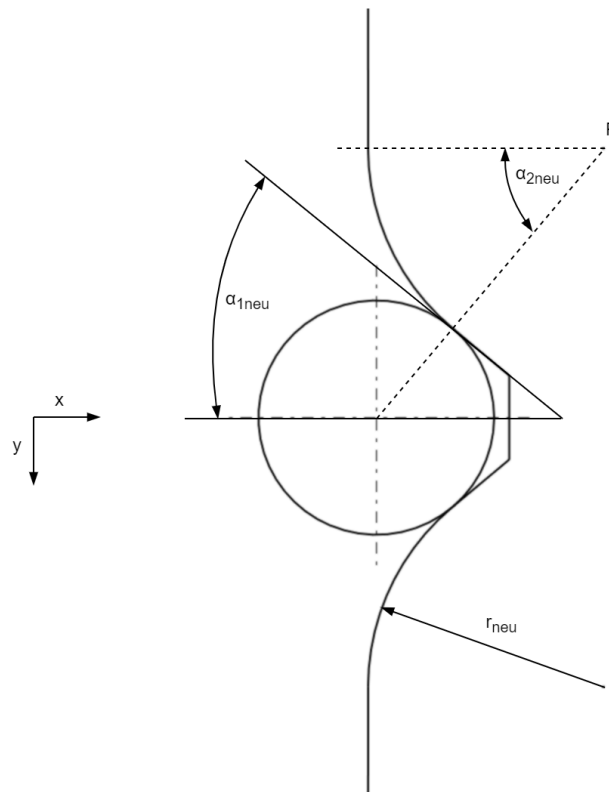


Abbildung 5.17.: Neue Geometrie der Ausnehmung

Winkel α_{1neu}	40°
Verrundungsradius r_{neu}	10 mm
Minimaler Winkel $\alpha_{2neu,min}$	0°
Maximaler Winkel $\alpha_{2neu,max}$	50°

Tabelle 5.4.: Neue Geometriedaten

Die Veränderung der Geometrie erfordert eine erneute Berechnung, daher müssen die Berechnungsschritte der Kapitel 5.3 bis einschließlich Kapitel 5.6 wiederholt werden. Lediglich die berechnete Umfangskraft bleibt gleich, da der Wirkradius und das zu übertragende Drehmoment nicht verändert wurden. Daher kann das Ergebnis aus Gleichung 5.4 direkt übernommen werden.

$$F_U = 6450 \text{ N}. \quad (5.17)$$

Durch den vergrößerten Öffnungswinkel der Ausnehmung muss die Vorspannkraft größer werden um das geforderte Drehmoment übertragen zu können. Unter Verwendung der Gleichung 5.6 errechnet sich eine Vorspannkraft der Tellerfedern von

$$F_{F_{neu}} = 5467.4 \text{ N}. \quad (5.18)$$

Einsetzen der Geometriewerte in Gleichung 5.7 führt auf den gesamten Kugelweg.

$$\begin{aligned} s_{K_{neu}} &= (\sin(\alpha_{2_{neu,max}} + \alpha_{1_{neu}}) - \sin(\alpha_{1_{neu}})) \cdot \left(\frac{d_K}{2} + r_{neu}\right) = \\ &= (\sin(50^\circ + 40^\circ) - \sin(40^\circ)) \cdot \left(\frac{10 \text{ mm}}{2} + 10 \text{ mm}\right) = 5.36 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Mithilfe dieser beiden Rechengrößen können nun die Tellerfedern und deren Kraft-Weg-Kennlinie, unter Zuhilfenahme des Mubea-Tellerfeder-Berechnungsprogramms, ausgelegt werden. Die dabei ermittelte neue Federcharakteristik ist in Abbildung 5.18 zu sehen.

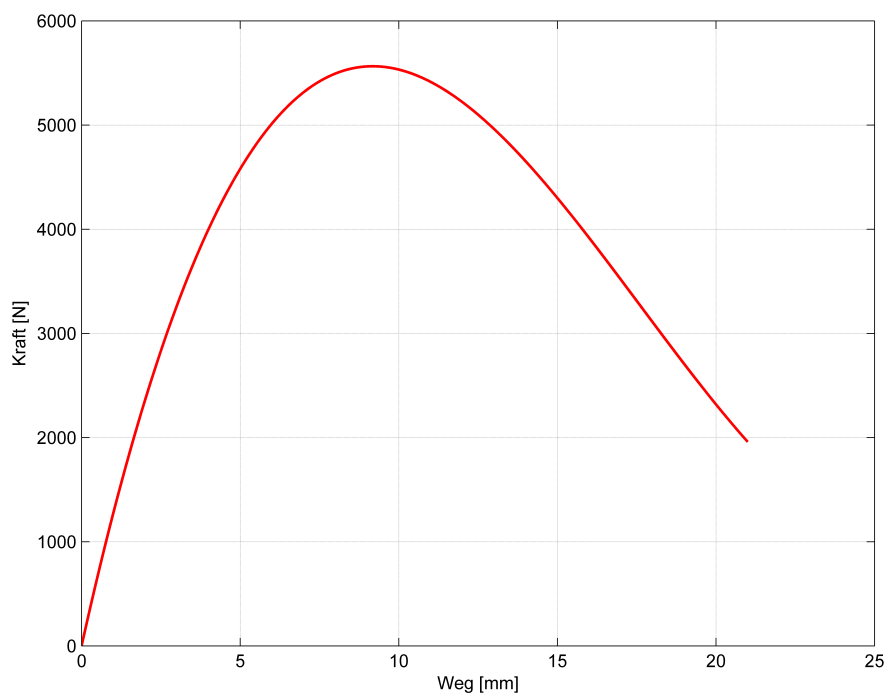


Abbildung 5.18.: Federcharakteristik für neue Geometrie

Hier ist die Federkennlinie wieder so ausgelegt, dass die zur Drehmomentübertragung notwendige Vorspannkraft bei $s_{F_{neu}} = 10.63 \text{ mm}$ auftritt. Die Ermittlung der Funktionsgleichung für diese Kraft-Weg-Kennlinie führt auf die allgemeine Gleichung 5.20.

$$y(x)_{neu} = 1.9182 \cdot x^3 - 101.2820 \cdot x^2 + 1374.3 \cdot x - 0.1917 \quad (5.20)$$

Mit der obigen Gleichung kann die Federkraft in Abhängigkeit vom Weg angegeben werden.

$$F(s_{neu}) = F_{F_{neu}} = 1.9182 \cdot (s_{F_{neu}} + s_{K_{neu}})^3 - 101.2820 \cdot (s_{F_{neu}} + s_{K_{neu}})^2 + 1374.3 \cdot (s_{F_{neu}} + s_{K_{neu}}) - 0.1917 \quad (5.21)$$

Einsetzen der allgemeinen Beziehung für $s_{K_{neu}}$ in Gleichung 5.21 führt auf die Federkraft.

$$\begin{aligned} F_F(\alpha_{2_{neu}}) &= 1.9182 \cdot (s_{F_{neu}} + (\sin(\alpha_{2_{neu}} + \alpha_{1_{neu}}) - \sin(\alpha_{1_{neu}})) \cdot (\frac{d_K}{2} + r_{neu}))^3 \\ &\quad - 101.2820 \cdot (s_{F_{neu}} + (\sin(\alpha_{2_{neu}} + \alpha_{1_{neu}}) - \sin(\alpha_{1_{neu}})) \cdot (\frac{d_K}{2} + r_{neu}))^2 \\ &\quad + 1374.3 \cdot (s_{F_{neu}} + (\sin(\alpha_{2_{neu}} + \alpha_{1_{neu}}) - \sin(\alpha_{1_{neu}})) \cdot (\frac{d_K}{2} + r_{neu})) \\ &\quad - 0.1917 \end{aligned} \quad (5.22)$$

Die Anwendung der Beziehungen 5.15 und 5.16 liefert die Umfangskraft und das Drehmoment in Abhängigkeit der neuen geometrischen Größen.

$$F_U(\alpha_{2_{neu}}) = F_F(\alpha_{2_{neu}}) \cdot \frac{r_{neu} \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}} + \alpha_{2_{neu}}) - d \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}} + \alpha_{2_{neu}})}{r_{neu} \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}} + \alpha_{2_{neu}}) + d \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}} + \alpha_{2_{neu}})} \quad (5.23)$$

$$M(\alpha_{2_{neu}}) = F_U(\alpha_{2_{neu}}) \cdot r_W \quad (5.24)$$

In Abbildung 5.19 ist wieder das Drehmoment $M(\alpha_{2_{neu}})$ über dem Winkel $\alpha_{2_{neu}}$ dargestellt. Der Drehmomentverlauf fällt wieder mit zunehmendem Winkel ab, jedoch verläuft die Kurve etwas flacher durch die neue Gestalt der Ausnehmung.

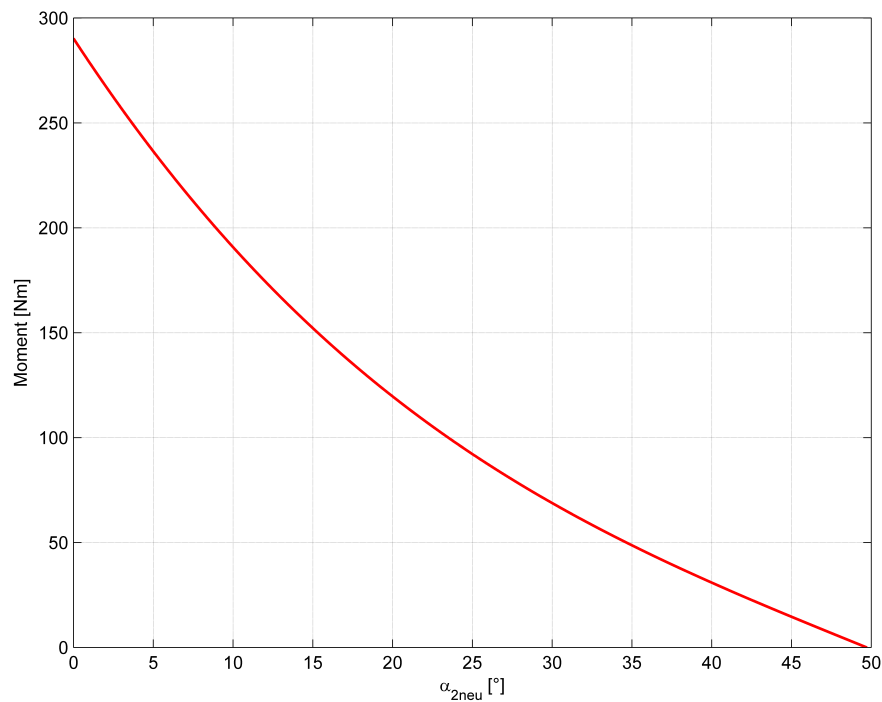


Abbildung 5.19.: Moment in Abhängigkeit des Winkels α_{2neu} für die neue Geometrie

Die in diesem Abschnitt 5.7.1 ermittelten Größen, in erster Linie die aus Gleichung 5.18 berechnete Vorspannkraft, dienen als Basis für die nachfolgende Auslegung des Fliehkraftelements in Abschnitt 5.8.

5.7.2. Hertzische Flächenpressung im Kugelkontakt

Werden zwei gekrümmte, sich berührende Bauteile durch eine senkrecht zu ihrer Berührfläche wirkende Kraft belastet, presst sich die Oberfläche in der Kontaktzone zusammen. Dabei kann zwischen einer Punkt- und Linienberührung unterschieden werden, wobei sich die dabei entstehende Druckfläche kreis-, ellipsenförmig oder rechteckig ausbildet. Beim Kontakt von zwei Zylindern spricht man von einer Linienberührung, die Berührung von zwei Kugeln wird als Punktberührung angesehen. Mithilfe der Hertzischen Theorie kann die Größe der bei Belastung auftretenden Pressungen ermittelt werden. [34]

Der in Abbildung 5.17 dargestellte Kontakt zwischen Kugel und Radius der Ausnehmung wird als Punktkontakt zwischen Kugel 1 und Zylinder 2 angenommen.

Zur Ermittlung der Hertzischen Pressung muss die Normalkraft zwischen den Kontaktpartnern bestimmt werden. Diese Kraft errechnet sich aus der auftretenden Umfangskraft F_U und der Federkraft F_{Fneu} . Die im Kontakt wirkende Normalkraft F_{NFP} pro Kugel wird durch die nachfolgende Gleichung, unter der Annahme von $n_K = 4$ Kugeln, berechnet.

$$\begin{aligned}
 F_{N_{FP}} &= \frac{F_{F_{neu}}}{n_K} \cdot \sin(\alpha_1) + \frac{F_U}{n_K} \cdot \cos(\alpha_1) \quad [34] & (5.25) \\
 &= \frac{5467.4}{4} \cdot \sin(40^\circ) + \frac{6450}{4} \cdot \cos(40^\circ) = 2113.8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Bestimmung des Hilfwertes $\cos(\tau)$ mithilfe der Krümmung $\rho = \frac{1}{r}$ und den Radien r_{11} , r_{12} , r_{21} , r_{22} der Körper in den Hauptkrümmungsebenen.

$$\begin{aligned}
 \cos(\tau) &= \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}} \quad [34] & (5.26) \\
 &= \frac{\frac{1}{5} - \frac{1}{10} + \frac{1}{5} + 0}{\frac{1}{5} + \frac{1}{10} + \frac{1}{5} + 0} = 0.6
 \end{aligned}$$

Mit der Tabelle aus Abbildung 5.20 können die Hertzschen Beiwerte bestimmt werden. Für den Hilfwert $\cos(\tau) = 0.6$ ergibt sich $\xi = 1.66$ und $\eta = 0.664$.

$\cos(\tau)$	ξ	η	$2k/\pi\xi$	$\cos(\tau)$	ξ	η	$2k/\pi\xi$
0,9975	13,15	0,220	0,266	0,70	1,91	0,607	0,859
0,9925	8,68	0,271	0,356	0,65	1,77	0,637	0,884
0,9875	7,13	0,299	0,407	0,60	1,66	0,664	0,904
0,9825	6,26	0,319	0,444	0,55	1,57	0,690	0,922
0,9775	5,67	0,336	0,473	0,50	1,48	0,718	0,938
0,9750	5,44	0,343	0,486	0,45	1,41	0,745	0,951
0,9700	5,05	0,357	0,509	0,40	1,35	0,771	0,962
0,9600	4,51	0,378	0,546	0,35	1,29	0,796	0,971
0,9500	4,12	0,396	0,577	0,30	1,24	0,824	0,979
0,9300	3,59	0,426	0,626	0,25	1,19	0,850	0,986
0,9100	3,23	0,450	0,664	0,20	1,15	0,879	0,991
0,8850	2,82	0,485	0,715	0,15	1,11	0,908	0,994
0,8000	2,30	0,544	0,792	0,10	1,07	0,938	0,997
0,7500	2,07	0,577	0,829	0,05	1,03	0,969	0,999

Abbildung 5.20.: Hertzsche Beiwerte [34]

Für eine ellipsenförmige Druckfläche sind für die Halbachsen a und b nachfolgende Gleichungen zu verwenden ($E = 210000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.3$).

$$\begin{aligned}
2 \cdot a &= 2 \cdot \xi \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_{N_{FP}} \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma \rho}} \quad [34] & (5.27) \\
&= 2 \cdot 1.66 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 2113.8 \cdot (1 - 0.3^2)}{210000 \cdot (\frac{1}{5} + \frac{1}{10} + \frac{1}{5} + 0)}} = 1.2623 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
2 \cdot b &= 2 \cdot \eta \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_{N_{FP}} \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma \rho}} \quad [34] & (5.28) \\
&= 2 \cdot 0.664 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 2113.8 \cdot (1 - 0.3^2)}{210000 \cdot (\frac{1}{5} + \frac{1}{10} + \frac{1}{5} + 0)}} = 0.5049 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Die Fläche dieser Ellipse berechnet sich aus:

$$\begin{aligned}
A_p &= \pi \cdot a \cdot b \quad [34] & (5.29) \\
&= \pi \cdot \frac{1.2623}{2} \cdot \frac{0.5049}{2} = 0.5006 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

Damit kann die maximale Flächenpressung bei „Punktberührung“ berechnet werden.

$$\begin{aligned}
p_0 &= \frac{1.5 \cdot F_{N_{FP}}}{A_p} \quad [34] & (5.30) \\
&= \frac{1.5 \cdot 2113.8}{0.5006} = 6334.4 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

Um einen Vergleichswert für die errechnete, maximale Flächenpressung p_0 zu erhalten wird der von Kugellagerherstellern festgelegte zulässige Wert der Flächenpressung zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen herangezogen. Dieser Wert wird mit $p_{zul} = 4200 \text{ N/mm}^2$ angegeben. [35]

Die hier ermittelte Flächenpressung p_0 liegt deutlich über dem zulässigen Vergleichswert. Dieser hohe Wert der Flächenpressung kann zu vorzeitigen Beschädigungen der Kugeln und den Laufflächen führen. Daher müsste in einem weiteren Schritt die Flächenpressung durch geeignete Maßnahmen reduziert werden. Dazu könnte beispielsweise die Ausnehmungsgeometrie durch eine Verringerung des Öffnungswinkels verändert werden, sodass weniger Vorspannkraft zur Übertragung des geforderten Drehmoments benötigt wird und dadurch eine kleinere Normalkraft auf die Kugeln wirkt. Auch eine Vergrößerung der Radien der berührenden Bauteile führt zu einer Reduktion der Flächenpressung. Eine weitere Möglichkeit die Flächenpressung pro Kugel zu reduzieren ist die Verwendung von mehr Kugeln zur Drehmomentübertragung, wenn idealerweise angenommen wird, dass sich die Kräfte gleichmäßig auf die Kugeln verteilen.

Die in der Praxis auftretenden Toleranzen in der Fertigung könnten eine ungleichmäßige Verteilung der Kräfte auf die Kugeln bewirken, was sich wiederum negativ hinsichtlich der Flächenpressung auf einzelne, höher belastete, Kugeln auswirkt. Dieser mögliche Einfluss wird aufgrund der Annahme einer gleichmäßigen Verteilung der Kräfte auf die Kugeln im weiteren Verlauf der Arbeit nicht näher betrachtet.

5.8. Auslegung des Fliehkraftelements

In diesem Abschnitt wird das Verhalten der Kugeln des Fliehkraftelements unter Einwirkung von Fliehkraft F_{Flieh} und Vorspannkraft $F_{F_{neu}}$ untersucht. Die Kugeln werden von einer vertikalen und einer geneigten Fläche „eingeschlossen“. Durch die hierbei auftretenden Drehzahlen (Gleichung 4.3) wirkt eine Fliehkraft auf die „eingeschlossenen“ Kugeln, die diese nach oben zu bewegen versucht. Kommt es nun zu dieser vertikalen Bewegung, so wurde angenommen das die Kugeln auf der geneigten Fläche abrollen und auf der vertikalen Fläche gleiten können. Diesen Vorgang soll der in Abbildung 5.21 dargestellte Freischnitt verdeutlichen.

