



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

DIPLOMARBEIT

Gestaltung, Dimensionierung und Betrieb von Freiläufen mit besonderer Berücksichtigung der Anwendung in Hubschraubern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Master of Science unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing Dr.-Ing Michael Weigand

E307

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Michael Schöbinger

Matrikelnr.: 1025880

Georg Sigl Straße 40, 3151 Sankt Georgen

Sankt Georgen, am 13.03.2017

eigenhändige Unterschrift



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Durchführung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

**Gestaltung, Dimensionierung und Betrieb von Freiläufen
mit besonderer Berücksichtigung der Anwendung in
Hubschraubern**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre Weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Sankt Georgen, am 13.03.2017

eigenhändige Unterschrift

I. Abkürzungsverzeichnis

FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
ATZ	Automobiltechnische Zeitschrift
EASA	European Aviation Safety Agency
CS	Certification Specification (Zulassungsvorschriften)
TSB	Transportation Safety Board of Canada
NTSB	National Transportation Safety (USA)
ATSB	Australian Transport Safety Bureau
BEA	Bureau of Enquiry and Analysis for Civil Aviation Safety (F)
BFU	Bundestelle für Flugunfalluntersuchung (D)
AAIB	Air Accidents Investigation Branch
TBO	Time-between-Overhaul (Zeitraum zwischen den Inspektionen)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
BMVIT	Bundesanstalt für Verkehr, Innovation und Technik (Ö)
VERSA	Verkehrssicherheitsarbeit für Österreich

II. Zusammenfassung

Der Freilauf ist ein universelle Baugruppe, welcher beispielsweise in der Industrie als Sicherheitselement (Backstop), in der Automobilbranche als Kupplungselement oder in der Luftfahrt als Schaltelement zwischen Triebwerk und Hauptgetriebe einen hohen Stellenwert besitzt. Der wesentliche Vorteil der richtungsabhängigen Kupplung ist der automatische Kupplungsvorgang. Der Vorgang ist abhängig vom momentan vorhandenen Drehzahlverhältnis von Antrieb zu Abtrieb und gliedert sich in die Vorgänge des Überholens und des Sperrens.

Ziel dieser Arbeit ist es die Grundlagen der richtungsabhängigen Kupplungen, oder auch als Freilauf bezeichnet, aufzuarbeiten und einen Überblick über die derzeit am Markt etablierten Freilaufmechanismen zu geben. Im Anschluss soll dadurch, auf Basis von Flugunfallberichten einen Ausblick über mögliche weitere Forschungs- und Entwicklungsziele gegeben werden.

Einleitend zum ersten Teil wird die Baugruppe Freilauf, als solche, in den verschiedenen normativen Regelwerken definiert und eingegliedert. Im Anschluss wird die Funktionsweise sowie die Betriebsbedingungen näher erläutert. Die größten Punkte in diesem Abschnitt betreffen die Auslegung und konstruktiven Gestaltung von Klemmrollen- und Klemmkörperfreiläufen. Hierbei wird im Detail auf die mechanischen Grundlagen und den Berechnungsalgorithmen, welche sich im Laufe der Zeit entwickelt haben, näher eingegangen. Des Weiteren werden auch mögliche Adaptionen, in Form von Anfederungen und Käfigen, näher erläutert.

Der zweite Schwerpunkt dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Evaluierung von Flugunfallberichten von Hubschraubern. Um diese Einordnung und bewerten zu können, wurden auf Basis der Berichte, ein Kriterienkatalog erstellt, welcher sich in fünf Kategorien gliedert. Aufsteigend mit der niedrigsten, in welcher der Freilauf nicht beschädigt wurde, ist die Baugruppe in der höchsten Stufe der ausschlaggebende Grund für den Absturz des Hubschraubers gewesen. Der Abschluss dieses Kapitels bildet einen Pool an möglichen Ansätzen um die Baugruppe sicherer und dadurch auch besser verstehen zu können.

III. Abstract

The freewheel is a universal subassembly, which is of great importance, for example, in the industry as a safety element (backstop), in the automobile sector as a coupling element or in aviation as a switching element between engine and main transmission. The main advantage of the directional clutch is the automatic clutch operation. The process is dependent on the currently available speed ratio from drive to output and is divided into the processes of overtaking and locking.

The aim of this thesis is to elaborate the fundamentals of direction-dependent couplings, or also as free-wheeling, and provide an overview of the free-fall mechanisms currently established on the market. In the end, an outlook on possible further research and development targets is to be given on the basis of flight accident reports.

To begin with the first part, the assembly is freely defined, as such, in the various normative rules. The operation and operating conditions are explained in more detail below. The main points in this section concern are the design and construction of sprag clutches. In doing so, the mechanical principles and the calculation algorithms which have developed over the course of time are discussed in detail. Furthermore, possible adaptations, in the form of springs and cages, are also explained in more detail.

The second focus of this work is the evaluation of helicopter flight accident reports. In order to be able to classify these assessments, a catalog of criteria was drawn up on the basis of the reports, which is divided into five categories. Ascending with the lowest, in which the free-fall was not damaged, the assembly in the highest level has been the main reason for the crash of the helicopter. The conclusion of this chapter is a pool of possible approaches to make the assembly safer and therefore better understood.

IV. Inhaltsverzeichnis

I.	Abkürzungsverzeichnis.....	III
II.	Zusammenfassung.....	IV
III.	Abstract.....	V
IV.	Inhaltsverzeichnis	VI
1.	Kupplungen	1
1.1.	Einteilung der Kupplungen [1], [2], [3].....	1
2.	Freilauf	6
2.1.	Der erste Freilauf.....	6
2.2.	Grundprinzip – Charakteristische Eigenschaften [7], [8].....	7
2.2.1.	Betriebszustände	7
2.2.2.	Übertragungsmöglichkeiten	8
2.2.3.	Einsatzfunktionen.....	9
2.2.3.1.	Rücklaufsperre	9
2.2.3.2.	Freilauf-, Überholkupplung	10
2.2.3.3.	Vorschubelement, Schaltkupplung	11
2.2.4.	Beschreibung der Komponenten.....	12
2.2.5.	Grundprinzip – Klemmwinkel	14
2.2.6.	Schaltzyklus	19
2.2.7.	Einschaltvorgang	24
2.2.8.	Schaltwinkelabweichung.....	26
2.2.9.	Verformung der Komponenten unter der Last.....	28
2.2.10.	Hertzsche Pressung [4, 13, 14, 22].....	29
2.2.11.	Verschleiß [26, 22].....	32
2.2.11.1.	Ausfallursachen (Heft 23/Nr. 21 – Verschleiß von Klemm-FL)	34
2.2.11.2.	Schaltverschleiß [18, 30, 31, 32].....	36

2.2.11.3. Leerlaufverschleiß [34]	39
2.2.12. Schmierfilm – Theoretische Grundlagen.....	40
2.2.12.1. Schmierfilmberechnung [39].....	41
2.2.13. Kinetik von Freiläufen – Mehrkörpersystem [19, 5].....	45
2.2.13.1. Außen- und Innenring	47
2.2.13.1. Klemmelement.....	49
2.2.14. Anfederung von Klemmelementen [35, 10, 45].....	50
2.2.14.1. Einzelanfederung.....	51
2.2.14.2. Gemeinsame Anfederung	52
2.2.15. Werkstoffe und Beschichtung	53
2.2.15.1. Werkstoffe	53
2.2.15.2. Beschichtungen [46]	54
2.3. Klemmrollenfreilauf [47].....	56
2.3.1. Vor- und Nachteile von Rollenfreiläufen.....	57
2.3.2. Anwendungsgrenzen	58
2.3.3. Rampenformen und geometrische Beziehungen [10].....	58
2.3.4. Kräftezustand und Drehmoment	65
2.3.5. Statik und Dynamik von Rollenfreiläufen	66
2.3.6. Lebensdauer [10, 50].....	67
2.3.7. Schmierung.....	71
2.3.8. Verformung der Komponenten aufgrund der Belastung.....	73
2.3.8.1. Verformung und Aufweitung nach Stölzle und Hart [10].....	73
2.3.8.2. Verformung und Aufweitung nach Untersuchungen der FVA [19]..	75
2.4. Klemmkörperfreilauf	79
2.4.1. Vor- und Nachteile von Klemmkörperfreiläufen [45].....	80
2.4.2. Geometrie [16]	81
2.4.2.1. Öffnungswinkel.....	82

2.4.2.2.	Positionswinkel.....	83
2.4.2.3.	Stellungswinkel.....	83
2.4.2.4.	Spalthöhe	84
2.4.2.5.	Geometrischer und Kräfte-Klemmwinkel [16, 56]	85
2.4.2.6.	Geschwindigkeits- und Beschleunigungszustand [16].....	86
2.4.3.	Kräftezustand und Drehmoment [16]	88
2.4.3.1.	Drehfederkennlinie [57, 44]	89
2.4.3.2.	Drehmoment.....	90
2.4.4.	Statik und Dynamik von Klemmkörperfreiläufen	91
2.4.4.1.	Statischer Kraftansatz	91
2.4.4.2.	Dynamischer Berechnungsansatz.....	93
2.4.4.3.	Spannungen [58]	93
2.4.5.	Verschleiß	95
2.4.5.1.	Übersicht der Verschleißmindernden Verfahren.....	95
2.4.5.2.	Abhebung durch Fliehkraft	97
2.4.5.3.	Abhebung durch Schleppkräfte [59, 38]	99
2.4.5.4.	Abhebung durch hydrodynamische Kräfte [38, 61].....	100
2.4.6.	Lebensdauer / Gebrauchsdauer	101
2.5.	Arten von Freiläufen	103
2.6.	Sammelwerke und spezielle Literaturstellen	105
3.	Flugunfallberichte	107
3.1.	Gesetzliche Bestimmungen und Rahmenbedingungen.....	107
3.2.	Der Freilauf in Hubschraubergetrieben.....	109
3.3.	Bewertung von Flugunfallberichten	111
3.4.	Kategorie 5	113
3.4.1.	G-XCEL; 2. Dez. 2003, AS 355F1	113
3.4.2.	N311KA; 11. Juli 2000, Karman K-1200	116

3.4.3.	OE-FXA; 03. Dez. 2002, AS 355F1	117
3.4.4.	N346AA; 08. Aug. 2002, S-61L.....	118
3.4.5.	B-HRN; 27. Dez. 2010, AS 352L2 Super Puma.....	120
3.4.6.	N81664;	122
3.5.	Kategorie 4	123
3.5.1.	N346AA; 08. Aug. 2002, S-61L.....	123
3.5.2.	N164KA; 04.11.1999, K-1200	125
3.5.3.	C-FILW; 20.02.2004, R22	125
3.5.4.	C-FHFS; 15.01.2001, S-61N.....	126
3.5.5.	C-GXYM; 08.11.2001, SA 315B Lama.....	127
3.6.	Zusammenfassung	128
4.	Zukünftige Untersuchungen zu dieser Thematik	131
4.1.	Standardisierung	131
4.2.	Beschichtungen	132
4.3.	Werkstoffe	133
4.4.	Umgebungszustände.....	133
4.5.	Schmierung der Rollen.....	134
4.6.	Käfig	135
4.7.	Verunreinigung von Bronze im Öl – Verhalten der Komponenten	135
4.8.	Untersuchungen am Außenring.....	136
4.9.	Betrieb (Logging Operations)	137
5.	Literaturverzeichnis	Fehler! Textmarke nicht definiert.
6.	Abbildungsverzeichnis.....	146
7.	Tabellenverzeichnis.....	149

1. Kupplungen

1.1. Einteilung der Kupplungen [1], [2], [3]

Wellenkupplungen (kurz Kupplungen) dienen im Allgemeinen zur Verbindung zweier Wellenenden mit dem Zweck ein Drehmoment bzw. eine Leistung in Form von Rotationsenergie zu übertragen. In Bezug auf den Übertragungsmechanismus wird zwischen form- und reibschlüssigen Verbindungen unterschieden. Diese Hauptfunktion von Kupplungen kann durch konstruktive Baumaßnahmen erweitert werden, sodass auch Radial-, Axial- und Winkelverlagerungen sowie Drehmomentstöße, zusätzlichen Einsatzbereich bieten.

Aufgrund unterschiedlicher Anforderungen haben sich verschieden Systeme und Ausführungen etabliert. Im Allgemeinen muss im Bereich der Wellenkupplungen zwischen den Hauptgruppen der „nicht schaltbaren“ und „schaltbaren“ Kupplungen unterschieden:



Abbildung 1 – Hauptgruppen von Wellenkupplungen

Kupplungen der ersten Hauptgruppe (nicht schaltbare Kupplungen) haben die Eigenschaft im Betrieb nicht schalten zu können. Die Form der Übertragung beschränkt sich jedoch nicht nur auf starre Verbindungen, wie beispielsweise bei Scheibenkupplungen und Klauenkupplungen. Das Charakteristikum der nicht schaltbaren Kupplungen ist, dass die Trennung nur im Stillstand erfolgen kann. Der ersten Gruppe gehören auch nachgiebige Kupplungen (Strömungs- oder Induktionskupplung) an, somit ist es möglich Wellenverlagerungen und/oder Nachgiebigkeit zu kompensieren. In der zweiten Hauptgruppe, der schaltbaren Kupplungen, ist eine Aufhebung der Übertragung von Drehmoment und Leistung

während des Betriebes vorgesehen. Die Art der Betätigung kann je nach Einsatzort unterschiedliche Form annehmen. Kupplungen der zweiten Hauptgruppe sind nicht für Ausgleichsfunktionen vorgesehen, sodass Wellenexzentrizität als auch Winkelverlagerungen vermieden werden müssen. In der Abbildung 2 wird die systematische Einteilung aufgezeigt (vgl. VDI 2240).

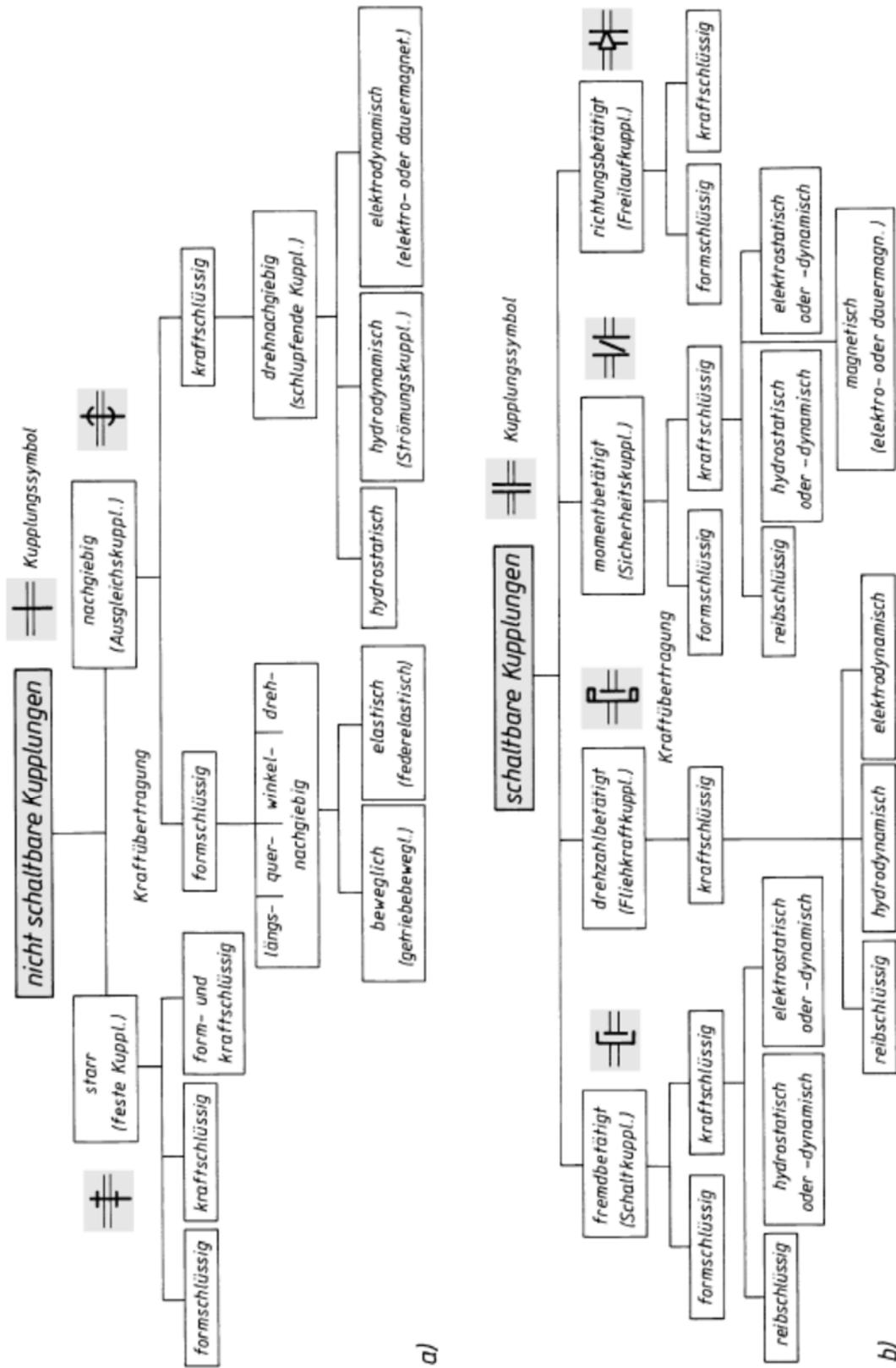


Abbildung 2 - Systematische Einteilung der Kupplungen (vgl. VDI 2240) [2]

Auf Grundlage der vorliegenden obigen Gliederung (nach VDI 2240) kann eine genaue Einteilung der Freilaufkupplungen erfolgen. Charakteristisch für die Baugruppe ist die selbsttätige drehrichtungsabhängige Schaltfunktion. Diese ist im äußerst rechten Abschnitt der zweiten Hauptgruppe zu finden ist. Eine weitere Unterteilung der Freilaufkupplungen kann aufgrund der eingehenden Verbindung erfolgen. Zum einen besteht die Möglichkeit einer formschlüssigen Übertragung (Sperrklinke). Auf der anderen Seite kann der Kupplung eine reibschlüssige Verbindung zu Grunde liegen. Die sekundäre Kategorisierung ist abhängig von dem beabsichtigten Einsatzzweck oder dem Anforderungsprofil. Freiläufe kennzeichnet besonders eine hohe Leistungsdichte sowie Schaltpräzision, sodass diese im industriellen Bereich den formschlüssigen Systemen bevorzugt werden. Eine weitere Kategorisierung ist in [4] enthalten (siehe Abbildung 3). Die systematische Einteilung der Kupplungen wurde um die Funktionseigenschaften und den Randbedingungen erweitert.

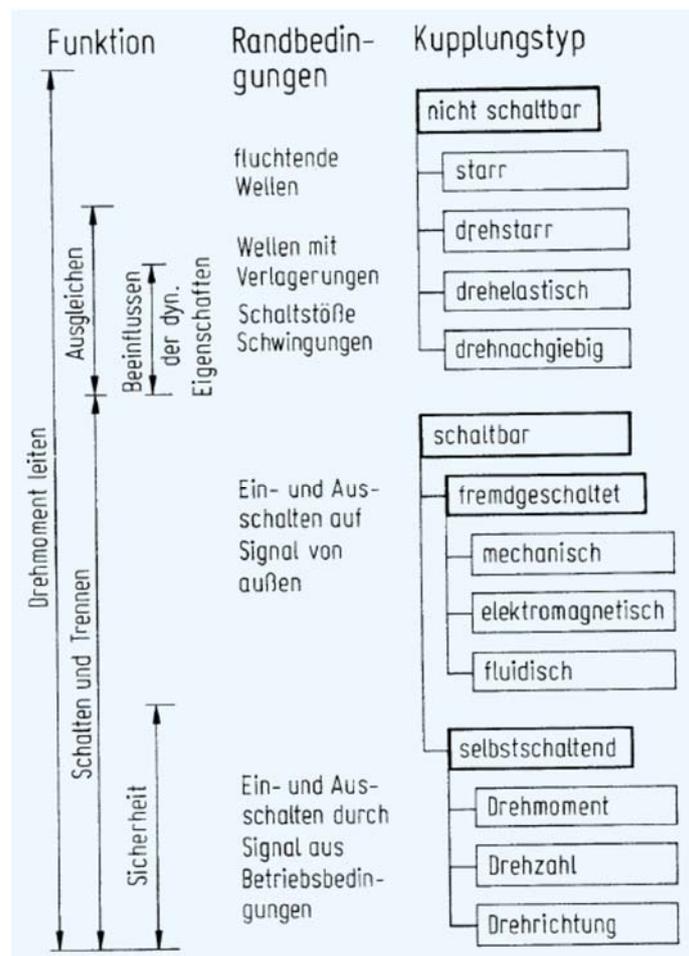


Abbildung 3 – Einteilung der Wellenkupplungen nach Funktionen [4]

Allgemein wird eine Freilaufkupplung als Sicherheitsschaltelement in Form von Rücklaufsperrern in der Industrie speziell in der Fördertechnik. Als Überholkupplung in der Luftfahrttechnik oder als Schaltelement in der Automobilindustrie eingesetzt.

Die Anwendungen sind jedoch nicht nur auf die genannten Sparten begrenzt. Freiläufe finden in unterschiedlichen Geräten und Maschinen des täglichen Lebens ihre Anwendung. Als Vorschubelement am Anker in einer mechanischen Uhr für die Taktung mittels der Unruh, oder als Überholkupplung in der Radnabe in Fahrrädern. Ein weiterer Einsatzbereich ist in Drehtüren bei öffentlichen Gebäuden oder als Rücklaufsperrung in Werkzeugen z.B. in einer Knarre, für das Anziehen der Muttern oder Schrauben. Eine Zusammenstellung der verschiedenen Arten von Freiläufen in Abbildung 4 enthalten. In weiterer Folge soll jedoch nur auf Freiläufe mit Rollen oder Körper als Klemmelement Bezug genommen werden.

Freilauf					
kraftschlüssig				formschlüssig	
radial			axial	radial	axial
Klemmelemente		Band	Trommel		
Rolle	Körper				stirnseitige Verzahnung

Abbildung 4 – Freilaufbauformen [5]

2. Freilauf

2.1. Der erste Freilauf

Eine genaue Datierung des ersten funktionsfähigen Freilaufes lässt sich aufgrund fehlender Informationen nicht genau bestimmen. Aus historisch zuverlässigen Quellen ist jedoch bestätigt, dass der Universalgelehrte Leonardo Da Vinci (1452-1519) sich eingehend mit der Thematik des Sperrklinkenfreilaufes befasste und diese in seinem Codex auch weiter entwickelt hat [6]. Als anfängliche Rücklaufsperrung zum Heben eines Kübels war der Freilauf in einer anderen Form bereits Bestandteil der von Nicolas Cugnot in Paris vorgestellten ersten Dampfmaschine (1769). Der Freilauf diente als Übertragungselement und verbindet die Kolbenstangen mit den Vorderrädern.



Abbildung 5 – Freilauf von Leonardo da Vinci (Codex Madrid) [6]

Mit Einsetzen der industriellen Revolution ab der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts geht eine zunehmende Weiterentwicklung der Baugruppe einher. Neben dem Einsatz in Dampfmaschinen für die Eisenbahn ist der Freilauf auch zunehmend eine Komponente für die Leistungsübertragung in der Automobiltechnik sowie in der Luftfahrttechnik. Um die Jahrhundertwende wurde die Baugruppe unter dem Namen Torpedo-Freilaufnabe für Fahrräder von dem Unternehmen Fichtel & Sachs eingeführt. Somit war es erstmal möglich während des Fahrens mit dem Rad keinen permanenten Antrieb durch das Treten der Pedale zu liefern. Der robuste Aufbau und das einfache Funktionsprinzip findet heute noch Anwendung, wenn auch teilweise um eine Innenschaltung oder eine Bremse erweitert.

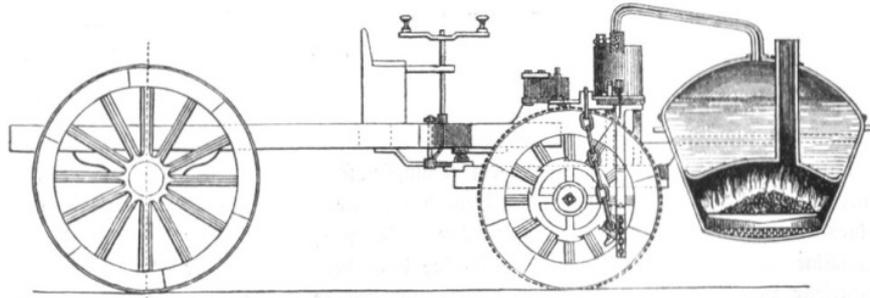


Abbildung 6 – Dampfwagen von Nicolas Cugnot (1769)

In weiterer Folge wurden aufgrund von den neuen Einsatzgebieten eine Vielzahl an Getriebe bzw. Kupplungsarten entwickelt. In den letzten Jahrzehnten etablierte sich die Baugruppe besonders als Sicherheitselement. So werden Freiläufe in Rolltreppen benötigt um bei einem Stromausfall diese mechanisch zu Sperren und ein Durchdrehen der Getriebe aufgrund der Last auf der Treppe zu verhindern. Auch Förderbänder werden in der Industrie in ähnlicher Weise gesichert. In der Luftfahrttechnik werden Freiläufe, z.B. bei Helikoptern, eingesetzt um bei einem Ausfall des Antriebsaggregates eine Autorotation einleiten zu können.