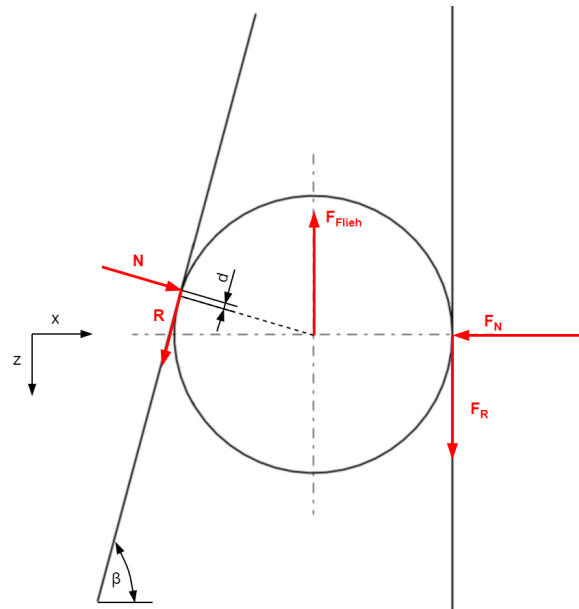


Abbildung 5.21.: Freischnitt „Fliehkraftteil“

Das Aufstellen des Kräftegleichgewichts in x-Richtung und z-Richtung führt auf die nachfolgenden Gleichungen.

$$\Sigma F_x = 0 = -F_N + N \cdot \sin(\beta) - R \cdot \cos(\beta) \quad (5.31)$$

$$\Sigma F_z = 0 = -F_{Flieh} + F_R + N \cdot \cos(\beta) + R \cdot \sin(\beta) \quad (5.32)$$

Dabei ist darauf zu achten, dass die mit R bezeichnete Kraft für die Rollreibungskraft und die mit F_R bezeichnete Kraft für die Gleitreibungskraft steht.

Aus der Literatur ist bekannt dass sich die Reibkraft bei Gleitreibung aus dem Produkt von Normalkraft und Gleitreibungskoeffizient μ berechnet. Analog dazu errechnet sich die Reibkraft bei Rollreibung aus dem Produkt von Normalkraft und Rollreibungskoeffizient μ_{Roll} . Dieser Koeffizient kann einerseits für die Reibpaarung von Stahl auf Stahl aus dafür vorgesehenen Tabellen entnommen werden, andererseits durch das Verhältnis von Hebelarm der Rollreibungskraft d zu Radius des Rollenden Körpers R_K ausgedrückt werden. [36]

Einsetzen von $F_R = \mu \cdot F_N$ und $R = \frac{d}{R_K} \cdot N$ in Gleichung 5.31 und Umformen auf die Normalkraft N ergibt

$$N = \frac{F_N}{\sin(\beta) - \frac{d}{R_K} \cdot \cos(\beta)} \quad (5.33)$$

Einsetzen der zuvor ermittelten Gleichung 5.33 in Gleichung 5.32 mit anschließender Umformung auf F_N ergibt die von einer Kugel erzeugte Kraft in axialer Richtung.

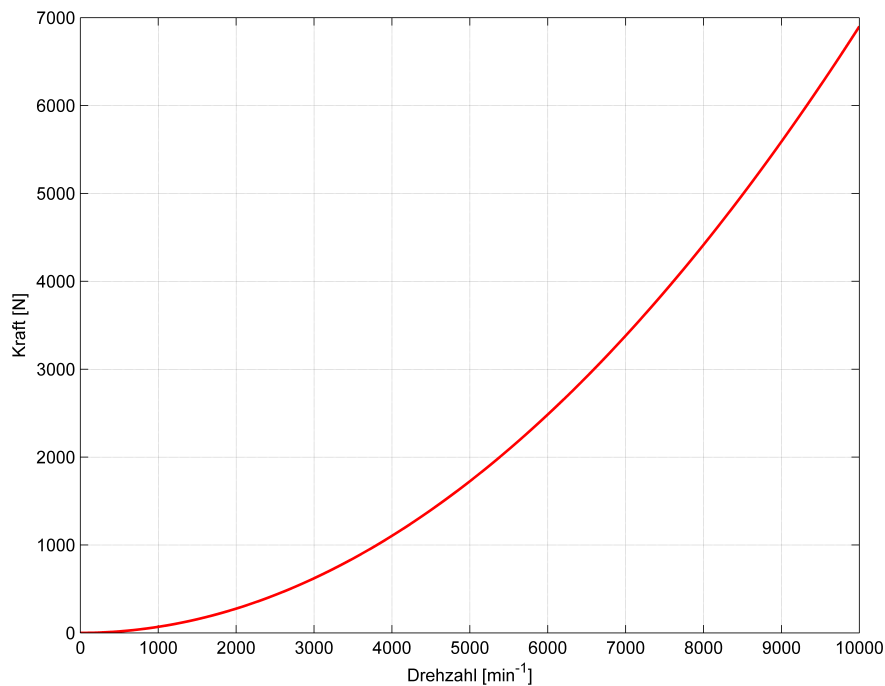
$$F_N = F_{axial} = F_{Flieh} \cdot \frac{\sin(\beta) - \frac{d}{R_K} \cdot \cos(\beta)}{\mu \cdot \sin(\beta) + \cos(\beta) + \frac{d}{R_K} \cdot (\sin(\beta) - \cos(\beta))} \quad (5.34)$$

Für die Fliehkraft kann $F_{Flieh} = m_K \cdot r_{W_{Flieh}} \cdot \omega^2$ eingesetzt werden, wobei sich die Masse der Stahlkugeln aus $m_K = V_K \cdot \rho_{Stahl}$ und die Winkelgeschwindigkeit aus $\omega_{G1_{Aus}} = \frac{\pi \cdot n_{G1_{Aus}}}{30}$ errechnet. Mithilfe der Daten aus Tabelle 5.5 kann die gesamte, durch die Kugeln verursachte, Axialkraft F_{axial} berechnet werden.

Schrägungswinkel β	75°
Kugeldurchmesser d_K	10 mm
Abstand Ausermittiger Kraftangriffspunkt (Rollreibung) d	0.05 mm
Gleitreibungskoeffizient μ	0.1
Wirkradius $r_{W_{Flieh}}$	36 mm
Dichte Stahl ρ_{Stahl}	7.85 kg/dm ³
Kugelanzahl $n_{K_{Flieh}}$	16

Tabelle 5.5.: Daten zur Berechnung von Gleichung 5.34

Wird die gesamte Axialkraft über dem Drehzahlbereich $n_{G1_{Aus}}$ aufgetragen, ergibt sich das in Abbildung 5.22 gezeigte Diagramm. Daraus ist zu erkennen dass die zur Überwindung der Vorspannkraft $F_{F_{neu}} = 5467.4 N$ notwendige Axialkraft bei einer Drehzahl von $n_{G1_{Aus}} = 8902 \text{ min}^{-1}$ erreicht wird.

Abbildung 5.22.: Verlauf der Axialkraft bei $n_{K_{Flieh}} = 16$

5.9. Übertragbares Drehmoment

Die in den vorigen Abschnitten 5.7.1 und 5.8 ermittelten Zusammenhänge gelten nur für das Auftreten des jeweiligen Einzelfalls. Im realen Betrieb des Schutzelements kommt es aber zu einer Kombination dieser Größen, d. h. sie beeinflussen sich gegenseitig. Die aufgrund der Fliehkraft entstehende Axialkraft $F_{axial}(n_{G1Aus})$ des Fliehkraftelements wirkt im Betrieb entgegen der Vorspannkraft F_{Fneu} der Tellerfedern. Aus der Differenz dieser Kräfte bei der jeweiligen Drehzahl ergibt sich eine Kraft $\Delta F_{axial} = F_{Fneu} - F_{axial}(n_{G1Aus})$ aus der sich die zu diesem Zeitpunkt wirkende Umfangskraft $\Delta F_U(n_{G1Aus})$ errechnen lässt. Mit dem Wirkradius r_W und der Umfangskraft $\Delta F_U(n_{G1Aus})$ berechnet sich die in Abbildung 5.23 gezeigte blaue Kennlinie des übertragbaren Drehmoments für den dargestellten Drehzahlbereich. Dabei ist zu erkennen, dass für die Kennlinie des übertragbaren Moments bei Drehzahl Null das geforderte Drehmoment von $M_N = 290.25 \text{ Nm}$ vorliegt. Mit steigender Drehzahl nimmt das Drehmoment ab, bis schließlich bei einer Drehzahl von $n_{G1Aus} = 8902 \text{ min}^{-1}$ kein Drehmoment mehr übertragen werden kann.

Die schwarz gefärbte Kennlinie stellt den Verlauf des (von der E-Maschine bereitgestellten) Drehmoments nach der Getriebestufe mit eingerechnetem Sicherheitsfaktor S (siehe Abschnitt 5.1.3), kurz gesagt den Verlauf des Nenndrehmoments, dar. Die rote Kennlinie zeigt den Verlauf, des von der E-Maschine bereitgestellten Drehmoments direkt nach dem Reduktionsgetriebe.

Um ein sicheres Übertragen des Moments gewährleisten zu können, sollte die Kennlinie des übertragbaren Drehmoments so nahe wie möglich an der schwarzen Kennlinie liegen. Im Idealfall liegt der gesamte Verlauf des übertragbaren Drehmoments oberhalb der schwarzen Kennlinie, wodurch das geforderte Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden kann.

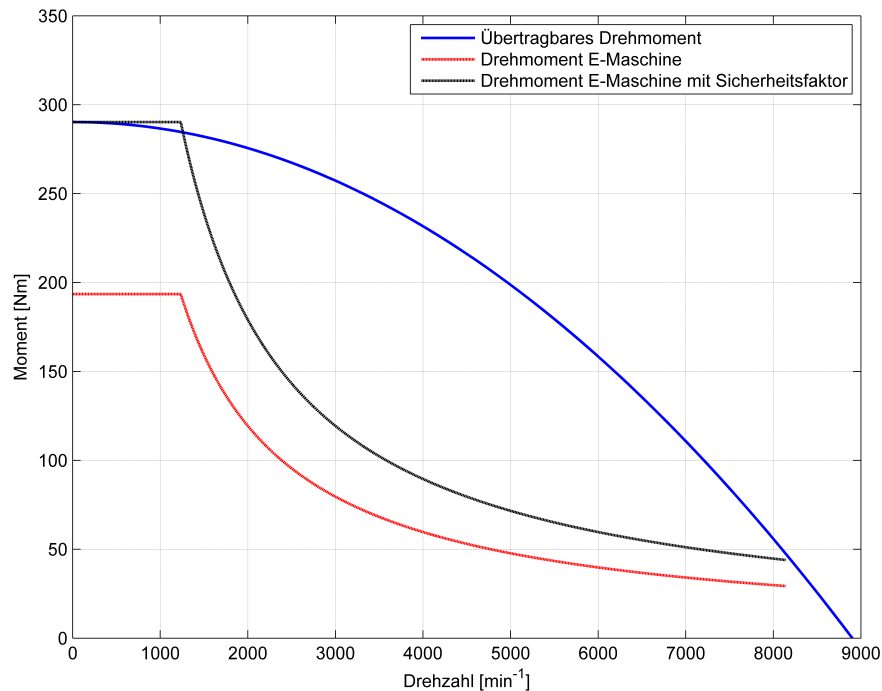


Abbildung 5.23.: Übertragbares Drehmoment

Die in Kapitel 4 aufgezeigten Einflussfaktoren wirken sich zum Teil auf das übertragbare Drehmoment des Sicherheitselements aus. Daher werden im weiterführenden Abschnitt 7.1 ausgewählte Einflussgrößen betrachtet und ihre Auswirkungen auf Vorspannkraft bzw. übertragbares Drehmoment analysiert.

6. Konstruktion und Toleranzanalyse

6.1. Erläuterungen zur Bauteilkonstruktion

Dieser Abschnitt befasst sich mit der Konstruktion des Konzepts unter Einhaltung eines maximalen Durchmessers des Schutzelements von $D_{max} = 125\text{ mm}$. Für den Wellendurchmesser, worauf das Schutzelement sitzen soll, ist ein Durchmesser von $D_{Welle} = 32\text{ mm}$ vorgegeben. Zuerst wurden alle Einzelteile konstruiert, ihre Abmessungen aufeinander abgestimmt und diese in einem weiteren Schritt zu einer Baugruppe zusammengefügt.

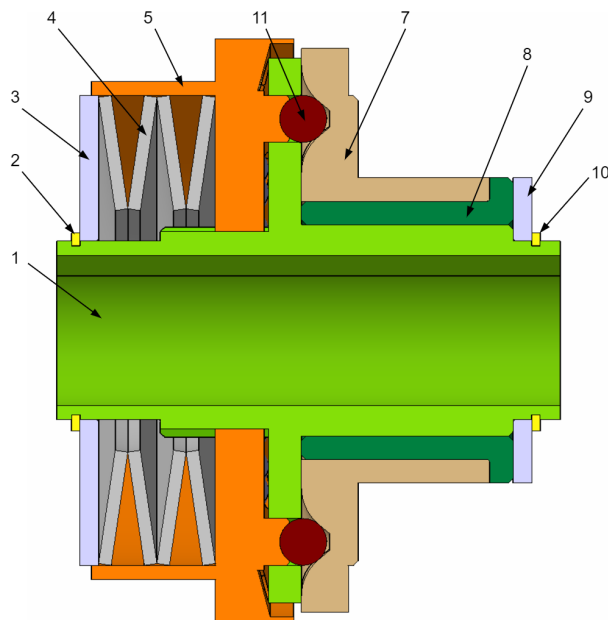


Abbildung 6.1.: Konzept Schnittansicht

Vergleicht man die Prinzipskizze aus Abbildung 3.1 mit der in CATIA V5 erstellten Zusammenbauzeichnung aus Abbildung 6.1, so sind einige Veränderungen und Merkmale erkennbar auf die im weiteren Verlauf dieses Abschnitts eingegangen wird.

Die Welle (1) auf der die Komponenten (2) bis (11) des Schutzelements angebracht sind, ist Einteilig ausgeführt, da die Ausführung mit einem konischen Spannelement (Bauteile (2) und (3) aus Abbildung 3.1) nicht unbedingt erforderlich ist.

Die Funktionalität des Schutzelements wird dadurch nicht beeinflusst und das Konzept hat ein Bauteil weniger, was sich aus kosten- und fertigungstechnischer Sicht positiv auswirkt. Damit das auf der Welle (1) sitzende Fliehkraftelement (5) das eingeleitete Drehmoment über die „Drehmomentkugeln“ (11) an die Kugelaufnahme (7) weiterleiten kann, muss eine verdrehsichere Verbindung zwischen Welle (1) und Fliehkraftelement (5) hergestellt werden. Zudem muss das Fliehkraftelement (5) eine axiale Bewegung ausführen können. Diese geforderten Eigenschaften bietet eine bestimmte Art der formschlüssigen Verbindung, das Keilwellenprofil, welches nach Norm (DIN ISO 14-8x42x46) in die Konstruktion übernommen wurde. Die Berechnung der Keilwellenverbindung hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung wird am Ende dieses Abschnitts durchgeführt. Die Wellenschulter der Welle (1) hat zwei Funktionen. Zum einen liegen hier die „Fliehkraftkugeln“ (6) an. Sie stützen sich an der Wellenschulter ab, wodurch schließlich bei erhöhter Drehzahl die auf die Kugeln wirkende Fliehkraft groß genug ist um das Fliehkraftelement (5) so weit in axialer Richtung nach links zu bewegen, sodass der Momentfluss unterbrochen wird. Die zweite Funktion der Wellenschulter ist die Führung der „Drehmomentkugeln“(11). Hierzu ist sie mit vier Bohrungen versehen in denen die Kugeln geführt werden.

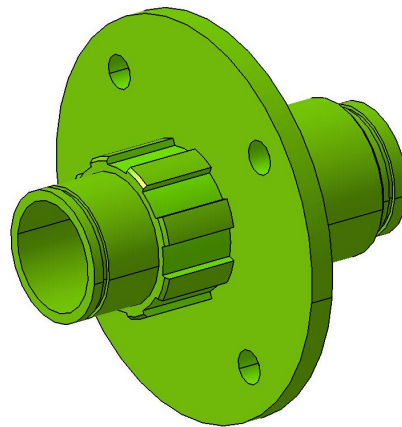


Abbildung 6.2.: Welle (1)

Die Vorspannung der Tellerfedern wird hier durch zwei identisch ausgeführte Sicherungsringe (2) und (10) nach DIN 471 - 38 x 1.75 bereitgestellt. Bei dieser Ausführung ist anzumerken das sich eine Änderung der Vorspannkraft etwas aufwändiger gestaltet, als bei einer Ausführung mittels Wellenmutter. Sollte die Vorspannkraft bei dem in Abbildung 6.1 dargestellten Konzept verändert werden, so kann beispielsweise eine zusätzliche Einstellscheibe zwischen Sicherungsring (2) und Druckplatte 1 (3) angeordnet werden. Es ist auch möglich die Dicke der Druckplatte 1 (3) zu variieren, wenn die Vorspannkraft verändert werden soll. Dabei ist aber darauf zu achten die Bauteile nicht zu dünn zu gestalten, da es durch die wirkenden Kräfte zu einer ungewollten Verformung kommen könnte.

Die Verwendung einer Wellenmutter zur Aufbringung der Vorspannkraft hat hingegen den Vorteil, dass sie durch ihr Gewinde problemlos in axialer Richtung verstellt werden kann und dadurch kein Ausbau von Komponenten des Schutzelements erforderlich ist. Für die erste Konzeptdarstellung genügte die Ausführung mit Sicherungsringen, da sie ihren Zweck, die Vorspannung sicherzustellen, erfüllen.

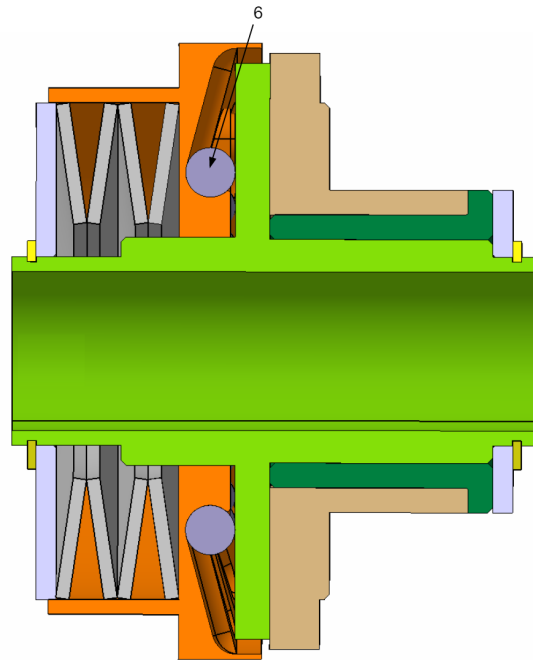


Abbildung 6.3.: Konzept Schnittdarstellung

Abbildung 6.4 zeigt das Fliehkraftelement (5). Dieses Bauteil kombiniert den Drehmomentübertragenden Teil des Schutzelements mit dem „Fliehkraftteil“. Dazu liegen die vier „Drehmomentkugeln“ (11) in den dafür vorgesehenen halbkugelförmig ausgenommenen Kalotten. Die 16 „Fliehkraftkugeln“ (6) können sich in den dafür vorgesehenen Kugellaufbahnen in radialer Richtung bewegen. Dem Vorteil, dass der „Fliehkraftteil“ mit dem Drehmomentübertragenden Teil in einem Bauteil kombiniert werden kann, steht jedoch die dabei entstandene Komplexität des Bauteils und der damit verbundene fertigungstechnische Aufwand gegenüber. Wie bereits in Abschnitt 5.9 erläutert wurde, beeinflussen sich der „Fliehkraftteil“ und der Drehmomentübertragende Teil, was zu einer möglichen Schiefstellung oder Verklebung des Bauteils (5) führen könnte. Damit ist der Fall gemeint in dem die „Drehmomentkugeln“ (11) aus den Ausnehmungen rollen. Durch das Herausrollen der Kugeln führt das Fliehkraftelement (5) eine axiale Bewegung aus. Dabei könnte es auftreten, dass die „Fliehkraftkugeln“ (6) der unteren Hälfte des Schutzelements nach unten „fallen“ und dadurch eine Verklebung verursachen. Auf eine genauere Betrachtung dieses Szenarios konnte im Umfang dieser Arbeit nicht näher eingegangen werden.