2.2. Grundprinzip – Charakteristische Eigenschaften [7], [8]

2.2.1. Betriebszustände

Das Grundeigenschaft eines Freilaufes, egal in welcher Ausführung oder Einsatzzweck, ist die Drehrichtungsabhängigkeit. Aufgrund des inneren Aufbaus der Baugruppe kann das Drehmoment konstruktionsbedingt nur in eine Richtung übertragen werden. Bei einer Umkehr der Drehrichtung erfolgt eine Aufhebung der Verbindung und somit keine Leistungsübertragung. Aus diesen Eigenschaften leiten sich die beiden Zustände eines Freilaufes ab.

- Sperrbetrieb (Mitnahmebetrieb)

Der Betriebszustand kennzeichnet sich durch eine Übertragung des Drehmomentes vom Antrieb zum Abtrieb. Die Eingangswelle läuft synchron mit der Ausgangswelle um (keine relative Bewegung der Komponenten zueinander, $\omega_{Antrieb} = \omega_{Abtrieb}$). Die Klemmelemente „verkeilen“ sich zwischen den Laufbahnen von Innen- und Außenring, sodass in diesem Betriebszustand, hervorgerufen durch die Belastungen,

Hertzsche Pressung in den Kontaktzonen auftritt. Ein eventuell auftretender Schlupf muss konstruktiv als auch mechanisch unterbunden werden, da in diesem Fall der Freilauf zu Rutschen beginnt und somit die Leistung nicht vollständig übertragen werden kann. In weiterer Folge würde dies zu einem Ausfall der Baugruppe führen.

- Überholbetrieb (Leerlaufrichtung)

Das Drehmoment wird in diesem Betriebszustand nicht übertragen. Es entsteht somit zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle respektive den Klemmelementen eine erwünschte Relativbewegung ($\omega_{Antrieb} \neq \omega_{Abtrieb}$). Durch tribologische Vorkehrungen muss eine thermische Überhitzung als auch Verschleiß in den Gleitzonen der Komponenten verhindert werden.

Neben diesen grundlegenden charakteristischen Betriebsbedingungen ist der Wechsel von einem Zustand in den anderen ebenfalls als Betriebsform anzusehen. Besonders hervorzuheben ist hierbei der Schaltzustand (Übergang von Leerlauf in den Sperrzustand). Während die oben genannten Betriebsbedingungen jeweils das Resultat von Bewegungszuständen beschreiben, definiert sich der Schaltzustand unter anderem durch die Kenngrößen der Schaltgenauigkeit und der Eingriffsbereitschaft.

2.2.2. Übertragungsmöglichkeiten

Unabhängig vom Prinzip der drehrichtungsabhängigen Leistungsübertragung muss des Weiteren in der Art der Verbindung unterschieden werden. Die aus der Literatur bekannten drei Verbindungsmöglichkeiten reduzieren sich auf zwei (eine stoffschlüssige Verbindung ist in diesem Fall nicht anwendbar):

- Formschlüssig
- Reibschlüssig (Kraftschlüssig)

Zu Formschlüssig: Bei formschlüssigen Verbindungen interagieren 2 Komponenten miteinander und ermöglichen dadurch nur einen Sperrbetrieb. Stellvertretend soll hierfür die Sperrklinke angeführt werden, da diese historisch bedingt die Grundlage für weitere Entwicklungsschritte darstellte (siehe Abbildung 4).

Die Interaktion erfolgt mittels einer Klinke und einem gezahnten Rad. Die Zahnform des Rades ist asymmetrisch. Dies bedingt in weiterer Folge nur eine Drehung in jene Richtung zur flacheren Flanke des Zahnes. Bei Drehung des Rades in die entgegengesetzte Richtung sperrt die Verbindung. Der konstruktive Aufbau lässt aufgrund der Trägheit des Systems nur geringe Umfangsgeschwindigkeit zu.

Zu Reibschlüssig: Die Verbindung erfolgt über eine Kraftwirkung auf eine Oberfläche. Die gegenseitige Verschiebung der Oberflächen wird durch die in der Kontaktzone existierende Haftreibung begrenzt. Klemmrollen- oder Klemmkörperfreiläufe stehen stellvertretend für eine Vielzahl an Möglichkeiten.

2.2.3. Einsatzfunktionen

Kennzeichnend für einen Freilauf sind die Ausführungen in Bezug auf den inneren Aufbau sowie die Anordnung der Komponenten zueinander. Diese Eigenschaften sind maßgebend für die Anwendungsmöglichkeiten und haben einen direkten Bezug auf die Einsatzmöglichkeiten. Ein Freilauf als Sicherheitselement in der Fördertechnik besitzt andere Merkmale als eine Rücklaufsperrung in Getrieben von Antriebsaggregaten.

Aufgrund des inneren Aufbaus lässt sich eine Kategorisierung in die folgenden Punkte vorzunehmen:

2.2.3.1. Rücklaufsperrung

Rücklaufsperrungen werden eingesetzt, wenn eine Drehbewegung nur in eine Richtung gefordert ist. In dieser Betriebsart ist der Freilauf zumeist im Überholbetrieb geschaltet. Das Abtriebsselement ist drehfest mit der Umgebung verbunden, sodass bei einem Wechsel der Drehrichtung der Freilauf konstruktiv sperrt und somit eine weitere Drehbewegung unterbindet. Rücklaufsperrungen zeichnen sich vor allem durch eine geringe Schaltzeit, hohe Eingriffsbereitschaft und das Aufnehmen großer Belastungen aus. Bei einem Ausfall einer Antriebseinheit bei z.B. Fördereinrichtungen verhindert eine Rücklaufsperrung ein Abrutschen der Last, welches durch das Fördergut hervorgerufen wird. Die Baugruppe wird zumeist als Sicherheitselement eingesetzt.

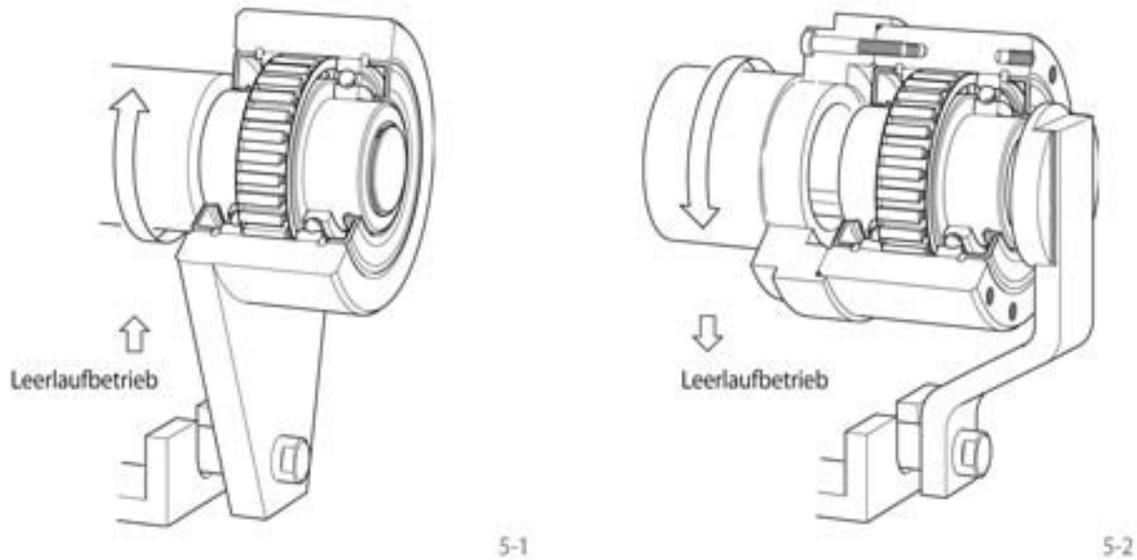


Abbildung 7 - Rücklaufsperre [9]

Typische Anwendungsbeispiele: Schrägförderer, Hebezügen, Pumpen

2.2.3.2. Freilauf-, Überholkupplung

In dieser Betriebsart wird aufgrund der relativen Bewegung der Wellen eine selbsttätige Unterbrechung oder ein Aufbau der Verbindung (Einkuppeln) durchgeführt. Ist die Winkelgeschwindigkeit der Ausgangswelle größer als jene der Eingangswelle ($\omega_2 > \omega_1$), die relative Bewegung größer Null, herrscht der Zustand des Überholbetriebes. Würde die Drehzahl unter jener der Eingangswelle sinken, so kuppelt die Baugruppe konstruktionsbedingt selbsttätig ein. Die relative Winkelgeschwindigkeit zwischen den Wellen wird in weiterer Folge zu Null. Die Kupplung ist nun im Sperrbetrieb. Üblicherweise werden Überholkupplungen eingesetzt, wenn eine Trennung von Antrieb und Abtrieb erforderlich ist.

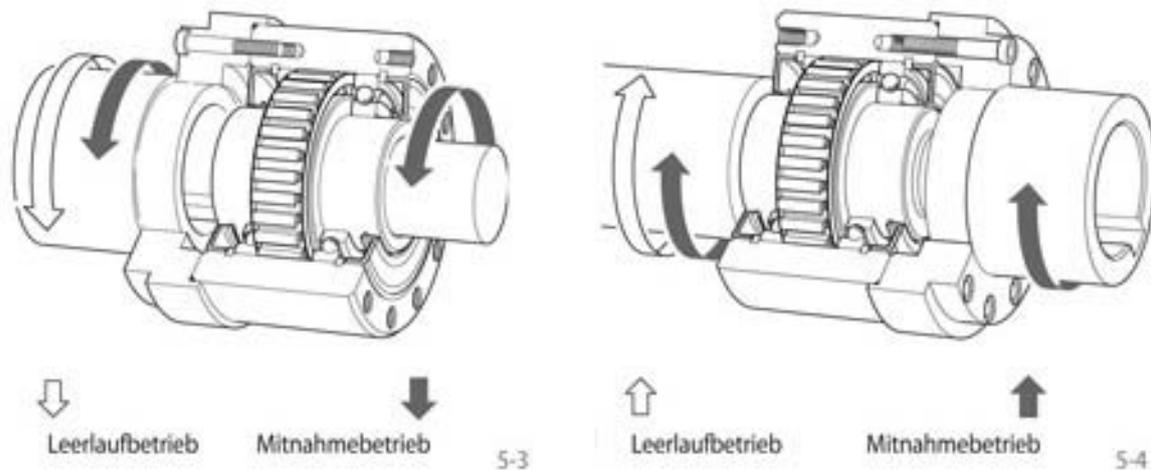


Abbildung 8 – Überholbetrieb [9]

Typische Anwendungen: Antrieb von Fahrrädern, Ventilator (freier Auslauf des Ventilators bei Abschalten des Motors), zum elektrischen Anfahren von Gasturbinen, Startermotor

2.2.3.3. Vorschubelement, Schaltkupplung

In diesem Betriebszustand erfolgt eine oszillierende Drehbewegung an der Antriebsseite. Bedingt durch den inneren Aufbau kann nur eine Bewegung an die Abtriebswelle übertragen werden. Die Baugruppe führt eine alternierende (diskontinuierliche) Bewegung aus. Dieser Vorgang wird in der Industrie als Vorschubeinrichtung in Druck- und Verpackungsmaschinen eingesetzt. Im Sperrbetrieb ist die relative Bewegung zwischen den Wellenenden gleich Null, während im zweiten Modus (dem Überholbetrieb) der Abtrieb nicht angetrieben wird.

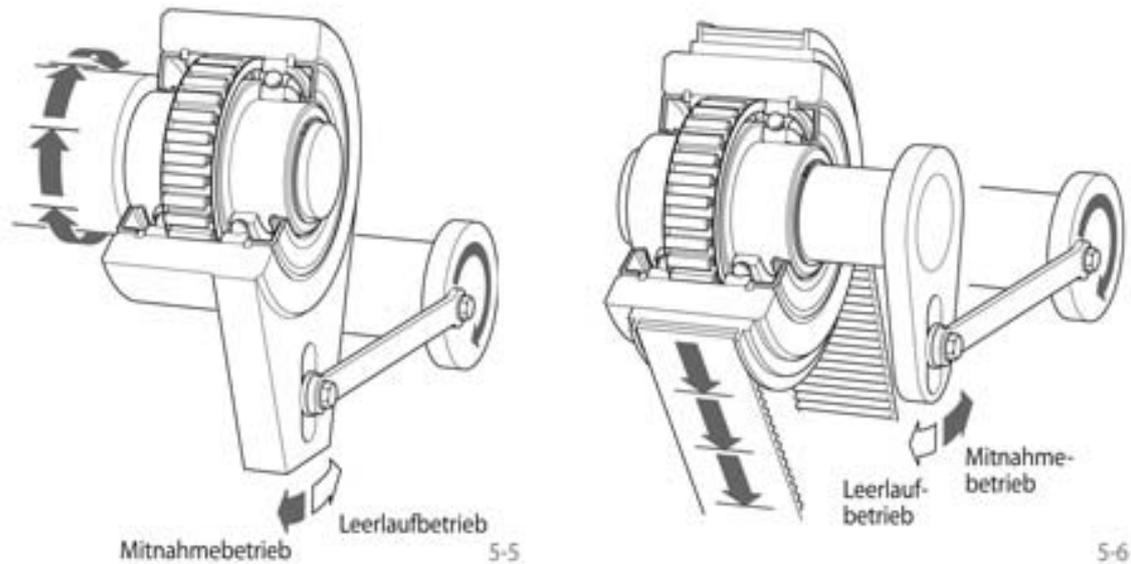


Abbildung 9 – Schaltfreilauf [9]

2.2.4. Beschreibung der Komponenten

In weiterer Folge soll nur Bezug auf Freiläufe mit einer reibschlüssigen radialen Verbindung werden. Die Kraftwirkung ist hierbei nur in radialer Richtung (vergleiche unten: Besondere Ausführungen – Axialer Freilauf). Eine ausführliche Übersicht über die am Markt erhältlichen Bauformen, sowie Hersteller und Einsatzzwecke ist in [8] sowie in [7] enthalten.

Ein Freilauf auf Basis der reibschlüssigen Verbindung kann in zwei Kategorien eingeteilt werden. Das Übertragungsprinzip (Kraftwirkung auf Oberfläche) ist in beiden Fällen ident, die Unterscheidung ist nur in Bezug auf das verwendete Klemmelement zu treffen. Zum einen bilden Rollen die Verbindung von Welle zu Außenring, während auf der anderen Seite Klemmkörper (engl.: sprag) als Übertragungselement verwendet werden. Eine Zuweisung auf bestimmte Anwendungsfälle der unterschiedlichen Klemmkörper kann pauschal nicht getroffen werden. Es obliegt dem Konstrukteur bzw. Rücksprache mit Hersteller, welcher Freilauftyp eingesetzt wird.

Die Baugruppe benötigt grundsätzlich folgenden Einheiten:

- Welle
- Klemmelement (Klemmrolle, Klemmkörper)
- Außenring

Spezielle Anforderungen an den Freilauf können zusätzliche Komponenten erfordern, so ist der Einsatz von Käfigen oder Federn für die Führung der Klemmelemente eine Option. Die Verwendung einer Anfederung ermöglicht eine Erhöhung der Schaltbereitschaft von Freiläufen. Das Klemmelement ist bei dieser Anordnung ununterbrochen mit dem Außenring sowie dem Innenring gleitend in Berührung. Dieser Effekt hat jedoch zum Nachteil, dass sich in den Kontaktbereichen Gleitverschleiß einstellt und somit die Gebrauchsdauer respektive der Lebensdauer minimiert wird.

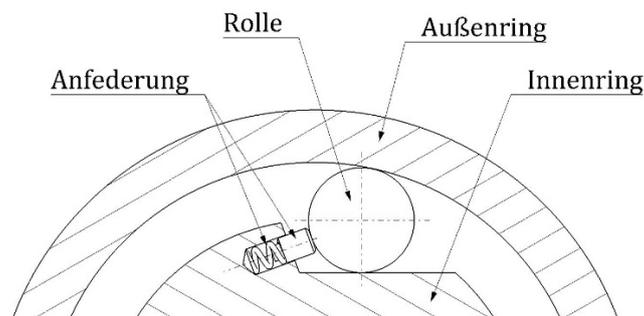


Abbildung 10 – Schematische Darstellung eines Klemmrollenfreilaufs

Besondere Bauform (Axialfreilauf): [7]

Eine Sonderstellung nehmen Axialfreiläufe ein. Bei diesem Typ erfolgt eine Kraftwirkung in axialer Richtung. Ein Reibkegel ist über ein Steilgewinde mit der angetriebenen Welle verbunden. Aufgrund der in Abbildung 11 gezeigten Darstellung ist in permanenter Antrieb aufgrund der Gewinde nicht möglich, sodass dieses System nur als Bremse zum Einsatz kommen kann. Wird die Welle in Sperrichtung gedreht, so verschiebt sich aufgrund des Gewindes der Reibkegel in Richtung des getriebenen Kupplungsteils (Abtrieb). Die Kupplung beginnt zu greifen und treibt somit den Abtrieb an. Diese Art von Freilauf wurde früher in die Radnabe von

Fahrrädern eingebaut und dient als Bremse (Komet-Freilauf). Es ist jedoch anzumerken, dass Radialfreiläufe gegenüber Axialen vorzuziehen. Der robuste Aufbau, die hohe Lebensdauer und die Eigenschaft, dass bei starkem Verschleiß die Baugruppe funktionssicher ist, sind ein wesentlicher Vorteil von axialen Freiläufen. Nachteilig ist jedoch anzumerken, dass der Totgang aufgrund des Gewindes (Spiel zwischen den Flanken) sowie die Konstruktion aufwendiger ist.

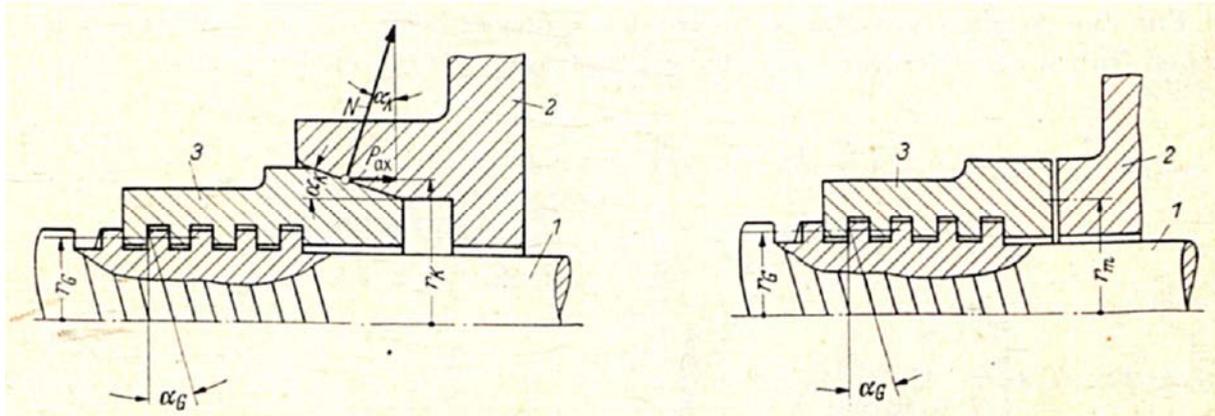


Abbildung 11 – Axialer Freilauf mit Reibkegel (links) und als Planfläche (rechts) [10]

2.2.5. Grundprinzip – Klemmwinkel

Wie bereits unter Punkt 2.2.2 beschrieben, basiert die Leistungsübertragung auf einer reibschlüssigen Verbindung in der Kontaktzone. Grundlage bildet hierbei die Columbsche Reibungsgleichung, diese ist ausschlaggebend für die Funktionsfähigkeit der Freilaufkupplungen [11]. Ausgehend von der Columbschen Reibungsgleichung kann die in Gleichung 1 dargestellte Beziehung hergeleitet werden. Die Gleichung wird auch als Funktionskriterium bezeichnet.

$$\tan \alpha \leq \mu \quad (1)$$

Die vorliegende Gleichung beschreibt im Sinne der technischen Mechanik die Haftreibung in der Kontaktzone von zwei Oberflächen. Die linke Seite definiert die Auslenkung der resultierenden Kraft (Funktion aus Normal- und Haftkraft). Diese Eigenschaft darf maximal so groß werden wie der vorliegende Reibungskoeffizient auf der rechten Seite. Die Bestimmung des Reibwerts und somit des Grenzwertes für die obige Beziehung ist ein komplexer Prozess, da dieser von einer Reihe von Faktoren abhängt. Eine Übersicht der Einflussgrößen ist in Abbildung 13 dargestellt.

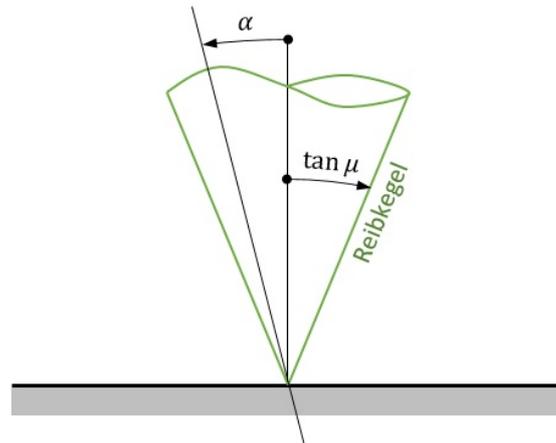


Abbildung 12 – Schematische Darstellung des Funktionskriteriums

Der Reibbeiwert wird hauptsächlich von der eingesetzten Werkstoffpaarung und der vorherrschenden Belastung bzw. Kräftezustand beeinflusst. In diesem Zusammenhang sind die Oberflächengüte bzw. Oberflächenbeschaffenheit als auch die tribologischen Randbedingungen, Temperatur und Feuchtigkeit weitere Parameter, welche direkten Einfluss nehmen. Die Vielzahl an Parametern, welche den Reibungskoeffizient direkt verändern, ermöglicht nur eine Abschätzung sodass gegebenenfalls bei genaueren Untersuchungen dieser experimentell bestimmt werden muss. Aus Versuchen wurde jedoch bestätigt, dass eine Erhöhung der Belastung eine Abnahme des Reibungskoeffizienten einhergeht [12]. Wird beispielsweise ein Reibungskoeffizient von $\mu = 0,1$ (Stahl auf Stahl, geschmiert) ermittelt, so folgt, dass der Reibungskegel einen Öffnungswinkel von $\rho = \arctan \mu = 5,71^\circ$ besitzt. Dieser Wert ist gleich dem Grenzklemmwinkel und beschreibt die maximale Auslenkung der resultierenden Kraft in der Kontaktzone.

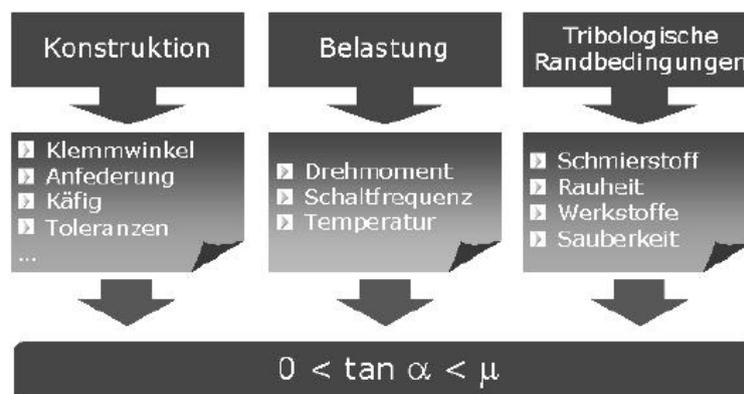


Abbildung 13 – Einflussgrößen auf das Funktionskriterium [13]

Üblicherweise liegt der Klemmwinkel α im Neuzustand in der Größenordnung von $2^\circ - 4^\circ$ (variiert je nach Literaturangabe). Aus Sicherheitsgründen wird jedoch empfohlen einen Klemmwinkel von $\alpha_{max} = 5^\circ$ nicht zu überschreiten. Der geringe Klemmwinkel hat zur Folge, dass die in der Kontaktzone vorherrschende Normalkraft dem der Reibungskraft (Umfangskraft) übergeordnet ist. Die Belastung ist somit in radialer höher als in tangentialer Richtung. Die Normalkraft führt zu einer Kontaktspannung in Komponenten. Mittels der Hertzschen Theorie über die Berührung fester elastischer Körper (siehe Kapitel 2.2.10) kann aufgrund des Kräfteverhältnisses in diesem Bereich der Spannungsverlauf sowie die vorliegende Pressung ermittelt werden (siehe 2.2.10 Hertzsche Pressung). Die wirkende Spannung in den Oberflächen der Komponenten bewirkt eine elastische Verformung (besonders bei Innen- und Außenring), wodurch es zu einer Winkelverlagerung (Verdrehwinkel δ) kommt. Während dieses Vorganges wälzt das Klemmelement um die Wälzlänge s_w bzw. Verdrehwinkel δ in den Klemmspalt hinein und der Klemmwinkel α muss geometrisch bedingt zunehmen. Die kleinen Klemmwinkel-Werte sollen die Schaltfehler minimieren, da der Anteil der Normalkraft überwiegt, sodass der Schmierfilm zwischen den Komponenten schnell durchbrochen wird [14]. Die Grenze hierbei ist die Hertzsche Pressung zwischen dem Klemmelement und der Laufbahn. Eine zu hohe Belastung in diesem Bereich hat eine Verringerung der Lebensdauer zur Folge. Dem gegenüber stehen die Forderungen nach einem möglichst großen Klemmwinkel (bis knapp unter den Grenzklemmwinkel), sodass die Anteile der Reibkräfte zunehmen bei gleichzeitiger Abnahme der Normalkräfte. Der Effekt zeigt vor allem, dass ein höheres Drehmoment übertragen werden kann, auch die Verdrehsteifigkeit des Freilaufes nimmt zu, wodurch die Schaltgenauigkeit und das Schwingungsverhalten des Freilaufs im Maschinenverband positiv beeinflusst wird [12].