Abhilfe für dieses mögliche Problem könnte beispielsweise die Auftrennung von Drehmoment übertragendem Teil und „Fliehkraftteil“ in zwei Einzelsysteme bieten.

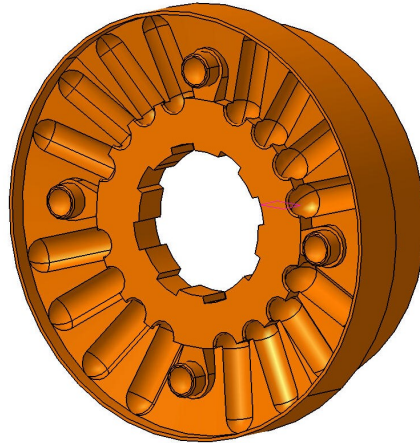


Abbildung 6.4.: Fliehkraftelement (5)

Bei den verwendeten Kugeln (6) und (11) mit einem Durchmesser von jeweils 10mm handelt es sich um Wälzkörper aus durchhärtendem Wälzlagerstahl 100 Cr 6, so wie sie in Kugellagern eingesetzt werden. [37]

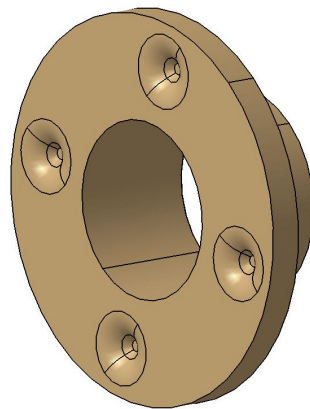


Abbildung 6.5.: Kugelaufnahme (7)

Die Kugelaufnahme (7) hat sich im Vergleich zur Prinzipskizze aus Kapitel 3 kaum verändert. Lediglich die Ausnehmungen haben durch die in Kapitel 5.7 vorgenommene Änderung eine neue Form bekommen, welche in die Konstruktion des Konzepts übernommen wurde. Die Kugellaufflächen dieses Bauteils werden aufgrund der zu erwartenden hohen Belastungen und zur Verschleißminderung gehärtet.

Zur Lagerung der Kugelaufnahme (7) ist eine Gleitlagerbuchse (8) vorgesehen. Der Vorteil dieser Lager ist die Unempfindlichkeit gegen Stöße bzw. Erschütterungen und die schwingungs- und geräuschkämpfende Wirkung. Zudem zeichnet sie ihr geringer Platzbedarf und die einfache Bauweise aus. Hinsichtlich der Gleitgeschwindigkeiten reicht ihr Einsatzbereich von niedrigen bis hin zu sehr hohen Geschwindigkeiten. [38]

Für die nachfolgende Toleranzbetrachtung ist es notwendig auch die Abmessungen dieses Gleitlagers zu kennen. Dazu wurde, um eine Aussage hinsichtlich der Toleranzen machen zu können, ein Gleitlager ausgewählt und nach den Herstellerangaben bemaßt.

Berechnung der Keilwelle:

Die vorhandene mittlere Flächenpressung wird überschlägig mit folgender Formel aus Roloff/Matek Maschinenelemente berechnet.

$$p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot L \cdot h' \cdot 0.75 \cdot n} \leq p_{F_{zul}} \quad [5] \quad (6.1)$$

T ... zu übertragendes Moment; bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{Nenn}$

K_A ... Anwendungsfaktor aus Roloff/Matek Maschinenelemente TB 3-5 a [5]

d_m ... mittlerer Profildurchmesser aus $d_m = \frac{(D_{KW} + d_{KW})}{2} = \frac{46 + 42}{2} = 44 \text{ mm}$

L ... Nabenlänge, tragende Keillänge $L = 10.34 \text{ mm}$

h' ... tragende Keilhöhe; $h' \approx 0.4 \cdot (D_{KW} - d_{KW}) = 0.4 \cdot (46 - 42) = 1.6 \text{ mm}$

n ... Anzahl der Keile $n = 8$

$p_{F_{zul}}$... zulässige Flächenpressung; Berechnung nach Roloff/Matek Maschinenelemente TB 12-1 b [5]

Das zu übertragende Moment T errechnet sich mit dem Anwendungsfaktor von $K_A = 1.25$ für mäßige Stoßbelastung zu $T = 1.25 \cdot 290.25 \text{ Nm} = 362.81 \text{ Nm}$.

Einsetzen in Formel 6.1 führt zu folgendem Ergebnis für die mittlere Flächenpressung.

$$p_m \approx \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 362.81 \text{ Nmm}}{44 \text{ mm} \cdot 1.6 \text{ mm} \cdot 10.34 \text{ mm} \cdot 0.75 \cdot 8} = 166.14 \text{ N/mm}^2 \quad (6.2)$$

Die zulässige Flächenpressung wird wie folgt berechnet: $p_{F_{zul}} = \frac{R_e}{S_F}$, wobei mit $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ für den Werkstoff 42CrMo4 der Nabe gerechnet wird. Der Sicherheitsfaktor wird für eine unter Last verschiebbare Nabe bei stoßhafter Beanspruchung mit $S_F = 16.2$ angenommen. Einsetzen der Werte in die Gleichung für die zulässige Flächenpressung ergibt $p_{F_{zul}} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{16.2} = 55.56 \text{ N/mm}^2$. Die berechnete mittlere Flächenpressung liegt über dem Wert der zulässigen Flächenpressung. Um die Flächenpressung zu reduzieren könnte die tragende Länge auf $L = 32 \text{ mm}$ erhöht werden. Die dabei berechnete mittlere Flächenpressung ergibt sich zu:

$$p_m \approx \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 319.28 \text{ Nmm}}{44 \text{ mm} \cdot 1.6 \text{ mm} \cdot 32 \text{ mm} \cdot 0.75 \cdot 8} = 53.7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3)$$

Die aus Gleichung 6.3 errechnete mittlere Flächenpressung ist nun zulässig. Damit müsste in der Konstruktion nachträglich die Länge der Nabe auf 32 mm erhöht werden.

6.2. Toleranzbetrachtung

Damit die Funktion eines technischen Systems gewährleistet ist, müssen die Komponenten zueinander passen. Daher ist es unumgänglich die funktionsbedingten Eigenschaften von Bauteilen oder Baugruppen aufeinander abzustimmen. Aus fertigungstechnischer Sicht können Bauteile heutzutage mithilfe moderner Fertigungsverfahren mit sehr hoher Genauigkeit hergestellt werden. Trotzdem ist es nicht möglich ein Bauteil nach seiner ideal geometrischen Form zu fertigen, wodurch gewisse Abweichungen von den Nenngrößen zugelassen werden müssen. Diese Abweichungen betreffen die Abmessungen, Form, Lage und Oberflächenbeschaffenheit der Bauteile, die in Form von Toleranzen für jede Größe angegeben werden. Daraus ergeben sich obere und untere Grenzwerte der Nenngrößen. Die dabei auftretenden Toleranzformen sind: Maßtoleranzen, Formtoleranzen, Lagetoleranzen und Rauheitstoleranzen. [5]

Die Überprüfung der in Baugruppen entstehenden Maßketten kann durch die Maximum-Minimum-Methode, auch genannt Worst-Case-Methode, erfolgen. Dabei wird die Auswirkung von zwei Grenzfällen untersucht. Zum einen das Auftreten der maximalen Maße und zum anderen der Minimalmaße. [5]

Um den Einfluss der oben genannten Toleranzen auf die Funktion der Baugruppe aus Abbildung 6.1 bewerten zu können, wurden 2D-Ableitungen der betreffenden Bauteile und der Baugruppe in CATIA V5 angefertigt. Nach einer gemeinsamen Durchsicht der Zeichnungsableitungen mit erfahrenen Mitarbeitern der Firma MAGNA konnten die Toleranzen der betreffenden Bauteile und deren Abmessungen festgelegt werden. Im Anhang ab Seite 87 befinden sich die angefertigten 2D-Ableitungen, wobei die Abmessungen der in Tabelle 6.1 aufgelisteten Zeichnungen für die Toleranzanalyse relevant sind.

Benennung	Zeichnungsnummer
Druckplatte 1	000000441122
Fliehkraftelement	000000441202
Kugel („Drehmomentkugel“)	000000477405
Kugelaufnahme	000000441351
Gleitlagerbuchse	000000477441
Druckplatte 2	000000477412
Zusammenbauzeichnung	000000444789

Tabelle 6.1.: 2D-Ableitungen für Toleranzanalyse

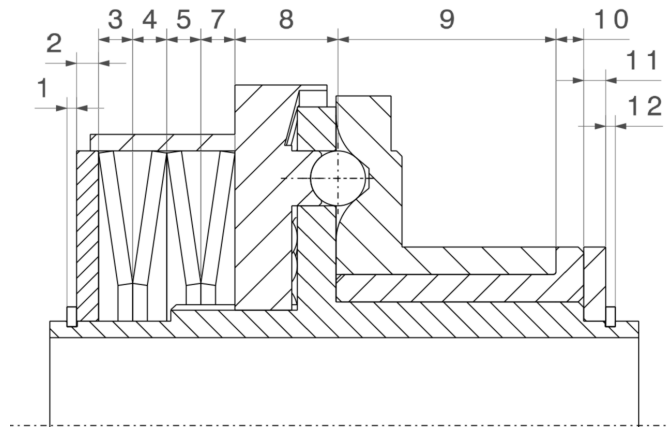


Abbildung 6.6.: Maßkette

Abbildung 6.6 zeigt die Abmessungen, nummeriert von eins bis zwölf, deren Toleranzen im nachfolgenden Schritt untersucht werden. Das Ziel dieser Betrachtungsweise ist, herauszufinden wie sich der Einfluss der Toleranzen auf die Vorspannkraft der Federn und somit auf das übertragbare Drehmoment (fürs erste ohne Einwirkung der Fliehkraft) auswirkt.

Bauteil	Einzeltoleranzen [mm]		Nennmaß [mm]	Anmerkung
	Max	Min		
Sicherungsring	0.00	-0.06	1.75	Toleranz lt. Hersteller
Druckplatte 1	0.01	0.00	4.00	
Tellerfeder1	0.15	-0.08	3.90	Toleranz lt. Hersteller
Tellerfeder2	0.15	-0.08	3.90	Toleranz lt. Hersteller
Tellerfeder3	0.15	-0.08	3.90	Toleranz lt. Hersteller
Tellerfeder4	0.15	-0.08	3.90	Toleranz lt. Hersteller
Fliehkraftelement	0.05	0.00	18.70	
Drehmomentkugel	0.0054	-0.0054	∅10	Toleranz lt. Hersteller
Kugelaufnahme	0.03	-0.03	39.64	
Gleitlagerbuchse	0.00	-0.18	5.00	Toleranz lt. Hersteller
Druckplatte 2	0.01	0.00	4.00	
Sicherungsring	0.00	-0.06	1.75	Toleranz lt. Hersteller
Gesamt	0.705	-0.655		

Tabelle 6.2.: Toleranzen

Die Toleranzen der Sicherungsringe (2) und (10) bezüglich ihrer Breite werden aus dem Herstellerkatalog entnommen. [39]

Für die Tellerfedern (4) gibt es Herstellerangaben zu den Toleranzen der Abmessungen die ebenso zur Toleranzanalyse aus dem Herstellerkatalog entnommen werden. [40]

Da die Kugeln (11) auch Abweichungen hinsichtlich Durchmesser und Kugelform unterliegen, können diese Toleranzen aus dem Produktkatalog des Kugelherstellers übernommen werden. [41]

Die Abmessungen der Gleitlagerbuchse (8), inklusive Toleranzen, sind auch wieder dem Produktkatalog des Herstellers zu entnehmen. [42]

Tabelle 6.2 zeigt die Toleranzen der einzelnen Bauteile, die jeweils für die maximalen und minimalen Toleranzen zu einer Gesamtabweichung aufsummiert werden. Aus Abschnitt 5.7.1 ist die zur Aufbringung der geforderten Vorspannkraft notwendige Stauchung von $s_{F_{neu}} = 10.63 \text{ mm}$ bekannt. Aufgrund des Zusammenwirkens der Toleranzen aller Bauteile kann die notwendige Stauchung nicht exakt aufgebracht werden. Somit ergibt sich der erste Fall, indem die Federn durch eine Gesamtabweichung von $s_1 = 0.705 \text{ mm}$ etwas mehr gestaucht werden. Dies bedeutet, dass sich der Lastpunkt auf der Federkennlinie aus Abbildung 5.18 etwas weiter nach rechts verschiebt. Der zweite Fall ist genau umgekehrt zu behandeln, da hier die Bauteilabmessungen durch die Minimaltoleranzen kleiner ausfallen. Dadurch werden die Federn etwas weniger gestaucht, sodass der Lastpunkt auf der Federkennlinie aus Abbildung 5.18 etwas nach links wandert. Für diese beiden Fälle lässt sich die jeweilige Vorspannkraft berechnen, wobei darauf zu achten ist, dass es für diese Kraft auch Toleranzen der Hersteller gibt. Die Vorspannkrafttoleranzen liegen für die verwendeten Tellerfedern bei einem Maximalwert von +15% und einem Minimalwert von -7.5%.

1. Fall-Maximaltoleranz

Die Berechnung der Vorspannkraft bei $s_{F_{Fall1}} = s_{F_{neu}} + s_1 = 10.63 \text{ mm} + 0.705 \text{ mm} = 11.335 \text{ mm}$ ergibt, unter Verwendung von Gleichung 5.21, $F_{F_{Fall1}} = 5358.13 \text{ N}$.

Mit einer Vorspannkrafttoleranz von +15% errechnet sich die Kraft zu:

$$F_{max1} = F_{F_{Fall1}} \cdot 1.15 = 5358.13 \text{ N} \cdot 1.15 = 6161.84 \text{ N} \quad (6.4)$$

Umformen von Gleichung 5.6 auf die Umfangskraft ergibt:

$$\begin{aligned} F_{U_{Fall1}} &= F_{max1} \cdot \frac{r \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}}) - d \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}})}{r \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}}) + d \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}})} \\ &= 6161.84 \cdot \frac{10 \text{ mm} \cdot \cos(40^\circ) - 0.05 \text{ mm} \cdot \sin(40^\circ)}{10 \text{ mm} \cdot \sin(40^\circ) + 0.05 \text{ mm} \cdot \cos(40^\circ)} = 7269.27 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Daraus berechnet sich mit dem Wirkradius r_W das übertragbare Drehmoment für den ersten Fall:

$$M_{Fall1} = F_{U_{Fall1}} \cdot r_W = 7269.27 \cdot 0.045 = 327.12 \text{ Nm} \quad (6.6)$$

2. Fall-Minimaltoleranz

Die Berechnung der Vorspannkraft bei $s_{F_{Fall2}} = s_{F_{neu}} + s_2 = 10.63 \text{ mm} - 0.655 \text{ mm} = 9.975 \text{ mm}$ ergibt unter Verwendung von Gleichung 5.21 $F_{F_{Fall2}} = 5534.68 \text{ N}$.

Mit einer Vorspannkrafttoleranz von -7.5% errechnet sich die Kraft zu:

$$F_{max2} = F_{F_{Fall2}} \cdot 0.925 = 5534.68 \text{ N} \cdot 0.925 = 5119.58 \text{ N} \quad (6.7)$$

Umformen von Gleichung 5.6 auf die Umfangskraft ergibt:

$$\begin{aligned} F_{U_{Fall2}} &= F_{max2} \cdot \frac{r \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}}) - d \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}})}{r \cdot \sin(\alpha_{1_{neu}}) + d \cdot \cos(\alpha_{1_{neu}})} \\ &= 5119.58 \cdot \frac{10 \text{ mm} \cdot \cos(40^\circ) - 0.05 \text{ mm} \cdot \sin(40^\circ)}{10 \text{ mm} \cdot \sin(40^\circ) + 0.05 \text{ mm} \cdot \cos(40^\circ)} = 6039.69 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.8)$$

Daraus berechnet sich mit dem Wirkradius r_W das übertragbare Drehmoment für den zweiten Fall:

$$M_{Fall2} = F_{U_{Fall2}} \cdot r_W = 6039.69 \cdot 0.045 = 271.79 \text{ Nm} \quad (6.9)$$

Die Betrachtung der Fälle unter dem Einfluss der Maximal- und Minimaltoleranzen zeigt, dass dadurch die Vorspannkraft und in weiterer Folge auch das zu übertragende Drehmoment merklich beeinflusst wird. Vor allem die Toleranzen der Federkraft wirken sich stark auf das zu übertragende Drehmoment aus. Zusätzlich muss noch die Beeinflussung durch den „Fliehkraftteil“ berücksichtigt werden, damit das übertragbare Drehmoment auch unter diesen Einflüssen dargestellt werden kann. Auf das übertragbare Moment bei verschiedenen Einflussfaktoren wird im folgenden Kapitel 7 eingegangen.

6.3. Verformungen der Bauteile durch Krafteinwirkung

Durch die wirkende Vorspannkraft verformen sich die Bauteile des Schutzelements, was zu einer Beeinträchtigung hinsichtlich der Funktion führen kann. Sind die Verformungen zu groß, könnte dies zu Abweichungen der geforderten Vorspannkraft führen, da die notwendige Stauchung der Tellerfedern nicht aufgebracht werden kann. Um die Auswirkung der Verformungen anhand eines Beispiels zu zeigen, werden die beiden außen sitzenden Druckplatten (3) und (9) bei Einwirkung der Vorspannkraft betrachtet. Da sie nach außen hin nur über die beiden Sicherungsringe (2) und (10) abgestützt werden, könnten sich diese Druckplatten bei zu geringer Dimensionierung soweit in axialer Richtung verformen, dass dadurch eine geringere Stauchung der Tellerfedern auftritt.