Für die Auslegung eines Freilaufes ist die Kenntnis des Klemmwinkels alleine nicht ausreichend. Bei genaueren Untersuchungen muss der Klemmwinkelverlauf (Klemmwinkel über der statischen Aufweitung der Klemmspalthöhe) als ein weiteres Auslegungskriterium beachtet werden [15]. Ein konstanter Klemmwinkelverlauf bedeutet, dass die Klemmkurven die Form einer logarithmischen Spirale besitzen. Hingegen nimmt der Klemmwinkel bei kreisförmigen Laufbahnen zu. Die elastische Verformung der Komponenten im Kontaktbereich führt zu einer Änderung der

örtlichen geometrischen Verhältnisse. Die ergebende Abplattung der Oberflächen führt zu einer Änderung des Klemmwinkels, wodurch das Funktionskriterium beeinflusst wird.

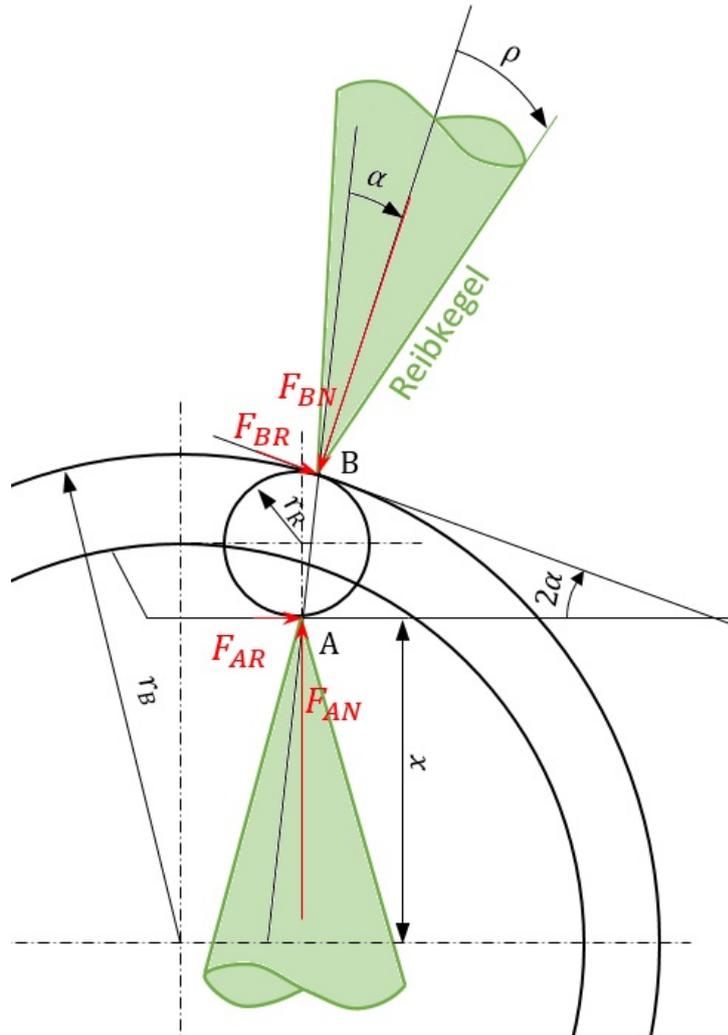


Abbildung 14 – Schematische Darstellung der Kräfteverhältnisse sowie des Klemmwinkels und des Reibkoeffizienten

Aus Abbildung 14 ist ersichtlich, dass die auftretende resultierende Kraft als Funktion der Normal- und Haftkraft (F_{iN} und F_{iR}) bestimmen lässt. Für die eindeutige Beschreibung der Resultierenden sind der Betrag und die Orientierung maßgebend. Ersteres definiert die Größe der Kraft in der Kontaktzone, hingegen wird durch die Angabe der Orientierung, die Lage der Wirkungslinie beschrieben. Die aus der Gleichung 1 geforderte Beziehung für Haftreibung ist nur dann erfüllt, wenn die Wirkungslinie innerhalb des aufgespannten Reibkegel ($\tan \rho = \mu$) liegt. Der Winkel α

beschreibt hierbei die Auslenkung der resultierenden Kraft zur Berührnormalen (Normale auf Tangente der Kurve). Wird die Grenzbedingung überschritten ($\tan \alpha \geq \mu$) tritt der Zustand der Gleitreibung ein (engl.: slippage). In diesem Zustand kann kein Drehmoment übertragen werden. Es ist ein Anstieg des Verschleißes in diesem Bereich zu erwarten ist. In weiterer Folge führt dies zu einer nachhaltigen Schädigung des Freilaufes. Nachhaltig kann es zu einem Ausfall der Baugruppe kommen. Aus [12] geht jedoch hervor, dass unter Volllast aber auch Dauerbelastung eine Veränderung des Reibwinkel (Reibkoeffizient) einhergeht. Versuche belegten, dass ursprünglich hohngeschliffene Innenringoberflächen infolge der Schaltbelastung in Oberflächenveränderung erfahren und in polierte übergehen (siehe dazu in [16]).

Die in der Literatur üblichen Anhaltswerte für den Reibungskoeffizienten sind mit $\mu = 0,1 \dots 0,13$ angegeben und stellen somit nur eine Abschätzung der Situation dar. Der Einfluss einer Vielzahl an Parametern lassen keine globale Bestimmung zu. Ebenso verhindern die komplexen Zusammenhänge im Bereich der Grenz- und Mischreibung eine formelmäßige Ausführung. In [15] wird jedoch eine formelmäßige Beschreibung des Reibungskoeffizienten angegeben. Die Funktion basiert auf experimentellen Versuchen und stellt nur eine theoretische Beziehung dar (siehe Gleichung 2). Nachstehende sind die zu berücksichtigten Einflussgrößen aufgelistet:

- Viskosität des Schmiermittels η_0
- Mittlere Flächenpressung \bar{p}
- Gleitgeschwindigkeit v_g
- Summengeschwindigkeit v_Σ
- Oberflächenrauheit R_z

$$\mu = 0,1603 \frac{\eta_0^{-0,025}}{mPas} \left(1 - \frac{v_\Sigma^{0,5}}{100 \frac{mm}{s}}\right) \left(1 - \frac{v_g^{0,5}}{200 \frac{mm}{s}}\right) \left(1 + \frac{\bar{p}}{30\,000 \frac{N}{mm^2}}\right) \left(0,06 \frac{R_z}{mm}\right)^{0,25} \quad (2)$$

Die in der Gleichung vorkommenden Konstanten und Exponenten wurden aus Versuchen experimentell abgeleitet.

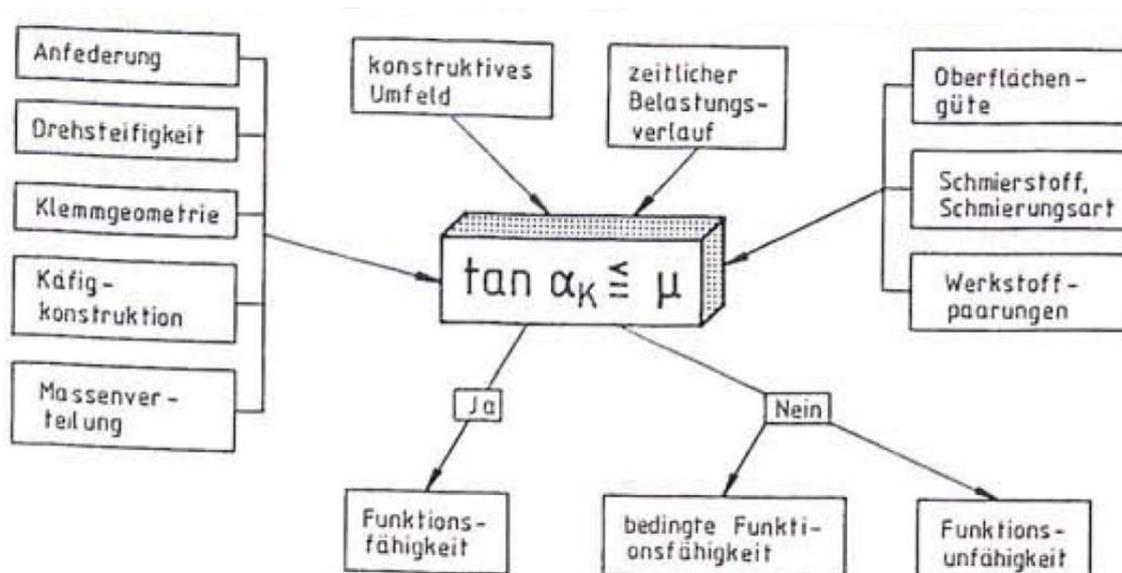


Abbildung 15 – Einflussgrößen des Klemmwinkels [11], [15, 15]

In der obigen Abbildung sind die wichtigsten Einflussgrößen für das Funktionskriterium dargestellt. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass um einen gefahrlosen Betrieb garantieren zu können, die Funktion des Klemmwinkels kleiner als der Reibungskoeffizient der Werkstoffpaarung in der Berührstelle sein muss.

Die Gleichung stellt den Ausgangspunkt für die Berechnung des zu übertragenden Drehmoments dar. In den folgenden Kapiteln wird der Einfluss der Parameter in Bezug auf das eingesetzte Klemmelement näher erklärt.

2.2.6. Schaltzyklus

Das Schalten ist der zentrale Vorgang einer Freilaufkupplung und ist vor allem bei Vorschubgetriebe eine wesentliche Eigenschaft. Der Schaltzyklus beschreibt in diesem Zusammenhang den Vorgang sowie die Effekte, welche beim Übergang von einer Betriebsart in eine andere auftreten.

Ein idealisierter Schaltzyklus ist in Abbildung 16 dargestellt. Der Freilauf wird als Schaltelement eingesetzt und der Schaltvorgang wird durch eine Kurbelschwinge ausgelöst. Aus dieser Anordnung folgt, dass der Antriebswinkel (Schwenkwinkel ψ) sinusförmig ist und das Drehmoment ein Maximum während der Sperrphase hat. Die idealisierte Form des Schaltzyklus hat den Vorteil, dass der Einfluss der Parameter

auf die Schaltwinkelübertragung und somit die Schaltgenauigkeit als auch die Betriebsbedingungen genauer dargestellt werden können.