Mithilfe einer Finite-Elemente-Analyse der beiden Bauteile in CATIA V5 lassen sich die Verschiebungen bzw. Verformungen durch die Wirkung der Vorspannkraft darstellen. Von den hierbei ermittelten Werten wird jeweils der Maximalwert (roter Bereich in Abbildung 6.7 und 6.8) der Verschiebung zur Betrachtung herangezogen. Dabei ergibt sich für die Druckplatte 1 eine maximale Verformung von $s_{D1} = 0.168 \text{ mm}$ und für die Druckplatte 2 eine maximale Verformung von $s_{D2} = 0.018 \text{ mm}$. Die zur Aufbringung der Vorspannkraft notwendige Stauchung der Tellerfedern wird durch diesen Einfluss reduziert. Somit ergibt sich, unter Berücksichtigung der Verformungen, die dabei realisierbare Stauchung von $s_{\text{Verformung}} = s_{F_{\text{neu}}} - s_{D1} - s_{D2} = 10.63 \text{ mm} - 0.168 \text{ mm} - 0.018 \text{ mm} = 10.444 \text{ mm}$. Einsetzen der berechneten Stauchung $s_{\text{Verformung}}$ in Gleichung 5.21 ergibt die Vorspannkraft $F_{F_{\text{Verformung}}} = 5490.66 \text{ N}$. Im Vergleich zur geforderten Kraft von $F_{F_{\text{neu}}} = 5467.4 \text{ N}$ hat sich durch die Verformung der beiden Platten die Federkraft um etwa 23 N erhöht. Das Maximum der Federkennlinie aus Abbildung 5.18 liegt bei $F_{F_{\text{max}}} = 5564.4 \text{ N}$ und einem Federweg von $s_{F_{\text{max}}} = 9.177 \text{ mm}$. Da die geforderte Vorspannkraft $F_{F_{\text{neu}}}$ am abfallenden Ast der Federkennlinie liegt, also rechts vom Maximalwert der Federkraft $F_{F_{\text{max}}}$, kommt es bei einer Verringerung der Federstauchung zu einer Erhöhung der Federkraft und damit auch zu einer Steigerung des übertragbaren Drehmoments. Um die Verformungen der beiden Druckplatten so klein wie möglich zu halten, müsste die Dicke der Platten erhöht werden.

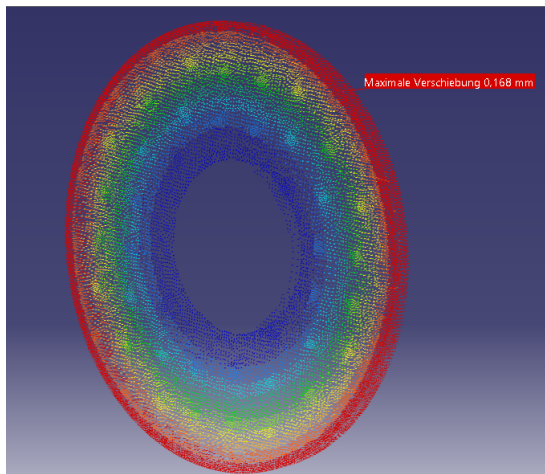


Abbildung 6.7.: Druckplatte 1 FE-Analyse

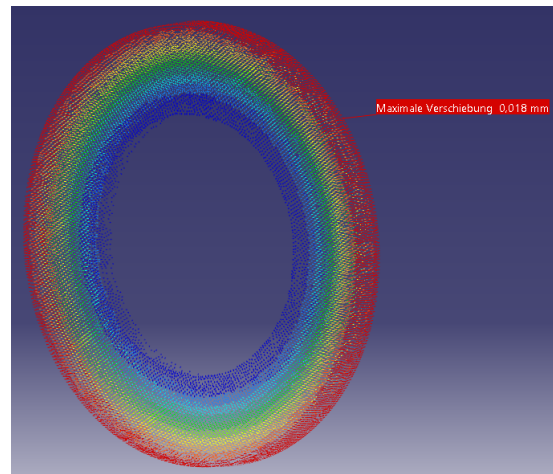


Abbildung 6.8.: Druckplatte 2 FE-Analyse

Da sich nicht nur die Druckplatten (3) und (9) durch die wirkenden Kräfte verformen, sondern auch die anderen Komponenten des Schutzelements, müsste im nächsten Schritt eine FE-Analyse der gesamten Baugruppe für die auftretenden Belastungen durchgeführt werden, um die Auswirkungen auf Vorspannkraft und das dadurch übertragbare Drehmoment zu erhalten. Mithilfe dieser FE-Analyse können diejenigen Bauteile ermittelt werden, die sich unter den auftretenden Belastungen am stärksten verformen und gegebenenfalls durch eine Geometrieänderung so verändert werden, dass die Verformungen so gering wie möglich ausfallen.

7. Lastfälle

7.1. Einflüsse auf das übertragbare Drehmoment

In diesem Abschnitt wird der Einfluss auf das übertragbare Moment des Schutzelements bei Abweichungen geometrischer Größen von Fliehkraftelement und Ausnehmung, in der die „Drehmomentkugeln“ sitzen, betrachtet. Auch eine Änderung des Reibbeiwertes oder der Einfluss von Toleranzen der Baugruppe wird sich auf die Funktionalität des Schutzelements auswirken. Dazu wird jeder Fall gesondert betrachtet damit am Ende dieses Abschnitts eine Aussage gemacht werden kann, welcher Fall sich am Stärksten auf die Funktion auswirkt. Die blau gefärbte Kennlinie stellt den Verlauf des übertragbaren Moments bei den getroffenen Annahmen aus den Abschnitten 5.7 bis 5.9 dar. Unter der schwarz gefärbten Kennlinie versteht man den von der E-Maschine bereitgestellten Drehmomentverlauf nach der Getriebestufe mit eingerechnetem Sicherheitsfaktor S (Nenn Drehmoment). Es wird darauf hingewiesen, dass es sich um dieselben Momentverläufe wie sie in Abbildung 5.23 zu sehen sind, handelt. Die blaue Kennlinie dient als Vergleichswert, damit erkennbar wird in welchem Ausmaß das übertragbare Drehmoment durch oben genannte Einflüsse abweicht.

7.1.1. Abweichung des Öffnungswinkels der Ausnehmung

In den vorigen Abschnitten konnte bereits ermittelt werden, dass die Geometrie der Ausnehmung einen wesentlichen Einfluss auf die notwendige Vorspannkraft und das damit übertragbare Drehmoment hat. Die daraus abgeleiteten Erkenntnisse für die Geometrie, genauer gesagt für den Winkel α_1 , führen zu dem Ergebnis, dass bei einem kleinen Öffnungswinkel die Vorspannkraft zur Übertragung eines bestimmten Drehmoments geringer sein muss als bei einem größer gewählten Öffnungswinkel. Im Folgenden wird angenommen das durch die Toleranzen in der Fertigung der Winkel α_1 um $\pm 1^\circ$ schwankt. Die Vorspannkraft bleibt dabei unverändert. Daher wird das übertragbare Moment einmal für einen Winkel von $\alpha_{1neu} = 39^\circ$ und einmal für $\alpha_{1neu} = 41^\circ$ berechnet und in einem Diagramm dargestellt. Der Einfluss dieser Winkelabweichung auf das übertragbare Moment wird in Abbildung 7.1 gezeigt. Hier ist zu erkennen, dass sich die Abweichungen des Winkels am Stärksten im Anfangsbereich der Drehmomentkennlinie bemerkbar machen. Fällt α_{1neu} bei gleichbleibender Vorspannkraft größer aus, ergibt sich daraus die grün gefärbte Drehmomentkennlinie. Ihr Startpunkt liegt unterhalb der blauen, aber auch unterhalb der schwarzen Kennlinie, wodurch zu erkennen ist, dass das geforderte übertragbare Drehmoment am Beginn des Verlaufs nicht erreicht wird. Um das geforderte Drehmoment zu erreichen, müsste eine größere Vorspannkraft aufgebracht werden.

Betrachtet man die rot gefärbte Kennlinie, ergibt sich bei einer Verringerung des Winkels eine Erhöhung des übertragbaren Drehmoments. Dieser kleinere Winkel führt dazu, dass sich die gesamte Kennlinie oberhalb des blauen bzw. des schwarzen Verlaufs befindet und somit das Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden kann.

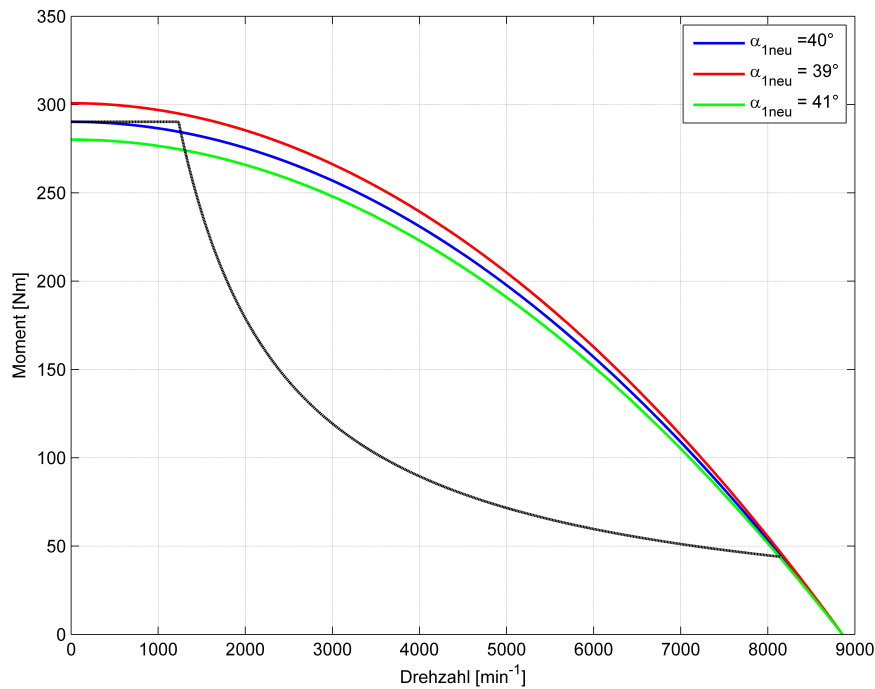


Abbildung 7.1.: Übertragbares Drehmoment bei Abweichung des Winkels α_{1neu}

7.1.2. Abweichung der Vorspannkraft aufgrund von Bauteiltoleranzen

Die aus Abschnitt 6.2 bekannten Ergebnisse der Toleranzanalyse liefern die Grundlage zur Darstellung des Einflusses auf das übertragbare Drehmoment. Die errechneten Werte dieses Abschnitts gelten nur für die Betrachtung der reinen Drehmomentübertragung, somit muss noch der Einfluss des „Fliehkraftteils“ auf das übertragbare Drehmoment berücksichtigt werden. Daraus ergeben sich die in Abbildung 7.2 ersichtlichen Drehmomentkennlinien. Die grün gefärbte Kennlinie zeigt den Verlauf des übertragbaren Drehmoments bei der Annahme, dass alle Bauteile der Baugruppe die minimal zulässigen Abweichungen von Maß, Form und Lage aufweisen. Zusätzlich zu diesen Abweichungen wird noch die minimal zulässige Toleranz der Vorspannkraft von -7.5% miteinbezogen, wodurch die Vorspannkraft reduziert wird. Durch dieses Zusammenwirken der Minimaltoleranzen aller Bauteile liegt der grün gefärbte Drehmomentverlauf im Anfangsbereich unterhalb des geforderten übertragbaren Drehmoments. Gegen Ende der grünen Kennlinie schneidet sie den schwarz gefärbten Drehmomentverlauf.

Das Drehmoment beim Schnittpunkt ist jenes, das bei der vorliegenden Drehzahl noch übertragen werden kann. Die grüne Kennlinie verläuft ab dieser Drehzahl unterhalb des schwarzen Verlaufs, wodurch das Drehmoment des letzten Bereichs der schwarz gefärbten Kennlinie (zwischen grüner und blauer Kennlinie) nicht mehr übertragen werden kann. Der rot gefärbte Verlauf hingegen resultiert aus den maximal zulässigen Abweichungen von Maß, Form und Lage der Bauteile. Die Berücksichtigung der maximal zulässigen Toleranz der Vorspannkraft von +15% bringt eine Erhöhung der Federkraft. Daher liegt der rote Drehmomentverlauf oberhalb der blau bzw. schwarz gefärbten Drehmomentkennlinie. Das geforderte Drehmoment kann durch den Einfluss der Maximaltoleranzen über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden, wobei das übertragbare Drehmoment erst bei höheren Drehzahlen auf null abfällt.

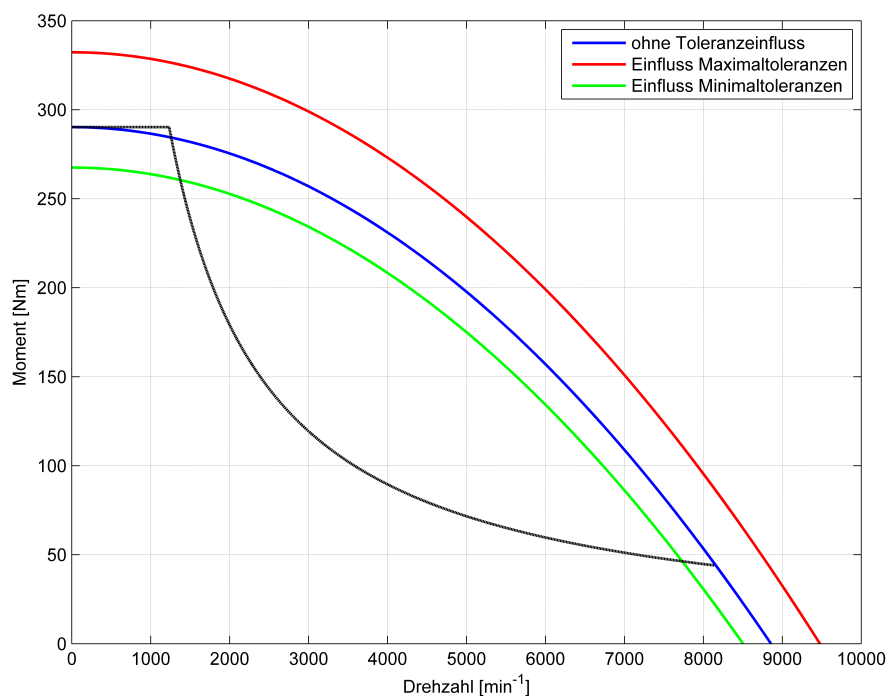


Abbildung 7.2.: Übertragbares Drehmoment unter Einfluss der Toleranzen aus der Toleranzanalyse

7.1.3. Abweichung des Schrägungswinkels der Kugellaufbahnen

Der Schrägungswinkel β beeinflusst die erzeugte Axialkraft der „Fliehkraftkugeln“. Die Axialkraft wirkt bekanntlich entgegen der Vorspannkraft der Tellerfedern, wodurch das übertragbare Drehmoment beeinflusst wird. Die Vorspannkraft bleibt für diese Betrachtung unverändert. Mit steigendem Winkel $\beta = 76^\circ$ wird auch die axiale Kraft größer mit der sich die Kugeln von der Wellenschulter wegdrücken. Dies führt dazu, dass das Drehmoment nicht über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden kann.

Abbildung 7.3 zeigt die grün gefärbte Kennlinie, wo genau dies der Fall ist. Der Schnittpunkt mit dem schwarz gefärbten Drehmomentverlauf zeigt wieder jenes Drehmoment, das bei der vorliegenden Drehzahl noch übertragen werden kann. Die grüne Kennlinie verläuft ab dieser Drehzahl unterhalb des schwarzen Verlaufs, wodurch das Drehmoment des letzten Bereichs der schwarz gefärbten Kennlinie (zwischen grüner und blauer Kennlinie) nicht mehr übertragen werden kann. Mit kleinerem Winkel $\beta = 74^\circ$ ist auch die resultierende Axialkraft kleiner, wodurch sich der Drehmomentverlauf der roten Kennlinie im Vergleich zum grünen Verlauf etwas nach rechts verschiebt.

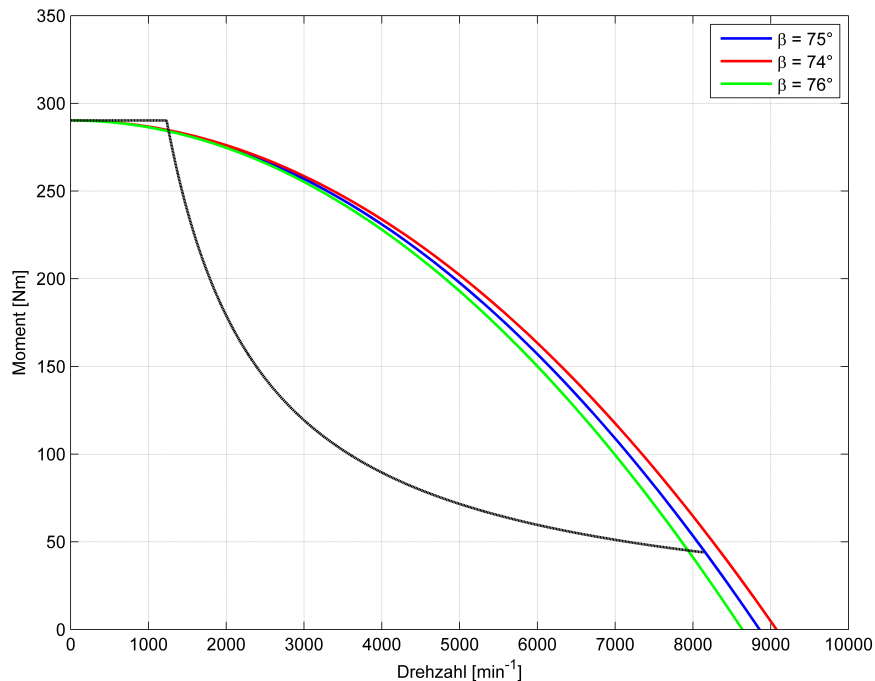


Abbildung 7.3.: Übertragbares Drehmoment bei Abweichung des Winkels β

7.1.4. Abweichung des Reibbeiwertes der „Fliehkraftkugeln“

Für diese Betrachtung wird eine Veränderung des Reibbeiwertes, der an der Wellenschulter gleitenden Kugeln, aufgrund der Schmierungsverhältnisse angenommen. Daraus resultiert, dass bei einem größeren Reibbeiwert $\mu = 0.12$ die erzeugte Axialkraft geringer wird (siehe Gleichung 5.34) und dadurch der Verlauf des übertragbaren Drehmoments die Form der rot gefärbten Kennlinie annimmt (Abbildung 7.4). Im Vergleich dazu errechnet sich durch Verkleinerung des Reibbeiwertes auf $\mu = 0.08$ eine größere axiale Kraft der Kugeln, woraus sich der grün gefärbte Verlauf des übertragbaren Drehmoments darstellen lässt. Hierbei tritt auch wieder der Fall ein, dass das übertragbare Drehmoment (grüner Verlauf) vor dem Ende der schwarzen Kennlinie diese schneidet und danach unterhalb verläuft.

Dies bedeutet auch hier wieder, dass das Drehmoment des letzten Bereichs der schwarzen Drehmomentkennlinie (zwischen grüner und blauer Kennlinie) nicht übertragen werden kann.

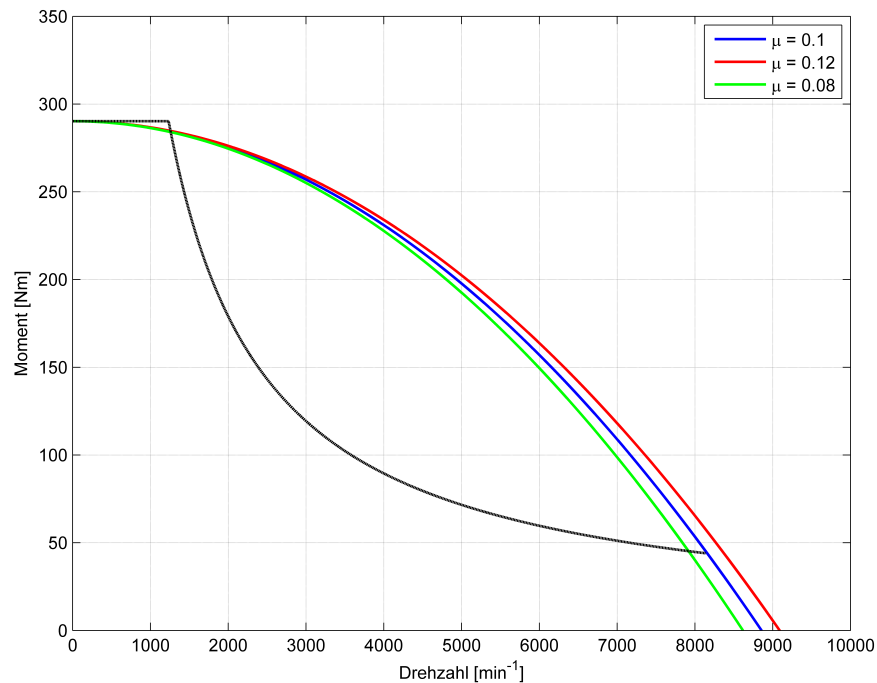


Abbildung 7.4.: Übertragbares Drehmoment bei Veränderung des Reibbeiwertes μ

7.1.5. Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Betrachtung der Abschnitte 7.1.1 bis 7.1.2 führt zu der Aussage, dass die Höhe des übertragbaren Drehmoments im Anfangsbereich der Kennlinien von der Geometrie der Ausnehmung, ihrer Abweichung von der Idealform, sowie von der durch Toleranzen beeinflussten Vorspannkraft abhängt. Betrachtet man die Abschnitte 7.1.3 und 7.1.4, so ist ein Einfluss, bei Abweichungen von Geometrie und Reibung im „Fliehkraftteil“, auf den Verlauf des Endbereichs des übertragbaren Drehmoments zu sehen. Damit ist speziell das vorzeitige Abfallen der Drehmomentkennlinie (grüne Verläufe aus Abbildung 7.3 und 7.4) unter den schwarz gefärbten Drehmomentverlauf gemeint, wodurch das Schutzelement nicht in der Lage ist, das Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich übertragen zu können.

Zusammenfassend kann für diesen Abschnitt gesagt werden, dass ein Kompromiss zwischen den geometrischen Abweichungen der Bauteile (Bauteiltoleranzen), den Toleranzen der Vorspannkraft der Tellerfedern und der durch Reibung beanspruchten Bauteile gefunden werden muss, damit das Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden kann. Beispielsweise könnte bei gleichbleibender Vorspannkraft der Winkel $\alpha_{1,neu}$ so weit reduziert werden, sodass dabei eine Erhöhung des übertragbaren Drehmoments entsteht.

Gleichzeitig kann der Winkel β von den Kugellaufbahnen so weit verringert werden, dass auch bei höheren Drehzahlen das übertragbare Drehmoment oberhalb des schwarz gefärbten Verlaufs des Nenndrehmoments liegt. Für diese Änderung wurden ein Ausnehmungswinkel von $\alpha_{1neu} = 37^\circ$ und ein Schrägungswinkel der Kugellaufbahnen $\beta = 73^\circ$ bei gleichbleibender Vorspannkraft angenommen. In den nachfolgenden Abbildungen wird die dabei entstehende Veränderung des übertragbaren Drehmoments dargestellt.

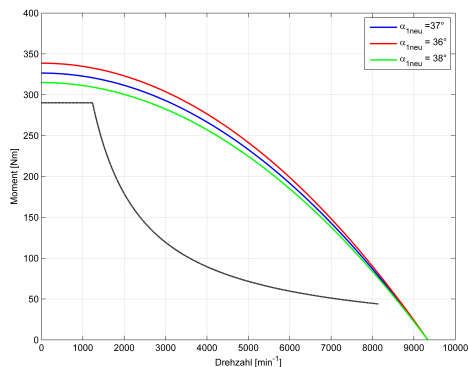


Abbildung 7.5.: Übertragbares Drehmoment bei Abweichung von α_{1neu}

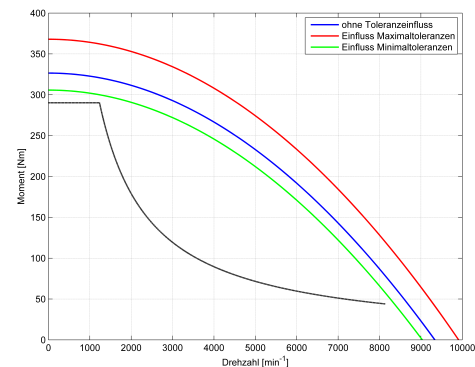


Abbildung 7.6.: Übertragbares Drehmoment - Toleranzeinfluss

Aus den Abbildungen 7.5 und 7.6 geht hervor, dass durch die vorgenommene Änderung der Verlauf des übertragbaren Drehmoments soweit angepasst werden konnte, dass die Kennlinien oberhalb des geforderten Nenndrehmoments verlaufen und somit unter den weiter oben genannten Einflüssen das Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich übertragen werden kann. Dies gilt auch für die nachfolgend dargestellten Abbildungen 7.7 und 7.8.

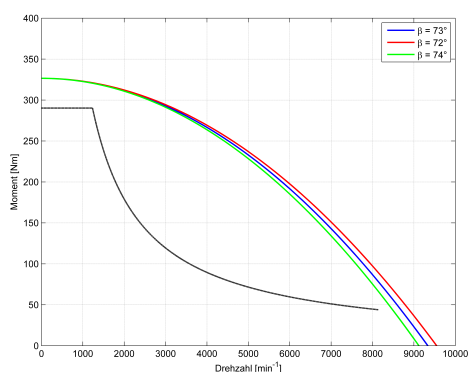


Abbildung 7.7.: Übertragbares Drehmoment bei Abweichung von β

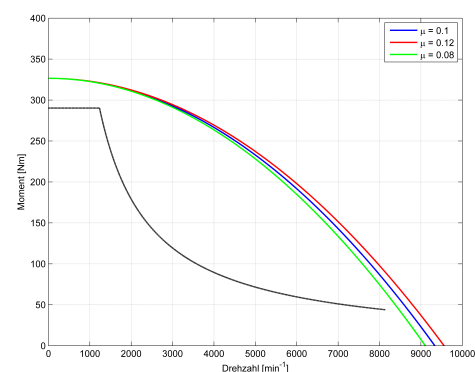


Abbildung 7.8.: Übertragbares Drehmoment bei Veränderung von μ

Alternativ könnte der in Abschnitt 5.1.3 gewählte Sicherheitsfaktor bei unveränderter Geometrie ($\alpha_{1neu} = 40^\circ$ und $\beta = 75^\circ$) und unveränderter Vorspannkraft so weit reduziert werden, sodass die betrachteten Drehmomentverläufe mitsamt ihren Einflüssen größtenteils oberhalb des Nenndrehmoments verlaufen. Aus der Senkung des Sicherheitsfaktors resultiert eine Verringerung des Nenndrehmoments der Kupplung, wodurch der schwarz gefärbte Verlauf des Nenndrehmoments nach unten, in Richtung niedrigerem Drehmoment verschoben wird. Diese Änderung ist schematisch für einen Sicherheitsfaktor von $S_F = 1.2$ in nachfolgender Abbildung dargestellt.

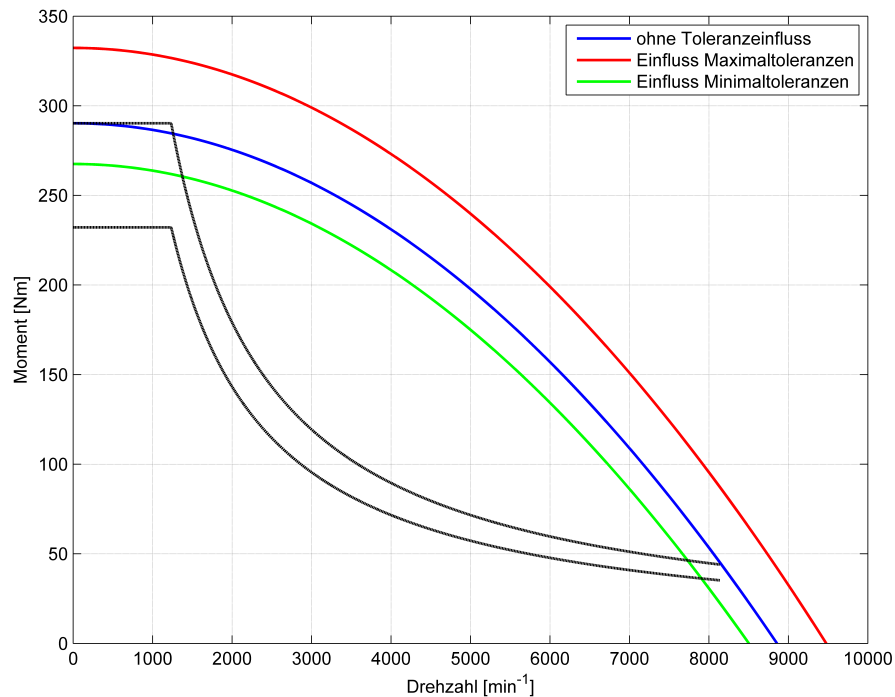


Abbildung 7.9.: Übertragbares Drehmoment bei Senkung von S_F

7.2. Simulation des Kugelverhaltens bei Belastung

Die in den vorigen Kapiteln getroffenen Annahmen zur Auslegung des drehmomentübertragenden Teils des Schutzelements sollen in diesem Abschnitt mithilfe einer Simulation in LMS Amesim überprüft werden.

7.2.1. Simulationsmodell

Um ein geeignetes Modell aufbauen zu können, wurde in einem ersten Schritt überlegt welche Komponenten aus der Bibliothek von LMS Amesim für diesen Anwendungsfall verwendet werden können.

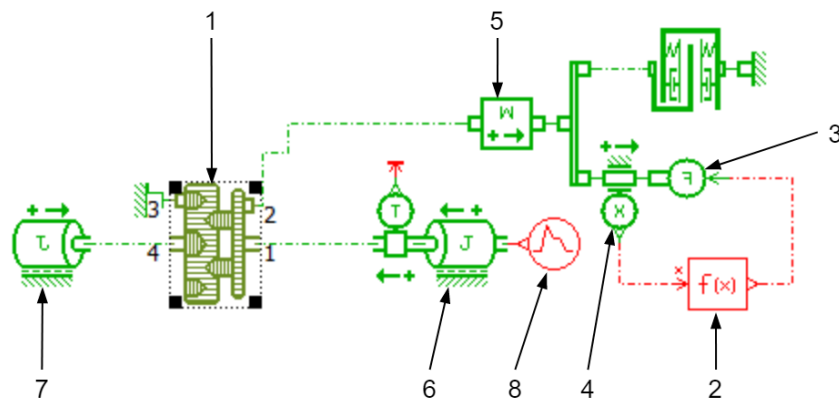


Abbildung 7.10.: Simulationsmodell

Hierzu bietet sich für die Darstellung der „Drehmomentkugeln“ in einer Ausnehmung das Modell einer Getriebesynchronisation (1) an. Dieses Modell bietet die Möglichkeit, die Geometrien der beiden zu verbindenden Elemente beliebig zu gestalten. Daher wird, anstelle der beidseitig angeordneten Zähne des standardmäßigen Synchronisationsmodells, auf der Antriebsseite die Kugel und auf der Abtriebsseite die Ausnehmung modelliert. Diese Anpassung der Geometrie kann mithilfe des im Synchronisationsmodell enthaltenen Shape-Editor durchgeführt werden. Ein Ausschnitt des Arbeitsfensters von besagtem Shape-Editor ist in Abbildung 7.11 dargestellt. Dabei müssen die wichtigsten Punkte der gewünschten Geometrie durch Koordinateneingabe definiert werden. Diese Punkte werden vom Programm selbständig in der Reihenfolge verbunden, wie sie vom Benutzer eingegeben wurden, sodass am Ende die gewünschte Form des Bauteiles entsteht. Mit diesem Tool konnten die Ausnehmung (grüne Fläche) und die darin liegende Kugel (blaue Fläche) dargestellt werden. Damit auch die Vorspannkraft nach der in Abschnitt 5.7.1 ausgelegten Federkennlinie aufgebracht wird, muss die Funktionsgleichung der Federcharakteristik in das Modell übernommen werden.

Mithilfe des Funktionsblocks (2) kann die Funktionsgleichung der Federkennlinie vorgegeben werden, womit in weiterer Folge durch eine Kraftkomponente (3) und einen Wegsensor (4) eine Kraft in Abhängigkeit vom Weg ausgegeben wird. Für den Funktionsblock der Masse (5) konnten die Gewichtsangaben aus den in CATIA V5 erstellten Zeichnungen übernommen werden. Um den Vorgang des Herausrollens der Kugel darzustellen und das dabei übertragbare Drehmoment zu ermitteln, wurde Antriebsseitig ein niedrigeres Massenträgheitsmoment (6) (reduziertes Trägheitsmoment der E-Maschine + Trägheitsmoment Antriebsteil des Schutzelements) und Abtriebsseitig ein hohes Massenträgheitsmoment (7) (reduziertes Trägheitsmoment von Fahrzeug und Räder + Trägheitsmoment Abtriebsteil des Schutzelements) angenommen. Mit dem Funktionsblock (8) kann der Verlauf der Belastung vorgegeben werden.

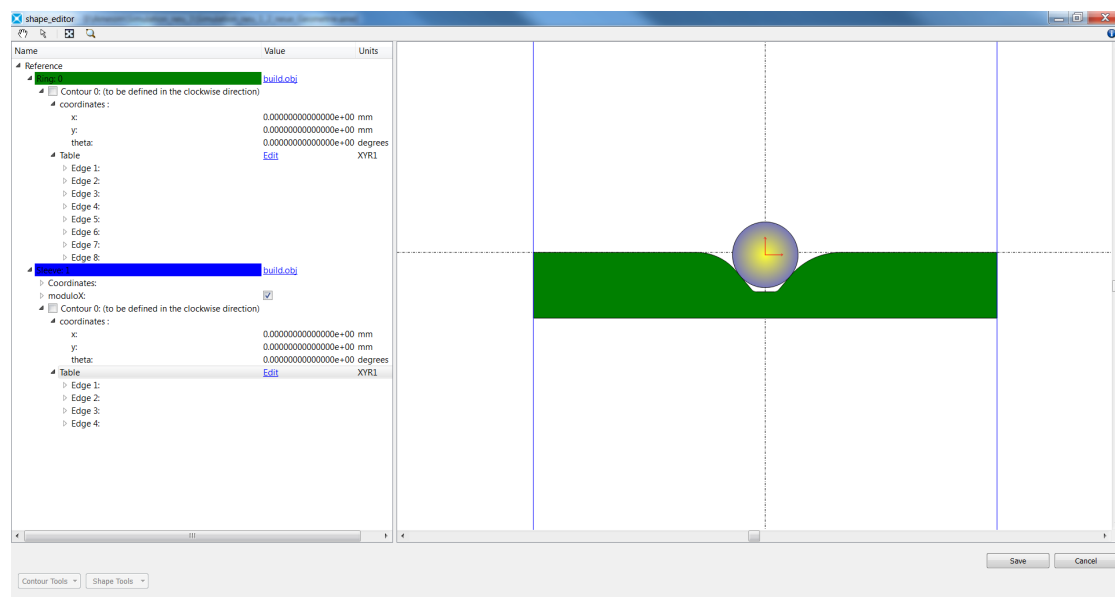


Abbildung 7.11.: Shape Editor zur Modellierung der Verbindung

7.2.2. Ergebnis der Simulation

Die Belastung wird solange gesteigert, bis das Moment durch die Kugeln nicht mehr übertragen werden kann. Ist dieser Punkt erreicht, beginnen die Kugeln aus den Ausnehmungen zu rollen und das Drehmoment fällt auf null ab, sobald die Kugeln vollständig herausgerollt sind. Die in Abbildung 7.12 dargestellten Positionen der Kugel von Position 1 bis Position 3 können den entsprechenden Abschnitten der Drehmomentkennlinie zugeordnet werden. Während des Anstiegs der Drehmomentkennlinie bleiben die Kugeln so lange in ihren Ausnehmungen (Position 1), bis das Maximum der Kennlinie erreicht wird. Sobald der Punkt des maximal übertragbaren Drehmoments erreicht wird, sinkt das Drehmoment mit zunehmender Bewegung der Kugel aus der Ausnehmung, ab. Somit kann die Position 2 dem abfallenden Ast der Kennlinie zugeordnet werden. Verfolgt man den Verlauf des Drehmoments bis zu seinem Ende ist zu erkennen, dass das Drehmoment auf null abfällt.

Dies geschieht, wenn die Kugeln vollständig aus den Ausnehmungen herausgerollt sind und sich letztlich in Position 3 befinden.

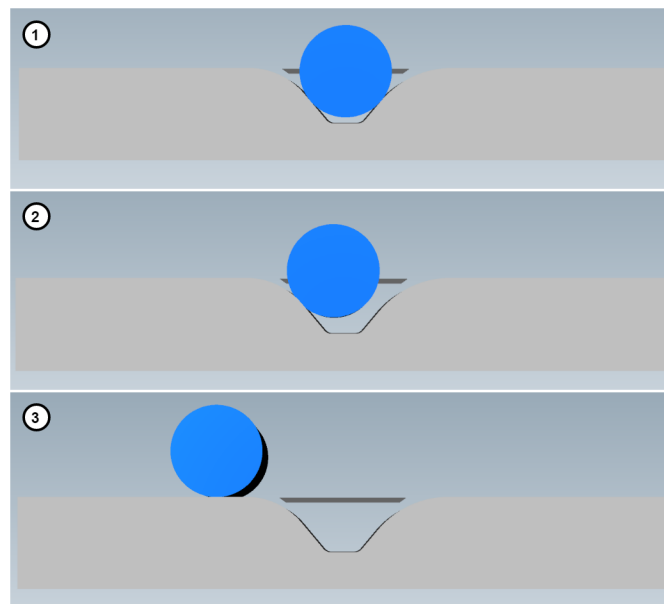


Abbildung 7.12.: Kugelpositionen

Das in Abbildung 7.13 dargestellte Diagramm zeigt den Verlauf des Drehmoments mit der Zuordnung der Kugelpositionen zu den einzelnen Abschnitten der Drehmomentkennlinie. Der Maximalwert des übertragbaren Drehmoments liegt in der Simulation bei etwa 290 Nm.