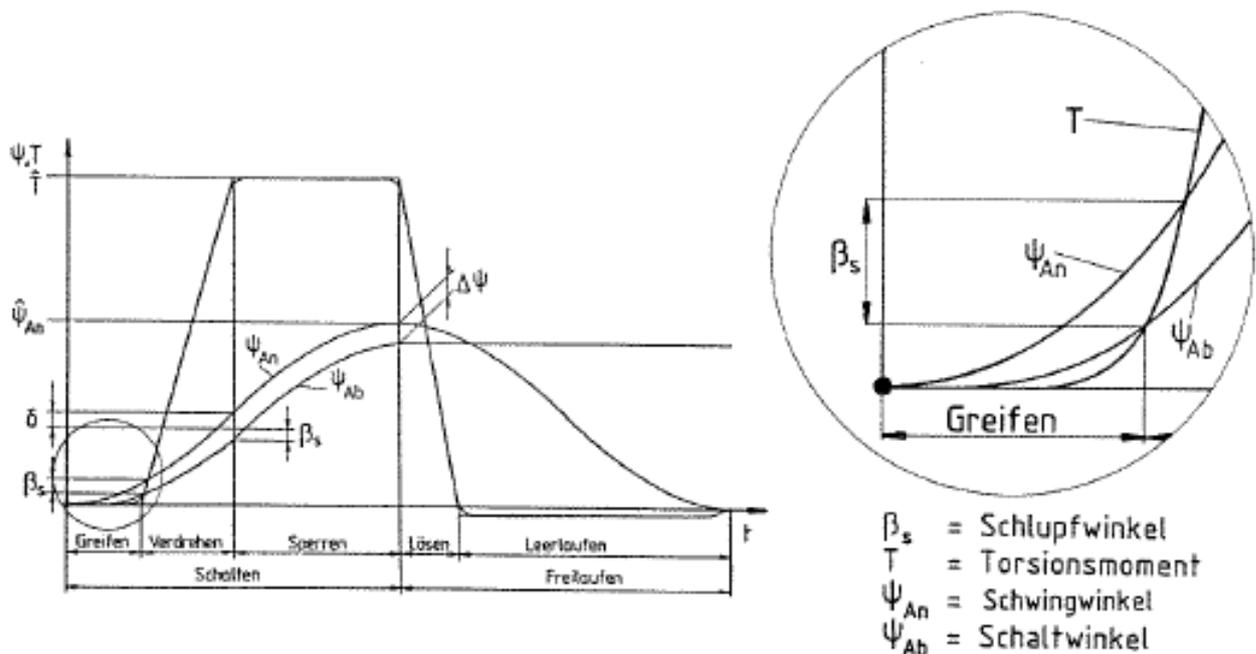


Abbildung 16 – Idealisierter Schaltzyklus mit sinusförmigem Schwingwinkel [17]

Grundsätzlich kann der Schaltzyklus wieder in die zwei Hauptbetriebsarten eingeteilt werden (Freilaufen und Schalten). In Kapitel 2.2.1 Betriebszustände wurde die Einteilung der Betriebszustände auf Grundlage der vorherrschenden Drehzahlen und der relativen Geschwindigkeit der Wellen zueinander definiert. Die Zustände können jedoch auch aufgrund des Schwenkwinkel unterteilt werden, sodass die Lage des Klemmkörpers und der Verlauf des übertragenden Drehmoments die jeweilige Betriebsart bestimmt und eine genauere Einteilung der Betriebszustände in fünf Phasen möglich ist (Tabelle 1). Der Schwenkwinkel wird an der Antriebsseite als Schwingwinkel und an der Abtriebsseite als Schaltwinkel bezeichnet.

	Schalten (Mitnahme)	Leerlauf
Winkelbereich	$\psi = 0 \dots \hat{\psi}_{An}$	$\psi = \hat{\psi}_{An} \dots 0$
Phasen	Greifen, Verdrehen, Sperren	Lösen, Leerlaufen

Tabelle 1 – Schwenkwinkel für die Betriebszustände

Der Schaltzyklus wird eingeleitet, wenn die Winkelgeschwindigkeit an der Antriebseite größer als am Abtrieb ist. Der Mitnahmebetrieb ist vorherrschend. In der ersten Phase (Greifen) muss der Klemmkörper in Schaltbereitschaft gebracht und der Reibschluss zwischen den Klemmflächen hergestellt werden. Der Anfangsklemmwinkel und der Anpresskraft des Klemmelementes an die Laufbahn ist in dieser Phase von entscheidender Rolle. Der Anfangsklemmwinkel beschreibt die Lage ab der die Klemmelemente anfangen zu Greifen und aufrichten. Die Klemmelemente befinden sich zu Beginn der Phase noch im Gleitzustand unter Mischreibungsbedingungen. Erst durch eine entsprechende Anpresskraft wird der Schmierfilm zwischen dem Klemmelement und der Laufbahn durchbrochen bzw. der Schmierstoff verdrängt und die reibschlüssige Verbindung wird hergestellt. Die Verzögerung, hervorgerufen durch die Überwindung der Schmierfilmdicke, spiegelt sich in einem Nachlauf des Abtriebes gegenüber dem Antrieb wieder. In Abbildung 16 (Detailausschnitt) ist diese Asynchronität durch einen späteren Anstieg des Schaltwinkels erkennbar. Die bis zum Fassen des Klemmelements sich einstellende Winkeldifferenz wird als Schlupfwinkel β_s bezeichnet und ist für den Vorschub unwiederbringlich verloren. Der Zustand des Gleitens der Klemmkörpers an der Laufbahn soll jedoch so gering wie möglich gehalten werden um einerseits den Verschleiß zu minimieren und zum anderen die Schaltgenauigkeit zu erhöhen. Als Abhilfe kann eine erhöhte Anpresskraft, ein Schmierstoff mit geringerer Viskosität eingesetzt werden (siehe Kapitel 2.3.7) oder die Art der Anfederung geändert werden.

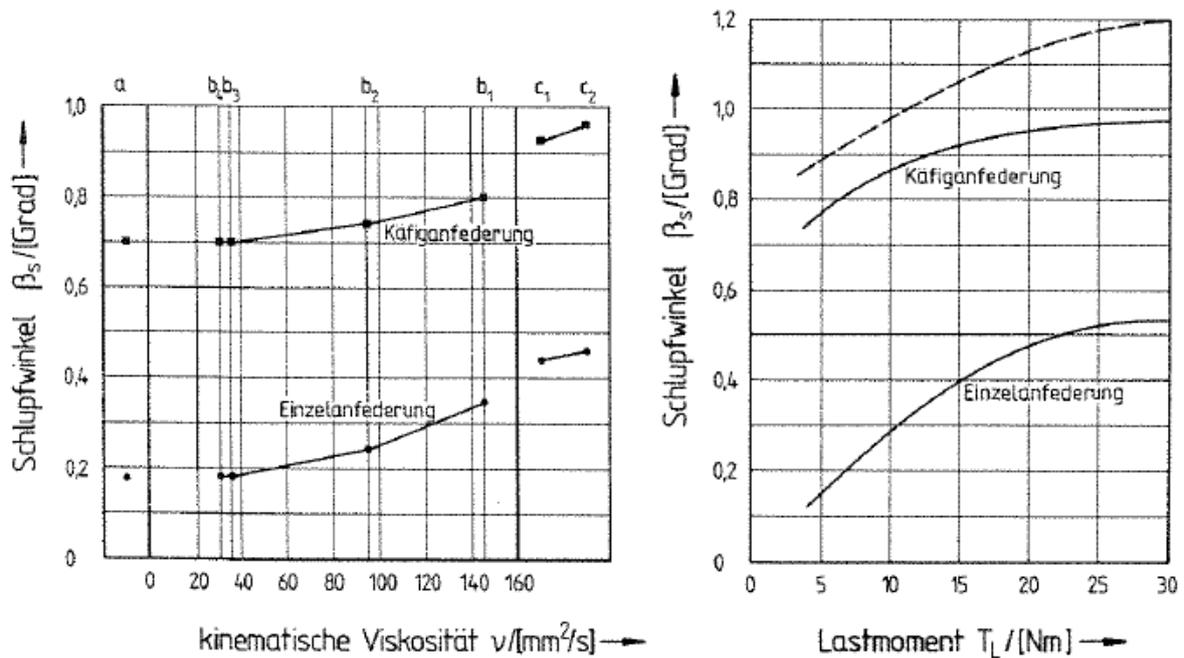


Abbildung 17 – Einfluss der wichtigsten Kenngrößen auf den Schlupfwinkel [17]

Die Abbildung 17 links stellt die Art der Anfederung unter Verwendung bestimmter Schmiermittel dem Schlupfwinkel gegenüber:

a Ohne Schmierung

$b_1 \dots b_4$ Schmieröl mit einer Temperatur von 50°C

c_1, c_2 Wälzlagerfette

Im rechten Diagramm stellt die gestrichelte Linie eine Käfiganfederung mit halber Anfederkraft dar. Bei den Versuchen wurde ein Wälzlagerfett für die Schmierung verwendet.

Eine zu geringe Anpresskraft hat zur Folge, dass die Verdrängung des Schmierfilms im Berührungspunkt sich verlangsamt, sodass es zur Verzögerung des Fassens kommt und er Schlupfwinkel größer wird.

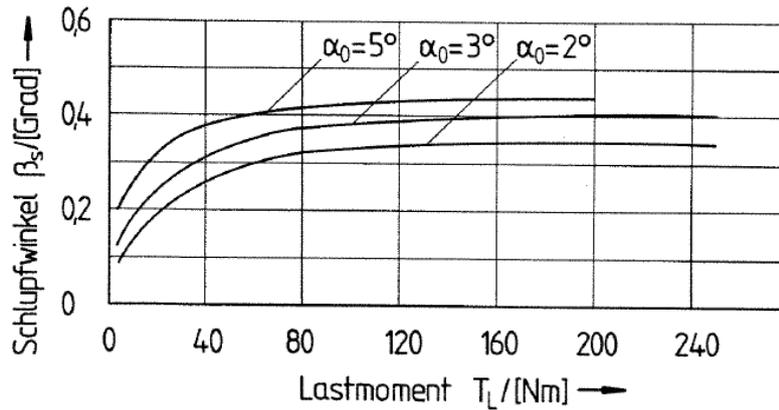


Abbildung 18 – Auswirkungen des Anfangswinkels und des Lastmomentes auf den Schlupfwinkel [17]

In der nächsten Phase (Verdrehen) beginnt der Aufbau des Drehmomentes. Die reale Elastizität des Werkstoffes in der Kontaktzone und Aufweitung des Außenrings hervorgerufen durch die Normalkraft sind der Auslöser für eine minimale Weiterdrehung des Klemmkörpers in Sperrrichtung. Letzter Effekt ist für ca. 70 – 90% der Phase verantwortlich ist. Bei fortschreitendem Verschleiß in den Berührungszonen (im speziellen bei Muldenbildung) kommt es zu einer Verschiebung der Verformungsanteile, sodass die Aufweitung am Außenring geringer wird und der Freilauf somit steifer. Die durch die Belastung hervorgerufene Verformung der Komponenten hat eine Winkelabweichung von Antrieb zu Abtrieb zur Folge. Die Abweichung wird als Verdrehwinkel δ (siehe Abbildung 16) bezeichnet. Mit steigendem übertragenem Drehmoment nimmt der Verdrehwinkel zu, sodass der Schaltwinkel dem Schwenkwinkel weiter naheht. Der Schaltwinkel errechnet sich somit zu:

$$\psi_{Ab} = \psi_{An} - \beta_S - \delta \quad (3)$$

Der Zusammenhang von Verdrehwinkel und Drehmoment hat zur Folge, dass bei schwankendem Betriebsmoment der Schaltwinkel ebenfalls einer Schwankung unterworfen ist. Um derartige Auswirkung zu unterbinden, wird der Schaltfreilauf überdimensioniert. Durch die verstärkte Bauweise ist der Anteil der Verformung des Außenrings geringer und somit sinkt der Verdrehwinkel.

Die Schaltfrequenz f hat in Hinblick auf die Funktionalität eines Freilaufs einen entscheidenden Einfluss auf die Schaltgeschwindigkeit und die Schaltbeschleunigung [17]:

$$\dot{\psi}_{An} \sim \psi_{An} \cdot f \quad (4)$$

$$\ddot{\psi}_{An} \sim \psi_{An} \cdot f^2 \quad (5)$$

Eine zu hohe Schaltfrequenz kann ein Schwingen der Rollen und Federn verursachen, sodass es zu Störungen beim Greifen der Klemmelemente kommen kann. Der Schaltwinkel, die geforderte Schaltgenauigkeit und die Schmierung beeinflussen die maximal zulässige Schaltfrequenz.