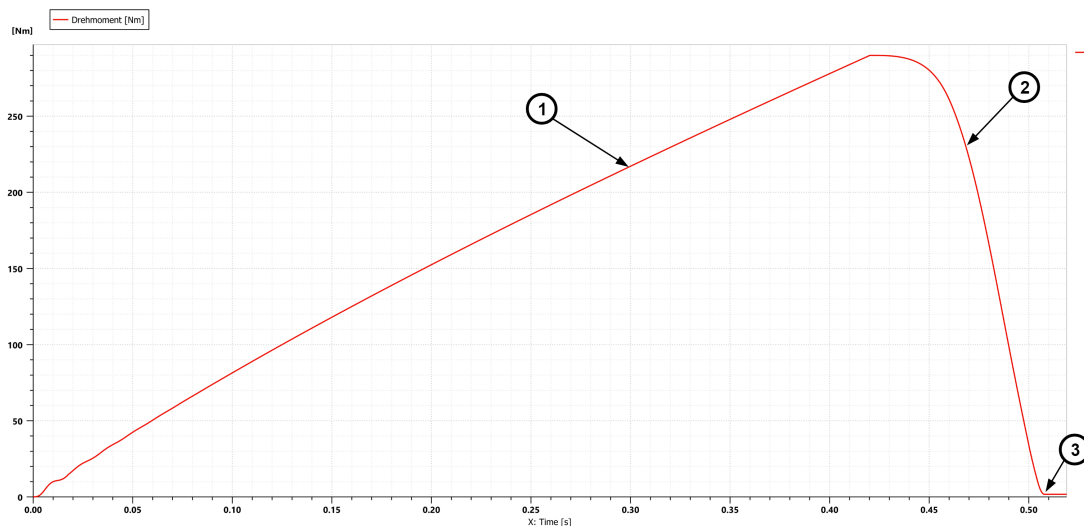


Abbildung 7.13.: Übertragbares Drehmoment

Vergleicht man diesen Wert mit dem für die Auslegung verwendeten Drehmoment von 290.25 Nm, so stellt sich heraus, dass die händische Auslegung des Kugelkontaktes und die Betrachtung dieses Verhaltens in einer Simulation ganz gut zusammenpassen. Die Simulation des drehmomentübertragenden Mechanismus zeigt, dass unter den getroffenen Annahmen hinsichtlich der Auslegung von Tellerfedern und Ausnehmungsgeometrie das maximale Drehmoment bis auf eine Abweichung von etwa 0.25 Nm übertragen werden kann.

8. Zusammenfassung

Die verfasste Masterarbeit zeigt den Entwicklungsweg eines Schutzelements für automotiv E-Motoren von der Konzepterstellung durch Prinzipskizzen, über die Auslegung funktionsbedingter Bauteile, bis hin zur Konstruktion des Konzepts mit einer anschließenden Betrachtung der möglichen Einflussgrößen. Das Ziel dieser Masterarbeit war, ein mechanisches, passives Kupplungselement zu konzeptionieren das eine Absicherung gegen zu hohe Drehzahl bietet und gleichzeitig die Komponenten des Antriebsstranges vor unzulässig hohen Drehmomentspitzen schützen soll. Die in einem ersten Schritt durchgeführte Literaturrecherche zum Thema Kupplungen gibt Aufschluss über den derzeitigen Stand der Technik und bildet eine Grundlage für die Konzepterstellung. Hieraus konnten für die Konzeptionierung nützliche Informationen in Hinblick auf Drehzahl- und Drehmomentkopplung bzw -entkopplung gewonnen werden. Eine weiterführende Patentrecherche sollte klarstellen, ob für diesen Anwendungsfall bereits eingereichte Patente existieren. Im Kapitel 3 konnten zwei Konzepte für ein Schutzelement zur Drehzahl- und Drehmomententkopplung vorgestellt werden. Dabei ist zu erwähnen, dass dieses bereits vorhandene Konzept des reibschlüssig arbeitenden Kupplungselements als Alternative zu der von mir entwickelten Variante, einem formschlüssig arbeitenden Kupplungselement, angeführt ist.

Durch die analytische Berechnung/Auslegung funktionsrelevanter Elemente des Konzepts, wie beispielsweise der Kontakt zwischen den drehmomentübertragenden Kugeln und der Ausnehmung, konnte gezeigt werden, wie sich die Geometrie der Ausnehmung auf das zu übertragende Moment auswirkt. Durch die Betrachtung des in der Konzepterstellung erarbeiteten Systems, welches sich die Fliehkraft zunutze macht um eine Unterbrechung des Momentflusses bei zu hoher Drehzahl herbeizuführen, konnte die Beeinflussung auf das letztlich übertragbare Drehmoment des Schutzelements gezeigt werden. Die Darstellung des Konzepts in einem 3D-CAD Programm soll einen ersten Überblick geben, wie das Schutzelement aussehen könnte. Dabei konnten die anfänglich festgelegten Bauraumvorgaben eingehalten werden, wobei hinsichtlich Gewicht, Abmessungen und Gestalt des Kupplungselements noch weiteres Optimierungspotential besteht. Aus den erstellten 2D-Ableitungen der Baugruppe und den Einzelteilen konnte mithilfe einer Toleranzanalyse der Einfluss auf die Funktionalität des Konzepts veranschaulicht werden, was zu dem Ergebnis führte, dass die Federkrafttoleranzen einen Großteil des Einflusses auf das übertragbare Drehmoment ausmachen. Durch den Aufbau eines Simulationsmodells in LMS Amesim für den drehmomentübertragenden Teil des Schutzelements konnten die Ergebnisse der analytischen Auslegung überprüft werden. Das Resultat der Simulation sollte zeigen ab welchem maximalen Drehmoment die Kugeln aus den Ausnehmungen rollen.

Durch das Ergebnis der Simulation wurde eine Abweichung des maximal übertragbaren Drehmoments von etwa 0.25 Nm, für die getroffenen Annahmen der analytischen Berechnung hinsichtlich Ausnehmungsgeometrie und Federkraftcharakteristik, festgestellt. Aufgrund der Erkenntnis dass sich das „Fliehkraftlement“ bei Steigerung der Drehzahl immer mehr auf das letztlich übertragbare Drehmoment auswirkt, müsste in einem nächsten Schritt das Simulationsmodell um diesen Einflussfaktor erweitert werden.

Aus der vorliegenden Masterarbeit ist zu erkennen, dass die Kombination von Kugeln zur Drehmomentübertragung mit einem ebenfalls über Kugeln arbeitenden „Fliehkraftelement“, sehr vielen Einflüssen unterliegt, die nicht vollständig im Umfang dieser Arbeit aufgeklärt und bearbeitet werden konnten. Daher wäre es bei einer weiteren Betrachtung noch sinnvoll die Mechanismen des Drehmoment- und des Fliehkraftteils in zwei Systeme aufzuteilen und die dabei entstehenden Einflüsse zu analysieren. Auch bei der Geometrie der Ausnehmung existiert noch Verbesserungspotential. So könnte beispielsweise der in dieser Arbeit angenommene Radius der Ausnehmung durch eine elliptische Form ersetzt werden, was wiederum das Rollverhalten der Kugeln und das dabei übertragbare Drehmoment beeinflusst. Die Drehmomentübertragung muss nicht unbedingt über die dargestellten formschlüssigen Elemente erfolgen. Ebenso kann das Drehmoment, wie bereits erwähnt, durch Reibschluss übertragen werden. Der Vorteil des beschriebenen Konzepts aus Abschnitt 3.3.2 ist der einfachere Aufbau, im Vergleich zu dem Konzept das im Zuge dieser Arbeit entstanden ist und analysiert wurde. Um jedoch einen aussagekräftigen Vergleich dieser zwei Konzepte ermitteln zu können, müsste auch das Konzept des reibschlüssigen Schutzelements einer ähnlichen Vorgehensweise, wie sie in dieser Arbeit für das formschlüssige Konzept durchgeführt wurde, unterzogen werden. Dies würde eine Auslegung der Reibbeläge zur Drehmomentübertragung für den vorliegenden Anwendungsfall, die Auslegung der zur Vorspannung verwendeten Federn, eine erneute Berechnung des „Fliehkraftlements“, die Ermittlung des Einflusses von Toleranzen auf die Funktionalität und eine Simulation des Konzepts erfordern. Aufgrund der aufwändigen Auslegung und Analyse des formschlüssigen Kupplungselements wurde auf eine genauere Betrachtung dieser alternativen Lösung verzichtet.

Literaturverzeichnis

- [1] Simulationssoftware: LMS Imagine.Lab Amesim. Verfügbar unter https://www.plm.automation.siemens.com/de_at/products/lms/Imagine-Lab/amesim/index.shtml. [Datum des Zugriffs: 01.05.2017].
- [2] 3D-Konstruktionssoftware: CATIA. Verfügbar unter <https://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/>. [Datum des Zugriffs: 01.05.2017].
- [3] Helmut Tschöke. *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Basiswissen*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015;2014;.
- [4] Angelina Hofacker. ZF integriert elektrischen Antrieb in die Hinterachse. Verfügbar unter <https://www.springerprofessional.de/fahrzeugsicherheit/automatisiertes-fahren/zf-integriert-elektrischen-antrieb-in-die-hinterachse/12489660>. [Datum des Zugriffs: 28.01.2018].
- [5] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, and Joachim Voßiek. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 22., überarb. u. erw. Aufl. 2015.
- [6] Bernd Künne. *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 10., neu bearbeitete Auflage 2008.
- [7] Horst Haberhauer and Ferdinand Bodenstern. *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 17., bearb. Aufl. 2014.
- [8] Karl-Heinz Decker, Karlheinz Kabus, and Frank Rieg. *Funktion, Gestaltung und Berechnung: mit 164 Berechnungsbeispielen und einem Tabellenband mit 334 Tabellen und Diagrammen*. Carl Hanser Verlag, München, 19., aktualis. Aufl. 2014.
- [9] Ortlinghaus. Mechanisch betätigte Kupplungen. Verfügbar unter http://www.ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_mech_kupp_FJ.pdf. [Datum des Zugriffs: 21.07.2017].
- [10] Mayr. Elektromagnetkupplungen und -bremsen; ROBATIC®. Verfügbar unter <http://www.mayr.com/de/produkte/elektromagnetkupplungen/robatic>. [Datum des Zugriffs: 21.07.2017].

- [11] Mayr. Sicherheitskupplungen; Überlastschutz durch Drehmomentbegrenzung; ROBA[®]-Rutschnabe. Verfügbar unter <http://www.mayr.com/de/produkte/sicherheitskupplungen-und-ueberlastkupplungen/roba-rutschnabe>. [Datum des Zugriffs: 21.07.2017].
- [12] Ringspann. Synchron-Ratsch-SIKUMAT[®] SN. Verfügbar unter <http://www.ringspann.at/de/files/Datenblatt-SN-1459.pdf>. [Datum des Zugriffs: 21.07.2017].
- [13] Mayr. Sicherheitskupplungen; Überlastschutz durch Drehmomentbegrenzung; EAS[®]-compact[®]. Verfügbar unter <http://www.mayr.com/de/produkte/sicherheitskupplungen-und-ueberlastkupplungen/eas-compact>. [Datum des Zugriffs: 21.07.2017].
- [14] Kleindorfer and Wiesinger. Allradantriebe. Verfügbar unter <https://www.kfztech.de/kfztechnik/triebwerk/allrad/allrad.htm>. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [15] FIAT PANDA 4X4 IM FAHRBERICHT. Verfügbar unter <https://www.auto-motor-und-sport.de/fahrbericht/fiat-panda-4x4-der-kleine-wald-erdbaer/>. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [16] Bei Suzuki getestet: Verschiedene Vierradsysteme für jeden Typ. Verfügbar unter http://www.auto-news.de/auto/news/anzeige_Mit-Suzuki-im-Schnee-Allrad-ist-nicht-gleich-Allrad_id_31327. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [17] H. Naunheimer, B. Bertsche, and G. Lechner. *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer Berlin Heidelberg New York, 2., bearbeitete und erweiterte Auflage 2007.
- [18] Der neue Mercedes-AMG G 63: Neuer Auftritt der High-Performance G-Klasse. Verfügbar unter <http://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/ko/Der-neue-Mercedes-AMG-G-63-Neuer-Auftritt-der-High-Performance-G-Klasse.xhtml?oid=33325747>. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [19] Thema: Verteilergetriebe. Verfügbar unter http://g-club.mercedes-benz-clubs.com/documents/Verteilergetriebe_652.pdf. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [20] Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Fischer Peter. *Vorlesungskriptum & Vorlesungsfolien Kraftfahrzeugtechnik I*. Wintersemester 2015/16.
- [21] Siebener-Golf nun auch als 4Motion: Ein bei Bedarf permanenter Allradler. Verfügbar unter <https://motor.at/news/siebener-golf-nun-auch-als-4motion-ein-bei-bedarf-permanenter-allradler/3.267.756>. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].
- [22] Audi quattro mit ultra-Technologie. Verfügbar unter <https://www.audi-technology-portal.de/de/antrieb/quattro/audi-quattro-mit-ultra-technologie>. [Datum des Zugriffs: 17.03.2018].

- [23] Freilaufnaben. Verfügbar unter https://www.automobiles.de/epages/61737168.sf/de_AT/?ObjectPath=/Shops/61737168/Categories/438. [Datum des Zugriffs: 19.03.2018].
- [24] Rekluse Motorsports Inc. Apparatus and system for automatic centrifugal engagement of a pressure plate. Verfügbar unter <https://patents.google.com/patent/US8464853B2/en?assignee=rekluse>. [Datum des Zugriffs: 08.01.2018].
- [25] Christian Mayr GmbH + Co.KG. Overload clutch. Verfügbar unter <https://patents.google.com/patent/US5820465A/de?q=überlastkupplung&assignee=christian+mayr>. [Datum des Zugriffs: 08.01.2018].
- [26] Christian Mayr GmbH + Co.KG. Ueberlastkupplung. Verfügbar unter <https://patents.google.com/patent/EP1462670B1/de?q=überlastkupplung&assignee=christian+mayr>. [Datum des Zugriffs: 08.01.2018].
- [27] Christian Mayr GmbH + Co.KG. Freischaltende Überlastkupplung mit Einrastung durch magnetisch beaufschlagte Steuerelemente. Verfügbar unter <https://patents.google.com/patent/DE102014008800B3/de?q=überlastkupplung&assignee=christian+mayr&page=1>. [Datum des Zugriffs: 08.01.2018].
- [28] R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens, and B. Pollak. *Das Getriebebuch*. Der Fahrzeugantrieb. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [29] B. Breuer and K.H. Bill. *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [30] Dipl.-Ing. Dr.techn. Mundl Reinhard. *Vorlesungskriptum Reifentechnik*. Sommersemester 2014.
- [31] Anton Karle. *Elektromobilität: Grundlagen und Praxis ; mit 21 Tabellen*. Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl, München, 2015.
- [32] Tobias Wolf, Philipp Bergmann, Andreas Rimpel, and Michael Wöber. *Sicherheits- und Überlastkupplungen; Spielfreie Drehmomentübertragung im allgemeinen Maschinenbau*. Süddeutscher Verlag onpact GmbH, München, 2., aktualisierte und erweiterte Auflage 2014.
- [33] Mubea Tellerfedern GmbH. *Disc_spring_calculation_program_02.xls*. Verfügbar unter <https://www.mubea.com/de/produkte-technologien/industrie/produkte/tellerfedern/download/>. [Datum des Zugriffs: 14.01.2018].
- [34] A. Albers, B. Sauer, L. Deters, J. Feldhusen, E. Leidich, and H. Linke. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Springer Berlin Heidelberg, 9. Auflage 2016.
- [35] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Tragfähigkeit und Lebensdauer; Statische Tragfähigkeit. Verfügbar unter http://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102027403. [Datum des Zugriffs: 18.01.2018].

- [36] K. Gieck and R. Gieck. *Technische Formelsammlung*. Gieck Verlag GmbH, Germering, 31. deutsche Auflage 2005.
- [37] NKE AUSTRIA GmbH. *NKE BEARINGS; STEYR-AUSTRIA; The Refreshing Alternative*. NKE AUSTRIA GmbH, Steyr, 4. überarbeitete Auflage, November 2005.
- [38] W. Steinhilper, B. Sauer, A. Albers, L. Deters, J. Feldhusen, E. Leidich, H. Linke, G. Poll, and J. Wallaschek. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Konstruktionselemente des Maschinenbaus / Waldemar Steinhilper; Bernd Sauer. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [39] Seeger-Orbis GmbH & Co. OHG. Katalog SEEGER®-RINGE. Verfügbar unter <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEEGER-KATALOGUE-light.pdf>. [Datum des Zugriffs: 21.01.2018].
- [40] Mubea Tellerfedern GmbH. Mubea_Tellerfedernhandbuch_01.pdf. Verfügbar unter <https://www.mubea.com/de/produkte-technologien/industrie/produkte/tellerfedern/download/>. [Datum des Zugriffs: 22.01.2018].
- [41] KGM Kugelfabrik Gebauer GmbH. Präzisionskugeln, Sonderkugeln, Kugellager. Verfügbar unter http://www.kellenberg.ch/fileadmin/user_upload/PDF/Kataloge/Kugeln/KGM_Katalog.pdf. [Datum des Zugriffs: 21.01.2018].
- [42] Hauptverwaltung der SKF Gruppe. SKF Gleitlager, Anlaufscheiben und Bandstreifen. Verfügbar unter <http://www.skf.com/binary/78-120169/SKF-bushings-thrust-washers-and-strips-1-DE.pdf>. [Datum des Zugriffs: 20.01.2018].

Abbildungsverzeichnis

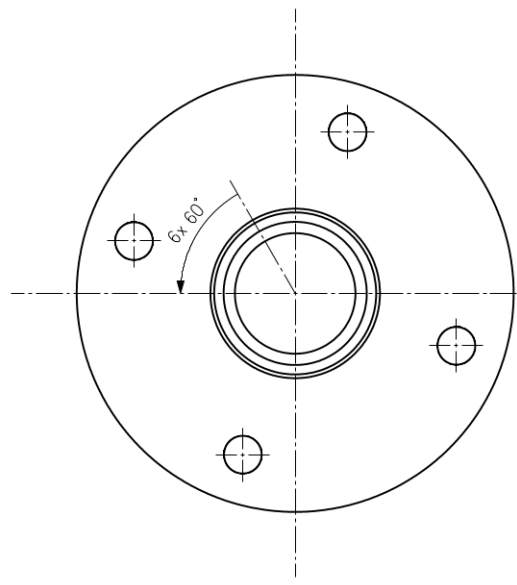
2.1. Einteilung der Wellenkupplungen nach VDI 2240, [5]	4
2.2. Mechanisch betätigte Kupplung, [9]	6
2.3. Elektromagnetisch betätigte Schleifring-Einflächen-Kupplung, [5]	7
2.4. Elektromagnetische Polflächenkupplung (Fa. Mayr), [10]	7
2.5. Druckölbetätigte Sinus-Lamellenkupplung, [7]	8
2.6. Fliehkraftkupplung, [5]	10
2.7. Prinzip einer Induktionskupplung, [5]	11
2.8. Zweiflächen-Sicherheitskupplung, [5]	12
2.9. Roba-Rutschnabe, [11]	12
2.10. Überlastkupplung (Synchron-Ratsch-SIKUMAT SN) , [12]	12
2.11. Überlastkupplung (EAS-compact), [13]	12
3.1. Prinzipskizze formschlüssiges Konzept	17
3.2. Prinzipskizze der Kugelaufnahme (11)	18
3.3. Prinzipskizze des Fliehkraftelements (5)	18
3.4. Prinzipskizze reibschlüssiges Konzept	19
4.1. Prinzipschaubild P3-Hybrid-Architektur	20
4.2. Prinzipschaubild Komponentenanzordnung	21
4.3. Ersatzsystem 1	23
4.4. Ersatzsystem 2	24
4.5. Einflussfaktoren auf das Schutzelement	25
5.1. Drehmoment und Leistungskennlinie der E-Maschine	28
5.2. Schnittansicht drehmomentübertragender Teil	30
5.3. Schnittansicht Fliehkraftteil	31
5.4. Kugel im Moment des Abhebens	32
5.5. Freischnitt Ausnehmung	34
5.6. Wirkradius	34
5.7. Kugelweg	36
5.8. a) Schnitt einer Einzeltellerfeder, b) Tellerfederpaket bestehend aus 4 Einzeltellerfedern, c) Tellerfedersäule bestehend aus 4 Federpaketen mit jeweils einer Einzeltellerfeder [5]	37
5.9. Kraft-Weg-Diagramm einer Feder [5]	38
5.10. Gesamte Federkennlinie	39
5.11. Auszug aus Mubea-Tellerfeder-Berechnungsprogramm	40

5.12. Federcharakteristik	41
5.13. Ausgenutzter Bereich der Federcharakteristik	43
5.14. Rollvorgang der Kugel	44
5.15. Freischnitt zum Zeitpunkt t	45
5.16. Moment in Abhängigkeit des Winkels α_2	46
5.17. Neue Geometrie der Ausnehmung	47
5.18. Federcharakteristik für neue Geometrie	48
5.19. Moment in Abhängigkeit des Winkels $\alpha_{2_{neu}}$ für die neue Geometrie	50
5.20. Hertzsche Beiwerte [34]	51
5.21. Freischnitt „Fliehkraftteil“	53
5.22. Verlauf der Axialkraft bei $n_{K_{Flieh}} = 16$	55
5.23. Übertragbares Drehmoment	56
6.1. Konzept Schnittansicht	57
6.2. Welle (1)	58
6.3. Konzept Schnittansicht	59
6.4. Fliehkraftelement (5)	60
6.5. Kugelaufnahme (7)	60
6.6. Maßkette	63
6.7. Druckplatte 1 FE-Analyse	66
6.8. Druckplatte 2 FE-Analyse	66
7.1. Übertragbares Drehmoment bei Abweichung des Winkels $\alpha_{1_{neu}}$	68
7.2. Übertragbares Drehmoment unter Einfluss der Toleranzen aus der Toleranzanalyse	69
7.3. Übertragbares Drehmoment bei Abweichung des Winkels β	70
7.4. Übertragbares Drehmoment bei Veränderung des Reibbeiwertes μ	71
7.5. Übertragbares Drehmoment bei Abweichung von $\alpha_{1_{neu}}$	72
7.6. Übertragbares Drehmoment - Toleranzeinfluss	72
7.7. Übertragbares Drehmoment bei Abweichung von β	72
7.8. Übertragbares Drehmoment bei Veränderung von μ	72
7.9. Übertragbares Drehmoment bei Senkung von S_F	73
7.10. Simulationsmodell	74
7.11. Shape Editor zur Modellierung der Verbindung	75
7.12. Kugelpositionen	76
7.13. Übertragbares Drehmoment	76

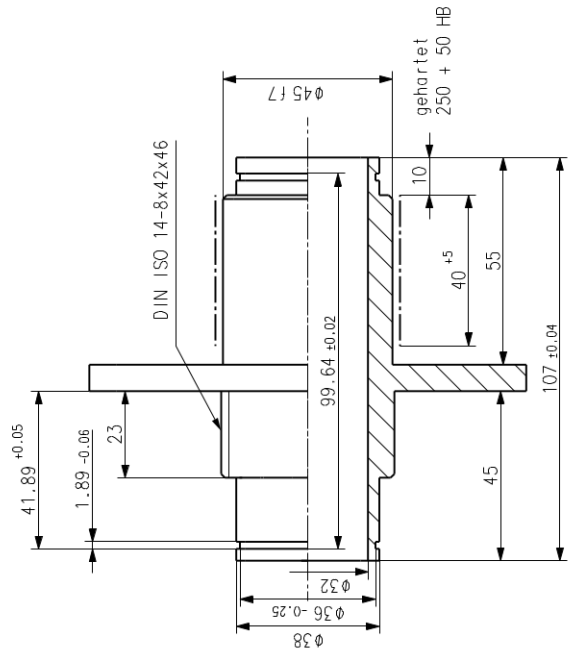
Tabellenverzeichnis

4.1. Angenommene Daten für ABS-Bremsberechnung	26
5.1. Daten der E-Maschine	29
5.2. Berechnungsdaten	34
5.3. Lastpunkte für das Gleichungssystem	41
5.4. Neue Geometriedaten	47
5.5. Daten zur Berechnung von Gleichung 5.34	54
6.1. 2D-Ableitungen für Toleranzanalyse	62
6.2. Toleranzen	63

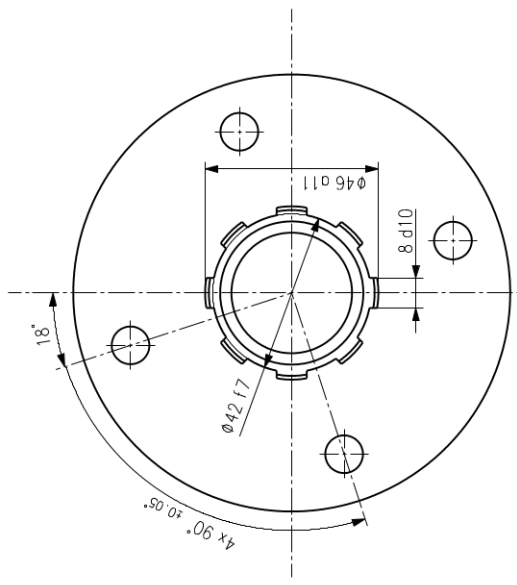
A. Anhang



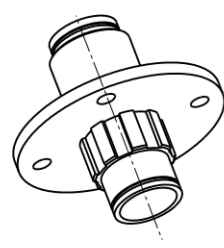
Right view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:2

Ø45.17	Ø44.975	Ø44.950
8d10	7.960	7.902
Ø42.17	Ø41.975	Ø41.950
Ø46a11	Ø45.680	Ø45.520
Toleriertes Maß	Höchstmaß	Mindestmaß

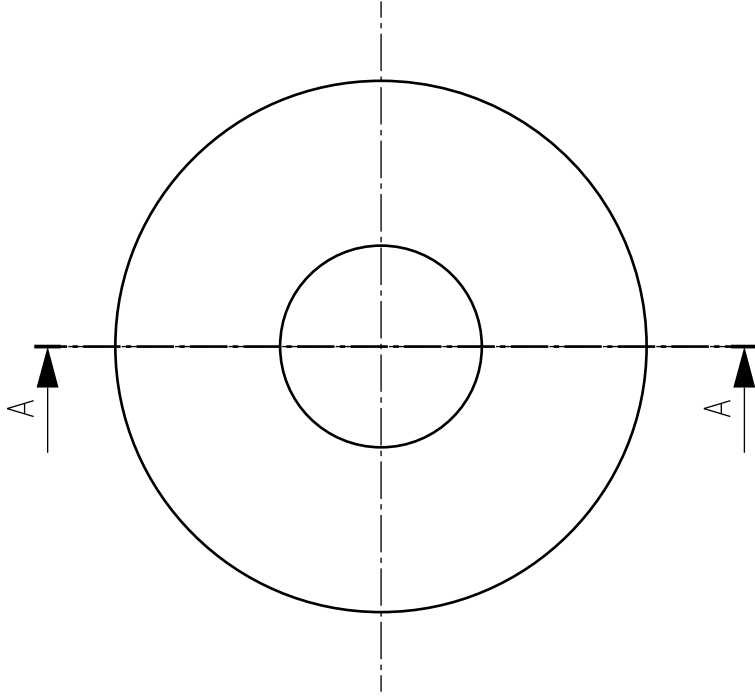
DIN EN 10083-2 42CrMo4
MATERIAL SPECIFICATION TABLE

CONTINING TABLE		GENERAL TOLERANCES	
SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED	
STATUS	IN_WCRK	DESIGN CHECKED	
CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED	
ESTIMATED MASS	1.008 kg	TITLE	Fixation_Spline_2
PRODUCTION REFERENCE	1000052	SCALE	1:1
REFERENCE PART		DRAWING NUMBER	000000472681
ENGINEERING RESPONSIBILITY		VERSION	A
DEPARTMENT		SHEET SIZE	1/1 A2

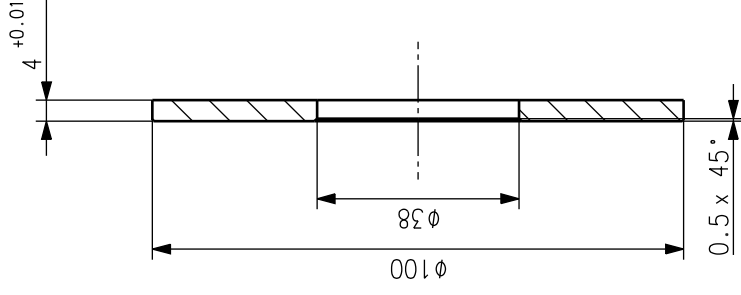
CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO WPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e	
CHARACTERISTIC	COORDINATES
-	FEATURE
-	-
-	-
-	-
-	-

ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS



Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1

EN 10025-2 S235 JR
MATERIAL SPECIFICATION TABLE

ISO 2768 -mK
GENERAL TOLERANCES

COATING TABLE	Any alterations are subject to the approval of the design department	SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED	
DEPICTION AND SPECIFICATION ACCORDING TO	S10000	STATUS	IN_WORK	DESIGN CHECKED	
ENGINEERING RESPONSIBILITY		CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED	

ESTIMATED MASS	0.212 kg	TITLE	Pressure_Plate1	SCALE	1:1
PRODUCTION REFERENCE	first angle ISO5456-2	DRAWING NUMBER	000000441122	VERSION	A
REFERENCE PART		SHEET SIZE	1/1A3		



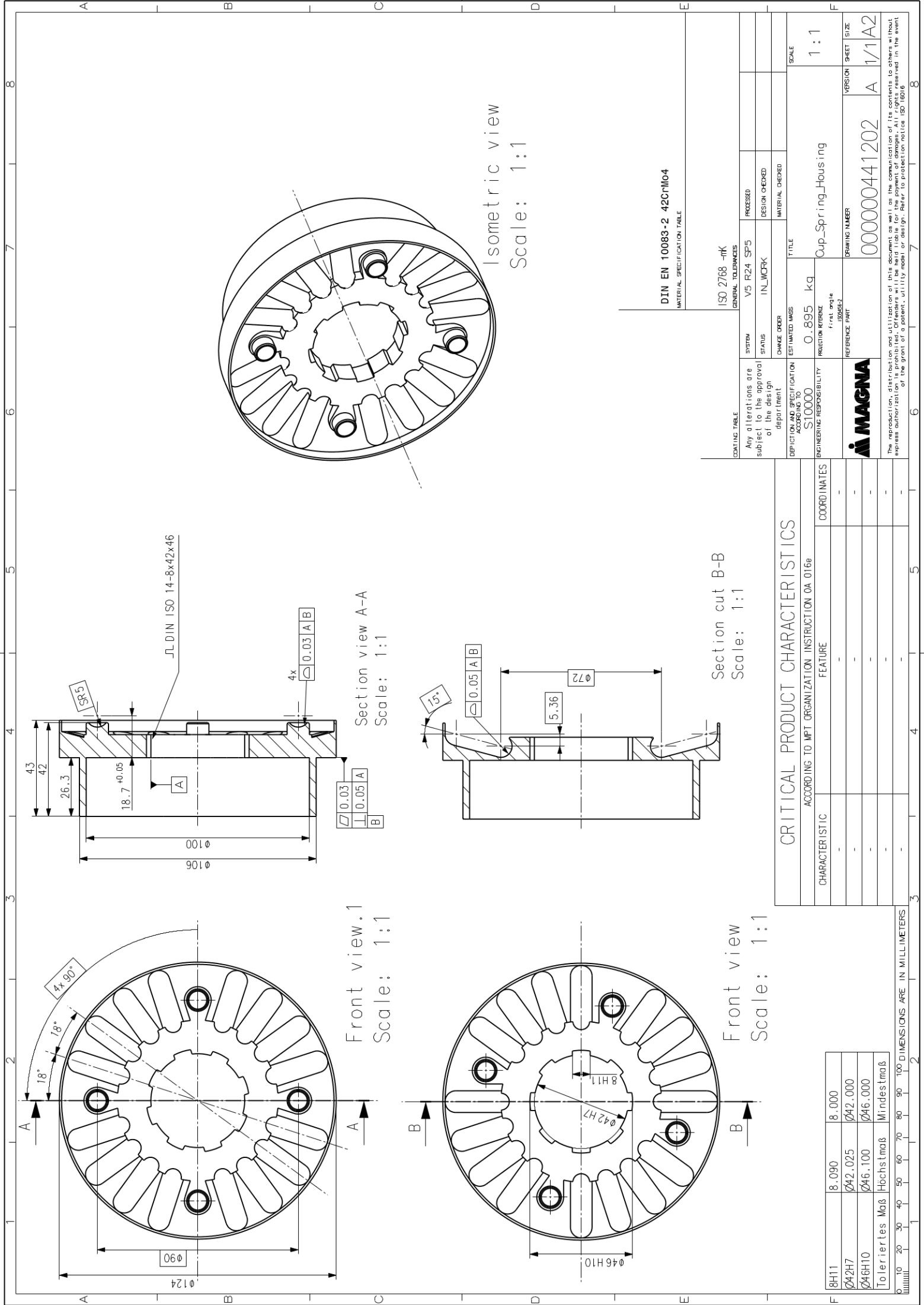
The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. Refer to protection notice ISO 16016

CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e

CHARACTERISTIC	FEATURE	COORDINATES
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS



Isometric view
Scale: 1:1

Section view A-A
Scale: 1:1

Section cut B-B
Scale: 1:1

Front view.1
Scale: 1:1

Front view
Scale: 1:1

DIN EN 10083-2 42CrMo4
MATERIAL SPECIFICATION TABLE

ISO 2768 -mK
GENERAL TOLERANCES

CONTINING TABLE	SYSTEM	PROCESSED
Any alterations are subject to the approval of the design department	V5 R24 SP5	DESIGN CHECKED
DEFINITION AND SPECIFICATION ACCORDING TO	IN_WCRK	MATERIAL CHECKED
ENGINEERING RESPONSIBILITY	CHANGE ORDER	
S10000	ESTIMATED MASS	TITLE
	0.895 kg	Cup_Spring_Housing
	PRODUCTION REFERENCE	SCALE
	1st angle	1:1
	REFERENCE PART	DRAWING NUMBER
		000000441202
		VERSION SHEET SIZE
		A 1/1 A2

CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

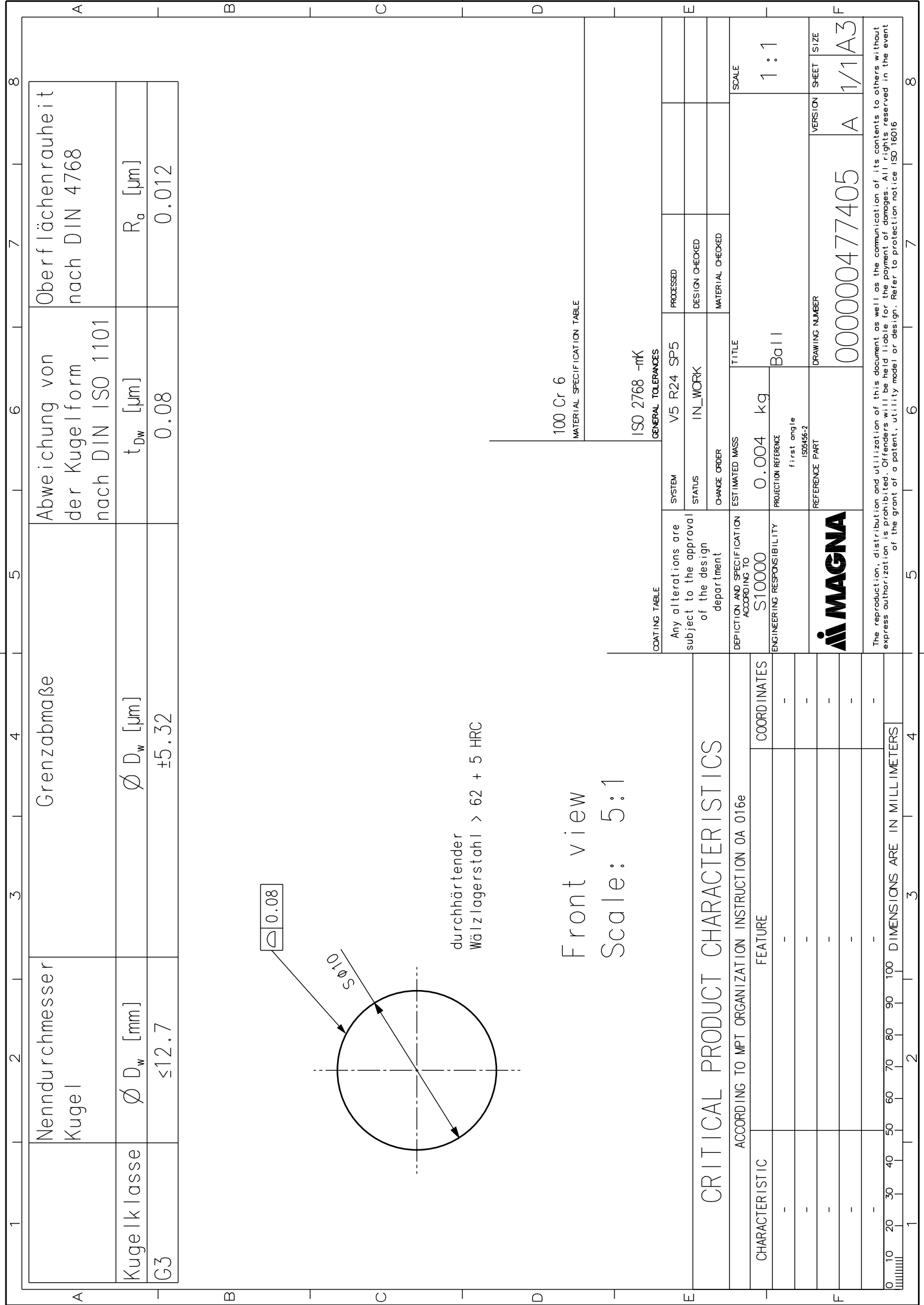
ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e

CHARACTERISTIC	FEATURE	COORDINATES
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

8H11	8.090	8.000
Ø42H7	Ø42.025	Ø42.000
Ø46H10	Ø46.100	Ø46.000
Toleriertes Maß	Hochsmaß	Mindestmaß

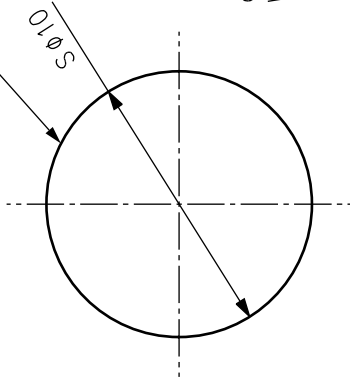
ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization of the copyright holder is prohibited. Refer to protection notice ISO 10016.