2.2.7. Einschaltvorgang

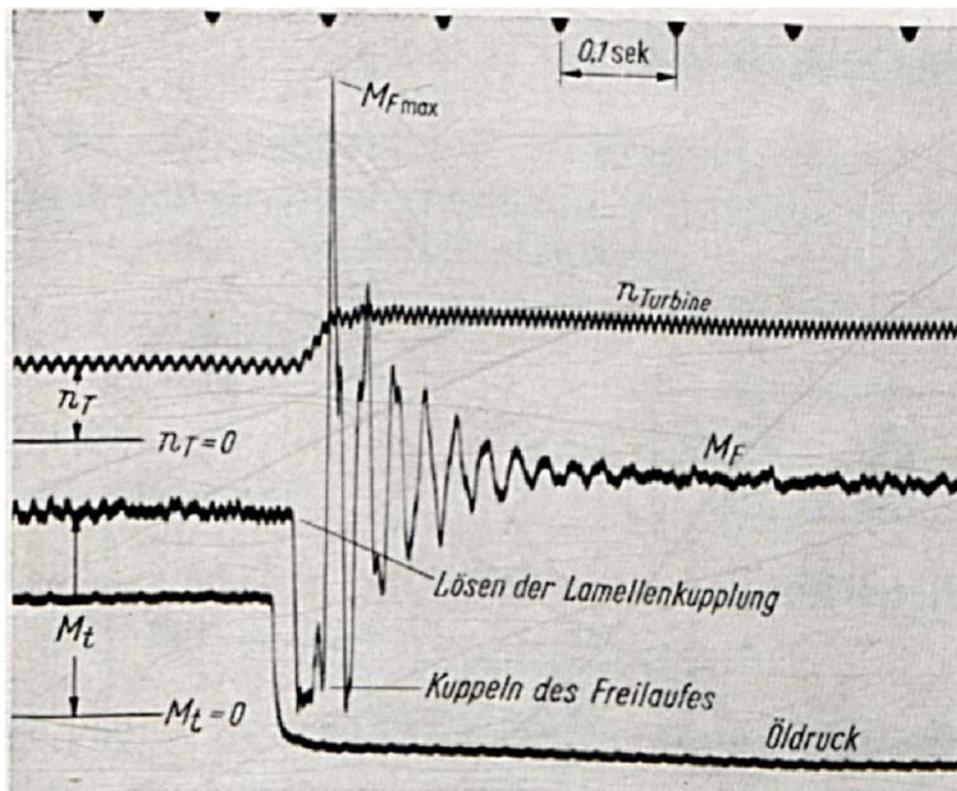


Abbildung 19 – Oszillogramm des Einschaltvorganges eines in ein Schaltgetriebe mit Drehmomentwandler eingebauten Klemmkörperfreilaufs [10]

In Abbildung 19 ist ein Einschaltvorgang eines Klemmkörperfreilaufes in einem Oszilloskopschaubildes dargestellt. M_F ist das Kupplungsmoment. Nach dem Lösen der Lamellenkupplung beginnt der Einkuppelungsvorgang des Freilaufes. Aufgrund von Stößen, hervorgerufen unter anderem durch die Beschleunigung (Beschleunigungsstoß) und den Trägheitsmomenten, kommt es zu einem Überschwingen des Drehmomentes. In weiterer Folge pendelt sich das Drehmoment um einen annähernd konstanten Wert ein. Im Vergleich dazu ist in Abbildung 20 der Vorgang für einen Freilauf mit Dämpfung dargestellt. Die Anzahl der Überschwindungen wird dadurch reduziert und es folgt ein schnelleres Einpendeln um die Ruhelage. Es ist jedoch anzumerken, dass im Vergleich zur obigen Abbildung die nachstehenden zwei Oszillogramme mit einer Klauenkupplung realisiert wurden.

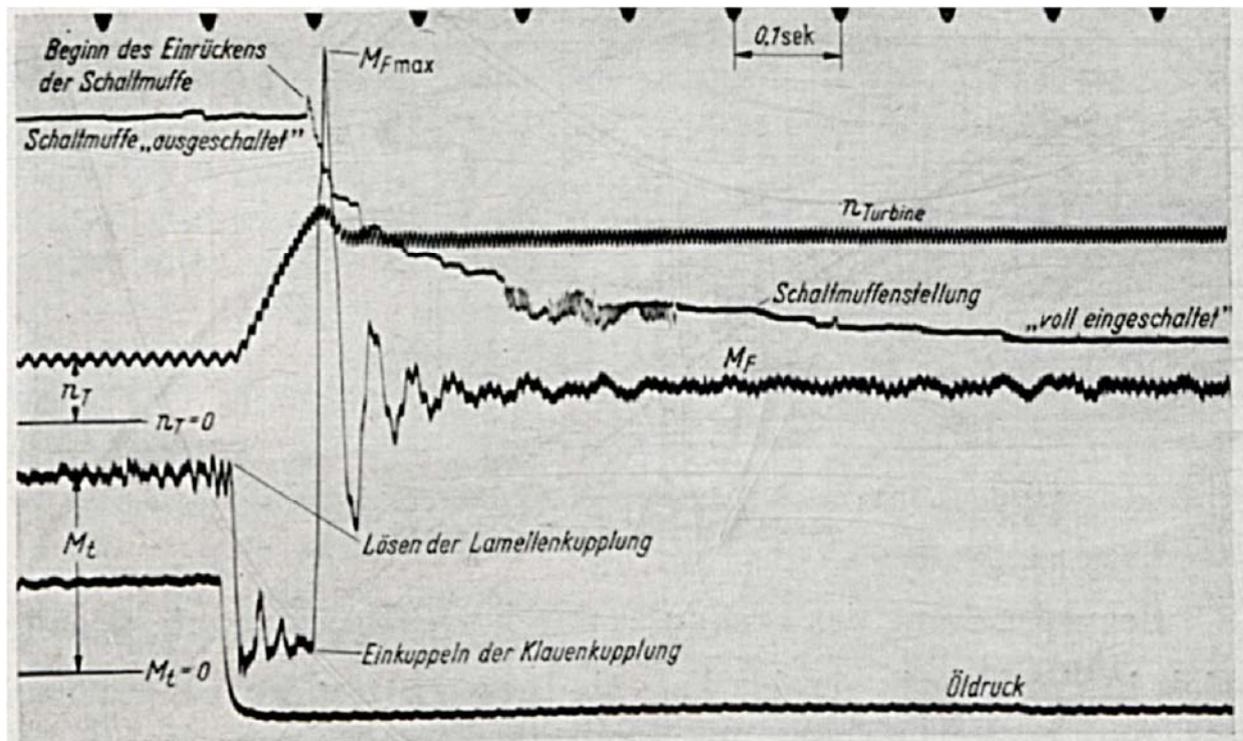


Abbildung 20 – Oszillogramm eines Freilaufes beim Einschalten mit Dämpfung

Im Gegensatz zum obigen Schaubild ist in Abbildung 21 der Einschaltvorgang eines Freilaufes ohne Dämpfung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Abklingzeit des Drehmomentes im Vergleich zu einem gedämpften System größer ist, sodass eine sicheres übertragen des Drehmomentes erst zu einem späteren Zeitpunkt sichergestellt werden kann.

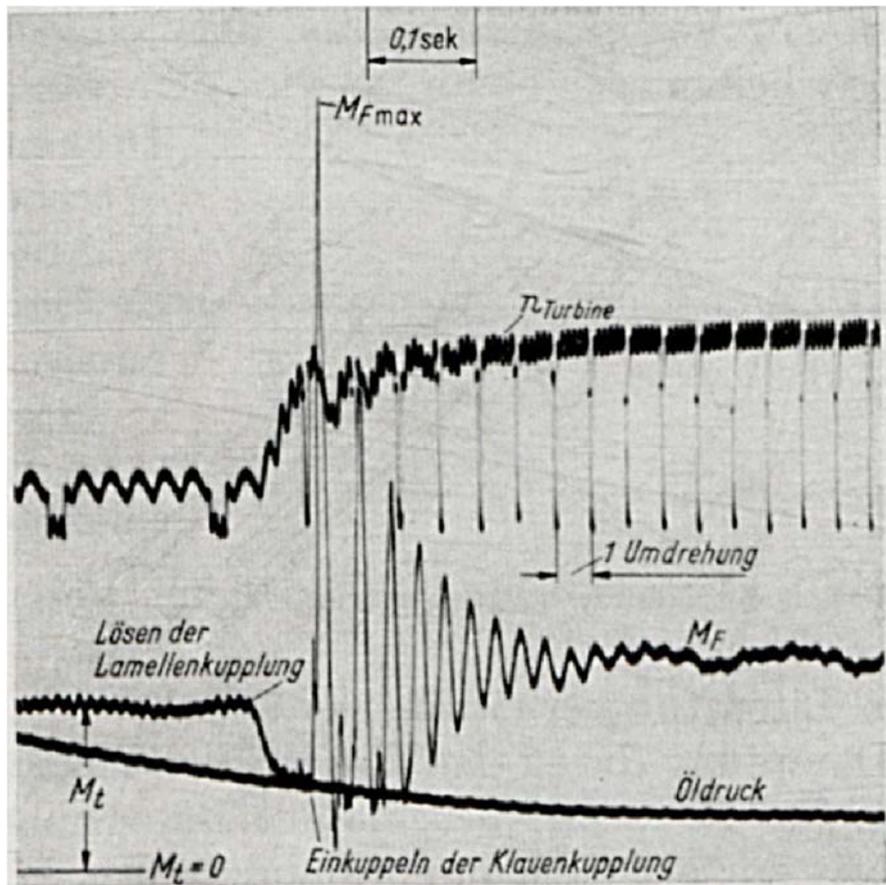


Abbildung 21 – Oszillogramm eines Freilaufes beim Einschalten ohne Dämpfung

2.2.8. Schaltwinkelabweichung

In Bezug auf die Ansprechzeit, also das Umschalten von Leerlaufzustand in den Sperrbetrieb, ist die Schwenkwinkel maßgebend. Von besonderer Bedeutung ist der Vorgang bei Schubkurbeltrieben, da in zyklischen Abständen der Betriebszustand von Leerlauf auf Sperrend wechselt. Die Genauigkeit dieses Vorganges kann durch die Schaltwinkelabweichung beschrieben werden.

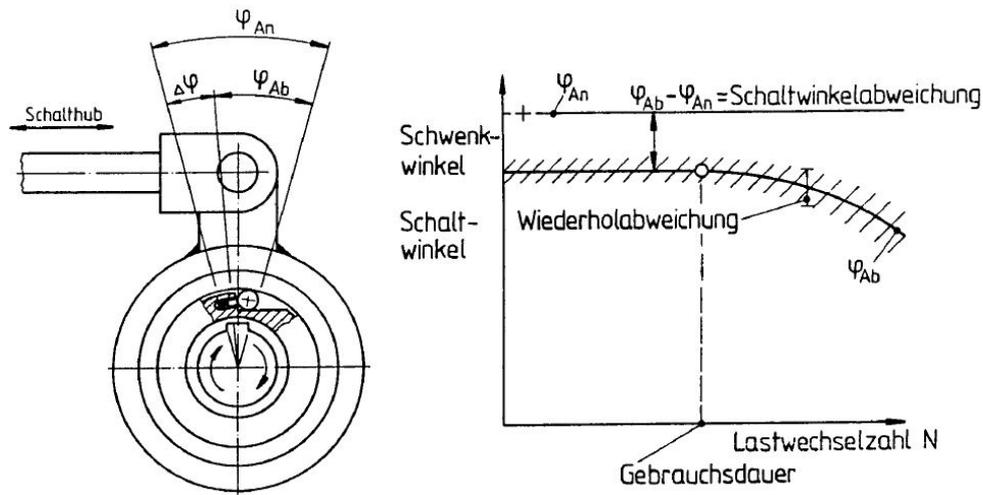


Abbildung 22 – Schaltwinkelabweichung [17]

Kenngrößen

- Schwenkwinkel φ_{An} : kinematischer Antriebswinkel aus dem hin- und hergehenden Schalhub. Über dem Schwenkwinkel können ebenfalls die Betriebszustände definiert werden. Bei $\varphi_{An} = 0$ herrscht der Zustand des Überholens. Mit steigendem Winkel beginnt der Freilauf einzukupplern und endet schlussendlich im Sperrbetrieb.
- Schaltwinkel φ_{Ab} : Winkel, um den sich die Abtriebsseite des Freilaufs bei jedem Schalhub weiterbewegt.
- Schaltwinkelabweichung $\Delta\varphi$: Differenz zwischen dem Schaltwinkel und dem Schwenkwinkel.

$$\Delta\varphi = \varphi_{Ab} - \varphi_{An} \quad (6)$$

- Gebrauchsdauer N_G : Die Gebrauchsdauer ist erreicht, wenn die Schaltwinkelabweichung innerhalb einer vorgegebenen Fehlergrenze überschritten wird
- Wiederholabweichung W : Ist das Maß für die Differenz von zwei aufeinanderfolgender Schaltwinkel (nicht die effektive Abweichung, sondern nur eine nach einem bestimmten Verfahren gemittelte Differenz).