1	2	3	4	5	6	7	8
Nenn Durchmesser Kugel		Grenzabmaße		Abweichung von der Kugelform nach DIN ISO 1101		Oberflächenrauheit nach DIN 4768	
Kugelklasse	$\varnothing D_w$ [mm]	$\varnothing D_w$ [μm]	t_{Dw} [μm]	R_a [μm]			
G3	≤ 12.7	± 5.32	0.08	0.012			

$R_a \leq 0.08$



durchhärtender
Wälzlagerstahl > 62 + 5 HRC

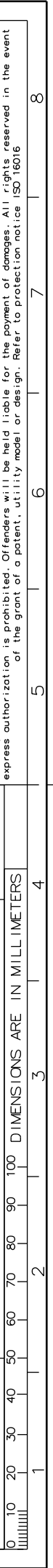
Front view
Scale: 5:1

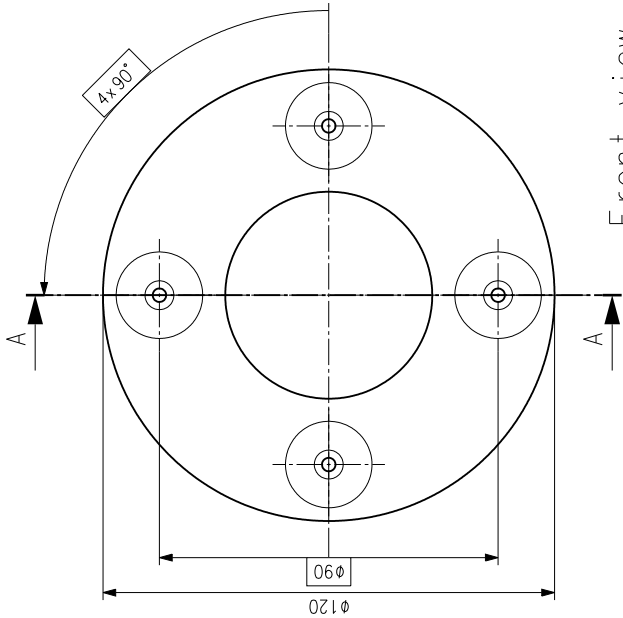
CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e		COORDINATES	
CHARACTERISTIC	FEATURE		
-	-	-	-
-	-	-	-
-	-	-	-
-	-	-	-
-	-	-	-

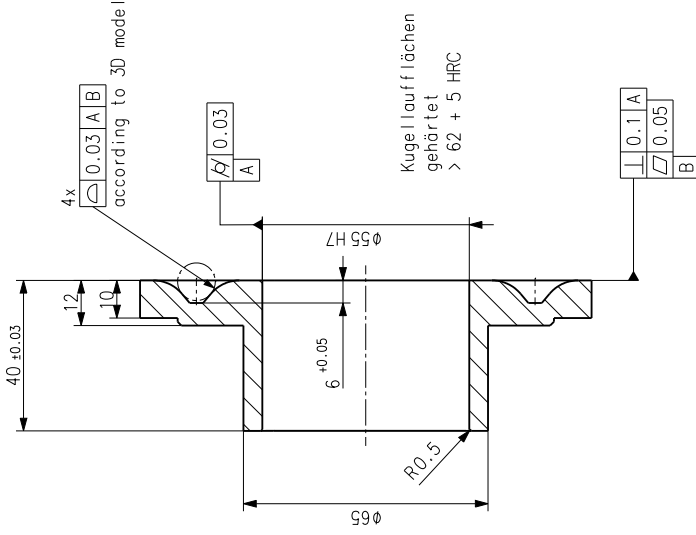
COATING TABLE		GENERAL TOLERANCES		TITLE		SCALE	
Any alterations are subject to the approval of the design department		SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED		1 : 1	
DEPICTION AND SPECIFICATION ACCORDING TO		STATUS	IN_WORK	DESIGN CHECKED			
ENGINEERING RESPONSIBILITY		CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED			
S10000	ESTIMATED MASS						
0.004 kg	PRODUCTION REFERENCE						
first angle	REFERENCE PART						
ISO5456-2	DRAWING NUMBER						
Ball	000000477405						
MAGNA						VERSION SHEET SIZE	
						A 1/1 A3	

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. Refer to protection notice ISO 16016

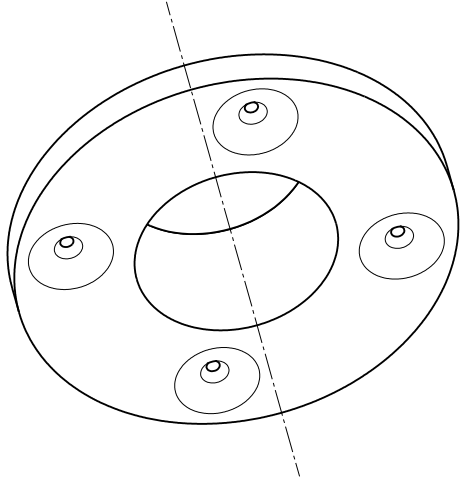




Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

EN 10083-1 28Mn6
MATERIAL SPECIFICATION TABLE

ISO 2768 -mK

GENERAL TOLERANCES

SYSTEM V5 R24 SP5

PROCESSED

DESIGN CHECKED

IN_WORK

MATERIAL CHECKED

CHANGE ORDER

ESTIMATED MASS

TITLE

SCALE

PROJECTION REFERENCE

REFERENCE PART

DRAWING NUMBER

VERSION

SHEET

SIZE

CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e

CHARACTERISTIC	FEATURE	COORDINATES
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

$\phi 55H7$	$\phi 55.030$	$\phi 55.000$
Toleriertes Ma	Hchs tma	Mindes tma

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization of the copyright holder is prohibited. In the event of the grant of a patent, utility model or design, refer to protection notice ISO 18016

000000441351

A

1/1 A2

Decouple_Element

kg

0.978

S10000

ENGINEERING RESPONSIBILITY

PROJECTION REFERENCE

ESTIMATED MASS

CHANGE ORDER

IN_WORK

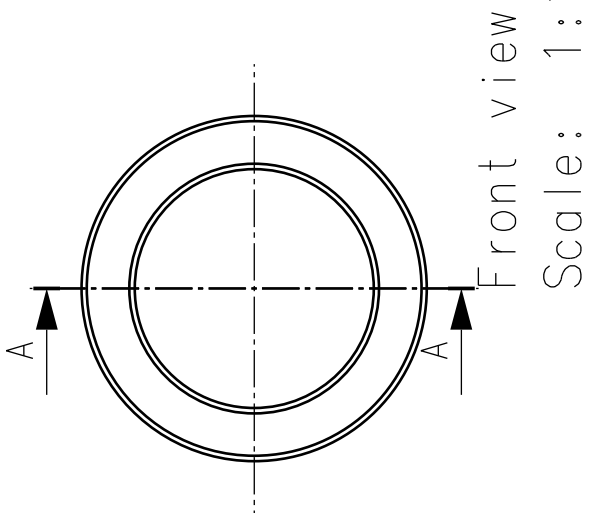
V5 R24 SP5

GENERAL TOLERANCES

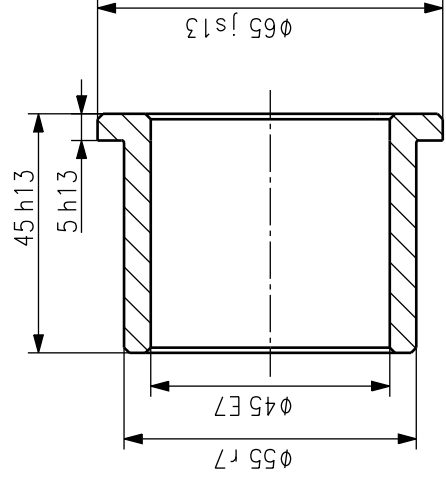
ISO 2768 -mK

EN 10083-1 28Mn6

MATERIAL SPECIFICATION TABLE



Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1

5h13	5.000	4.820
45h13	45.000	44.610
Ø65 js13	Ø65.230	Ø64.770
Ø45 E7	Ø45.075	Ø45.050
Ø55 r7	Ø55.071	Ø55.041
Toleriertes Maß	Höchstmaß	Mindestmaß

CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

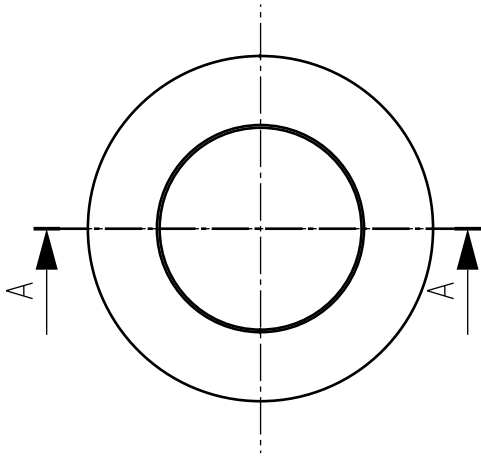
ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e	
CHARACTERISTIC	FEATURE
-	-
-	-
-	-
-	-
-	-

COATING TABLE		Any alterations are subject to the approval of the design department	
SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED	
STATUS	IN_WORK	DESIGN CHECKED	
CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED	
ESTIMATED MASS		TITLE	
0.342 kg		Plain_Bearing_Bush	
PRODUCTION REFERENCE first angle ISO5456-2		SCALE	
REFERENCE PART		1:1	

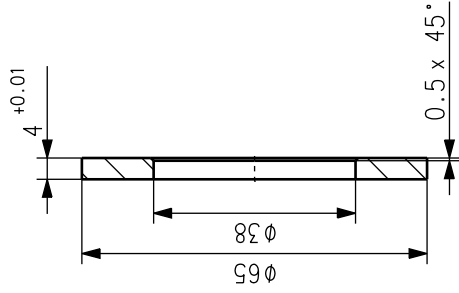
SINT A51	
MATERIAL SPECIFICATION TABLE	
ISO 2768 -mK	
GENERAL TOLERANCES	

DEPICTION AND SPECIFICATION ACCORDING TO		DRAWING NUMBER	
S10000		000000477441	
ENGINEERING RESPONSIBILITY		VERSION	
MAGNA		A	
SHEET SIZE		1/1 A3	

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. Refer to protection notice ISO 16016



Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1

EN 10025-2 S235 JR
MATERIAL SPECIFICATION TABLE

ISO 2768 -mK
GENERAL TOLERANCES

COATING TABLE		Any alterations are subject to the approval of the design department		SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED	
DEPICTION AND SPECIFICATION ACCORDING TO		S10000		STATUS	IN_WORK	DESIGN CHECKED	
ENGINEERING RESPONSIBILITY		S10000		CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED	
ESTIMATED MASS		0.069 kg		TITLE			
PRODUCTION REFERENCE first angle ISO5456-2		0.069 kg		Pressure_Plate2			
REFERENCE PART		S10000		DRAWING NUMBER			
S10000		S10000		000000477412			
ENGINEERING RESPONSIBILITY		S10000		VERSION			
S10000		S10000		A			
S10000		S10000		SHEET SIZE			
S10000		S10000		A1/1A3			

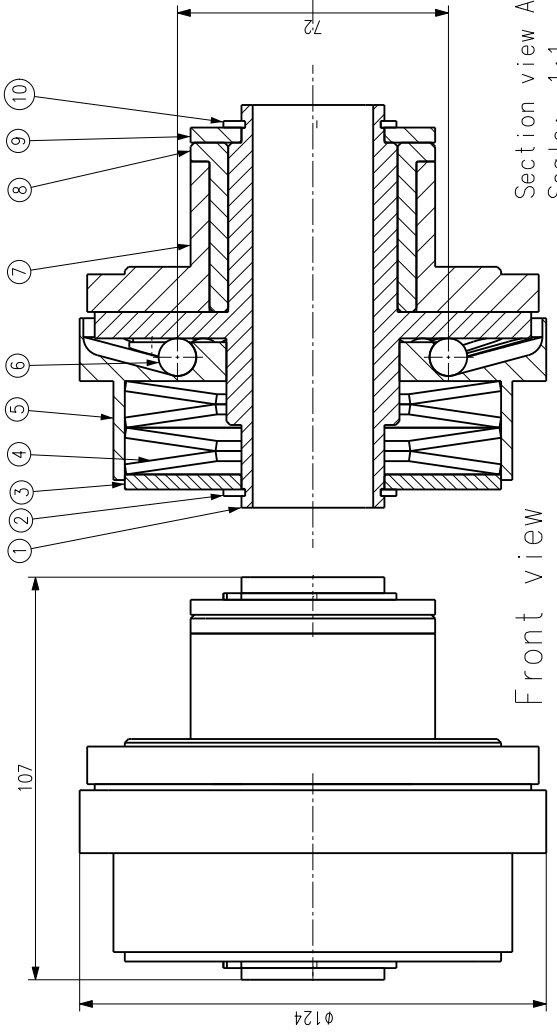
CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e

CHARACTERISTIC	FEATURE	COORDINATES
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

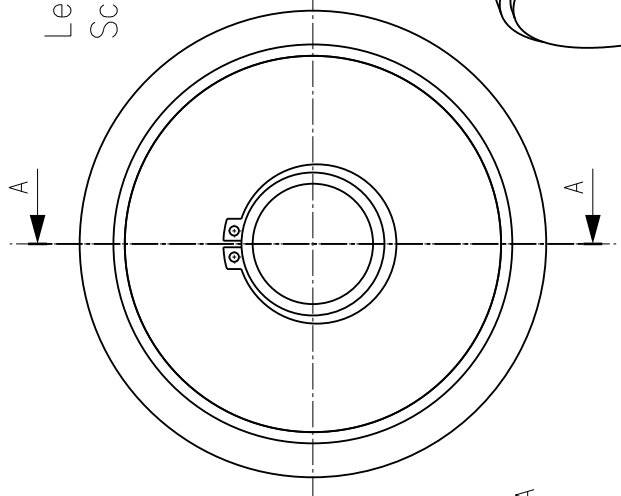
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. Refer to protection notice ISO 16016

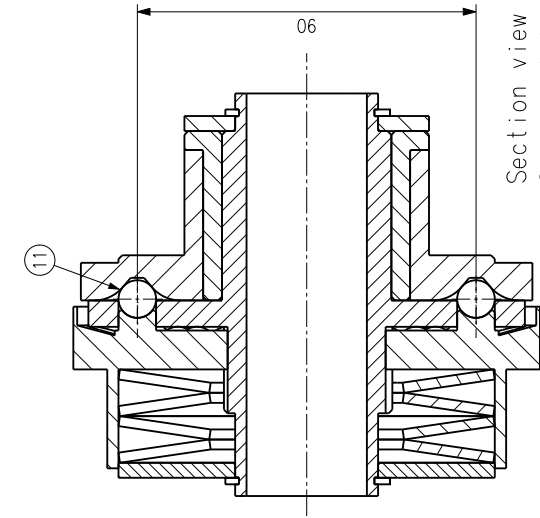


Front view
Scale: 1:1

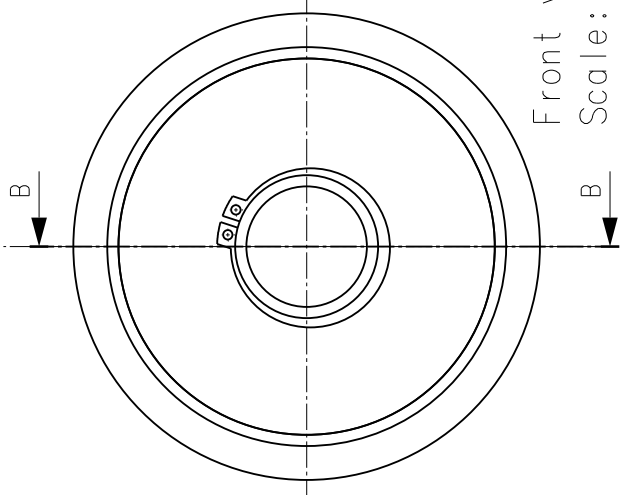
Section view A-A
Scale: 1:1



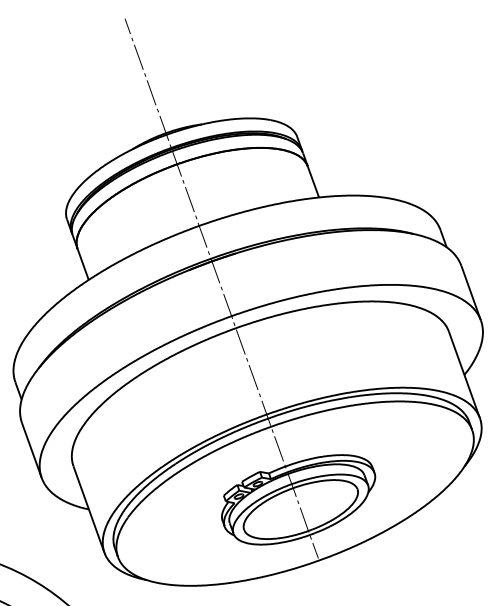
Left view
Scale: 1:1



Section view B-B
Scale: 1:1



Front view.1
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

MATERIAL SPECIFICATION TABLE

COATING TABLE		ISO 2768 -mK		GENERAL TOLERANCES	
Any alterations are subject to the approval of the design department.		SYSTEM	V5 R24 SP5	PROCESSED	
DEPARTMENT AND SPECIFICATION ACCORDING TO		IN_WORK		DESIGN CHECKED	
S10000		CHANGE ORDER		MATERIAL CHECKED	
ENGINEERING RESPONSIBILITY		ESTIMATED MASS	3,839 kg	TITLE	Decoupling_Unit_Assembly
PROJECT REFERENCE		PROJECTION REFERENCE	1:1	SCALE	1:1
REFERENCE PART		REFERENCE PART		DRAWING NUMBER	000000444789
DRAWING NUMBER		VERSION	A	SHEET	1/1
DRAWING NUMBER		VERSION	A	SHEET	1/1

CRITICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

ACCORDING TO MPT ORGANIZATION INSTRUCTION OA 016e

CHARACTERISTIC	FEATURE	COORDINATES
-	-	-
-	-	-
-	-	-
-	-	-

11	4	Drehmomentkugeln	DIN 5401 / Teil 1; ISO 3290	000000477405
10	1	Sicherungsring	DIN 471 - 38 x 1.75	
9	1	Druckplatte 2	S235JR	000000477412
8	1	Gleitlagerbuchse	PSMF 455545 A51	000000477441
7	1	Kugelaufnahme	28Mn6	000000441351
6	16	Fliehkraftkugeln	DIN 5401 / Teil 1; ISO 3290	000000477405
5	1	Fliehkraftelement	42CrMo4	000000441202
4	4	Tellerfeder	DIN 2093 - C 100	
3	1	Druckplatte 1	S235JR	000000441122
2	1	Sicherungsring	DIN 471 - 38 x 1.75	
1	1	Welle	42CrMo4	000000472681
Pos	Anzahl	Benennung	Norm / Werkstoff	Zeichnungsnr. / Bemerkung
				Maßstab 1:1 (5:1, 1:2)
				Werkstoff
			Datum	Name
		Bearb.	30.10.2017	Heilbrunner
		Gepr.		
		Norm		
				Benennung
				Zusammenbauzeichnung
				Decoupling_Unit_Assembly
				Zeichn. -Nr.
				000000444789
				Blatt 1
				Bl.
Zust.	Änd.	Datum	Name	