Die Schwenkwinkelabweichung wird bestimmt durch den konstruktiven Aufbau. Maßgebend hierfür ist z.B. bei Schubkurbeltrieben das Verhältnis aus Kurbelradius zu Koppellänge. Mit sinkendem Quotient (Kurbelradius über Koppellänge) wird auch die Schwenkwinkelabweichung geringer. Im Idealfall (theoretischer Fall) zeigt der Schwenkwinkel über der Zeit t einen sinusförmigen Verlauf.

Die Schaltgebrauchsdauer ist von mehreren Faktoren abhängig. Zum einen wird durch einen steiferen Freilauf die Schleppabweichung geringer. Des Weiteren kann eine Reduktion der Schleppabweichung durch die Zugabe von Additiven im Öl erzielt werden. Positiv wirken auch eine geringere Freilaufbelastung sowie eine verstärkte Anfederung. In diesem Zusammenhang ist bei Verwendung eines Schmierstoffes auf die Abhängigkeit der Temperatur auf die Viskosität zu achten. Bei tiefen Temperaturen steigt die Viskosität und der Schmierstoff wird zäher, wodurch eine erhöhte Anpresskraft erforderlich ist um den Schmierfilm durchbrechen zu können. Dieser Effekt beeinflusst maßgeblich die Schaltbereitschaft.

2.2.9. Verformung der Komponenten unter der Last

Die Verformung der Komponenten wurde bereits in Kapitel 2.2.6 unter der Phase des Verdrehens näher erläutert. Die elastische Deformation der Komponenten infolge der Belastungen wird in [10] und [18] näher behandelt. Je nach Verformung lassen sich die Effekte zufolge einer lokalen bzw. globalen Verformungen definieren. Zu erster Gruppe zählen jene Veränderungen, welche vor allem durch die Kontaktverformung hervorgerufen werden. Wie bereits erwähnt entstehen in diesen Bereichen charakteristische Abplattungen der Komponenten. Zu den globalen Verformungen zählen jene Phänomene, welche die gesamte Komponente betreffen. Durch die radial wirkende Belastung am Außenring kommt es zu Durchbiegung und auch

Aufweitung. Der Innenring wird zusammengedrückt und durchgebogen. Um die Funktion des Freilaufs nicht zu beeinträchtigen müssen die Vorgänge reversibel sein. Es darf zu keiner plastischen Veränderung der Komponenten kommen.

Je nach Klemmkörper wurden unterschiedliche Berechnungsverfahren ermittelt. Das in [10] vorgestellte Verfahren ist auf die Ermittlung der Verformung von dünnwandigen Ringen beschränkt. Die Gleichungen wurden in [18] modifiziert, sodass die Ringaufweitung nun auch auf dickwandige Ringquerschnitte angewendet werden kann. Ein entsprechender Auszug des Berechnungsvorganges ist in den jeweiligen Kapiteln der Klemmrollen- und Klemmkörperfreiläufe vorhanden.

Um die gebräuchlichen, meist jedoch aufwändigen, Rechenalgorithmen zu vereinfachen, wurden bereits entsprechende Computerprogramme entwickelt: FRED bzw. JFRED (**F**reilauf-**D**imensionierung). Die Anwendung dieses Tools erleichtert die Dimensionierung und Auslegung von Freiläufen. Die Grundlagen des Programmes sind in [19] und [20] ausführlich erläutert.

2.2.10. Hertzische Pressung [4, 13, 14, 22]

Die Einhaltung der Hertzischen Pressung ist, neben dem Funktionskriterium, die zweite wichtige Bedingung für die Dimensionierung und Auslegung von Freiläufen. Der Grenzwert für die Pressung auf Grundlage der Werkstoffpaarung muss, in jedem Betriebszustand, größer sein, als jene Pressung, welche durch die Normalkräfte hervorgerufen wird. Ist die Bedingung nicht erfüllt, muss mit einer bleibenden plastischen Verformung gerechnet werden.

$$p_{H,zul} > p(F, r_i, E_i, \nu) \quad (7)$$

Die Ermittlung der Hertzischen Pressung ist dabei auf den Sperrbetrieb beschränkt. Eine Berechnung für die anderen Betriebsarten, wäre von wenigem Interesse. Im Leerlauf befindet sich der Klemmkörper gleitend bzw. hydrodynamisch getrennt zwischen den Laufbahnen, während im Umschaltbetrieb erst das Drehmoment und daraus folgend die Normalkraft aufgebaut wird. In der Literatur wird die Hertzische

Pressung nur für den stationären Fall ermittelt, wobei die Abhängigkeit von dynamischen Einflüssen unberücksichtigt bleibt.

Hervorgerufen durch die Normalkraft in dem Kontaktbereich und der Elastizität der Werkstoffe ist eine temporäre Verformung in dieser Zone zu erwarten. Diese Formänderung resultiert in einer Abplattung der Komponenten und daraus folgend zu einer charakteristischen lokalen Spannungsverteilung (Abbildung 23 rechts). Bei einer Belastung der Werkstoff im elastischen Werkstoffverhalten nehmen die Komponenten wieder ihre ursprüngliche Ausgangsform an. Ist eine plastische Verformung zu erwarten, aufgrund zu hoher Belastungen, zieht eine Überrollung eine nachhaltige Schädigung der Komponenten nach sich. In weiterer Folge führt dies zu einem Ausfall der Komponenten.

Im Allgemeinen gibt es mehrere Arten der Berührung zweier Komponenten. Je nach geometrische Form und Lage gibt es unterschiedliche Ausführungen der Hertzschen Theorie. In Bezug auf die Freilaufkupplungen reduzieren sich die Komponenten auf Zylinder mit achsparalleler Ausrichtung (siehe Abbildung 23 – links). Der Kontakt ist, im idealisierten Fall, eine Linienberührung, wodurch eine Spannungsspitze mit unendlicher Größe folgt. Die oben genannten elastischen Verformungen führen jedoch auf eine Kontaktfläche mit rechteckigem Querschnitt, sodass über die Breite $2a$ eine charakteristische Spannungsverteilung mit einem Maximum in der Mitte folgt (Abbildung 23 – links, p_0).

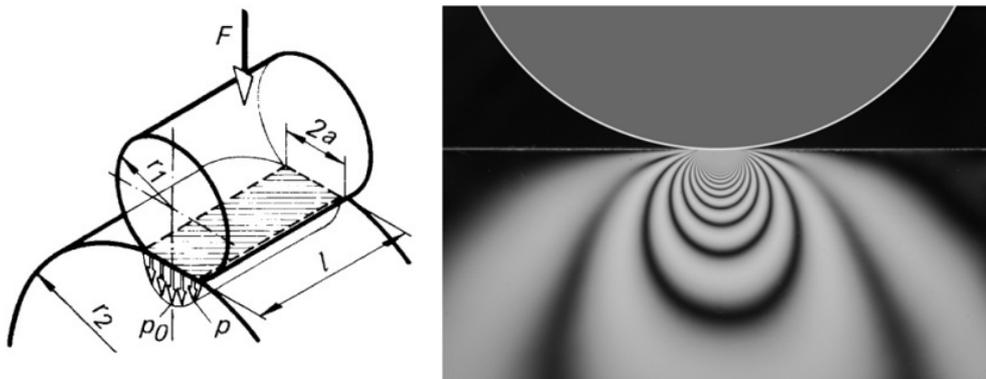


Abbildung 23 - Links: Linienberührung [23], Rechts: Spannungsschaubild [24]

Die Anwendung der Hertzschen Gleichungen unterliegt jedoch folgenden Voraussetzungen [23]:

- Die Körper sind homogen, isotrop und vollkommen elastisch. Es tritt keine bleibende Formänderung ein
- Gültigkeit des Hook'schen Gesetzes $\sigma = E \epsilon$
- Die Abmessungen der Verformungen (Abplattung) in den Berührungspunkten ist klein gegenüber den Körperabmessungen
- Es treten ausschließlich Normalspannungen in der Berührfläche beider Körper auf (keine Schubspannungen)

Die Verteilung des Druckes p wird als eine Normaldruckverteilung angenommen, wobei $x \in [0, a]$ den Abstand von der Mittenebene beschreibt.

$$p = p_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$p_0 = \sqrt{\frac{FE}{2\pi r l (1 - \nu^2)}} \quad (8)$$

$$a = \sqrt{\frac{4Fr(1 - \nu^2)}{\pi E l}} \quad (9)$$

mit $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ und $\frac{1}{E} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$

Mit E ist Elastizitätsmodul der unterschiedlichen Werkstoffe bezeichnet. ν stellt die Querkontraktionszahl (Poissonzahl) dar. Bei einer zentrischen Anordnung der Kraft ist die maximale Pressung p_0 in der Mitte der Rechteckfläche angeordnet.

Bei der Benennung der Formelzeichen soll darauf verwiesen werden, dass die in [25] verwendeten Kenngröße P zur Bestimmung der Hertzschen Pressung (Seite 9) als

eine Kraft pro Länge ($P = \frac{2F}{l}$) interpretiert werden muss, um der Einheitenkonsistenz zu genügen.

2.2.11. Verschleiß [26, 22]

Der Verschleiß ist definiert (nach der zurückgezogenen Norm DIN 50320) als:

„Der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers“

Der Freilauf zeigt in Bezug auf dessen tribologischen System ein sehr komplexes Verschleißverhalten. Bedingt durch die im Schaltbetrieb auftretenden Gleitgeschwindigkeiten zwischen den Komponenten bzw. die Ermüdung des Werkstoffes im Kontaktbereich während des Sperrzustandes ist ein entsprechender Verschleiß zu erwarten. Grundsätzlich kann der Verschleiß in vier Mechanismen eingeteilt werden [27]:

- Oberflächenzerrüttung

In Folge von wiederkehrenden schwellenden oder wechselnden Beanspruchungen ist das Resultat eine Oberflächenzerrüttung (Entstehung und Wachstum von Mikrorissen). Hervorgerufen wird dieser Mechanismus durch vermehrte Ansammlung von plastischen Deformationen und anschließenden Ausbrechen von Materialpartikel (Grübchenbildung, engl.: Pittings). Zugspannungen in der Werkstückoberfläche fördern die Oberflächenzerrüttung. Gegenteilig wirken Druckspannungen, welche durch geeignete mechanische (Kugelstrahlen) oder chemische (Nitrieren, Oxidieren) Verfahren eingebracht werden können.

- Abrasion

Abrasion (lat.: Abkratzung) ist ein Verschleißmechanismus, welcher durch die Rauheit der berührenden Werkstoffe hervorgerufen wird. Infolge einer Gleitbewegung dringen die Rauheitsspitzen des härteren Werkstoffes, oder bereits abgetrennte Verschleißpartikle unter Last in den weicheren Festkörper ein. Das Ergebnis dieses

Prozesses sind Ritzungen an der Oberfläche bzw. bei duktilen Werkstoffen kommt es zum Effekt der Mikrozerspannung.

- Adhäsion

Adhäsion (lat.: Anhaften) oder auch Haftverschleiß genannt, ist das lokale Mikroverschweißen (Fressen) von rauen Oberflächen. Ausgangspunkt dieses Vorganges ist eine elastisch-plastische Verformung der technischen Oberfläche. Mikroskopisch betrachtet gehen die Oberflächen eine atomare, mehr oder weniger feste Bindung ein. Die Trennung der lokalen Verschweißung (Aufhebung der Verbindung) ist meist mit einem Materialübertrag verbunden (Kaltverfestigung reißt in den Nebenbereichen der Fusionszone). In weiterer Folge führt dies zu einer Oberflächenveränderung und letztlich zu Verschleiß im Sinne von Abrasion. Adhäsiver Verschleiß ist meist das Resultat von unzureichender oder mangelhafter Schmierung.

- Tribotechnische Reaktion

Durch chemische Reaktionen zwischen den Festkörpern, Schmierstoff und Umgebungsmedien tritt eine Zerstörung des Bauteiles ein. Thermische und mechanische Aktivierung sind die Auslöser für die Bildung von Oxidschichten (Tribooxidation durch den Sauerstoff) und daraus folgend eine Zerstörung der Oberflächen. Das Ergebnis dieses Vorganges endet meist im adhäsiven Verschleiß. Der Vorgang wird durch eine plastische Verformung der Oberfläche beschleunigt.

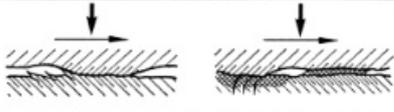
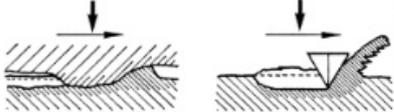
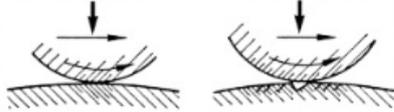
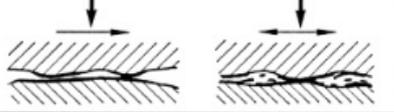
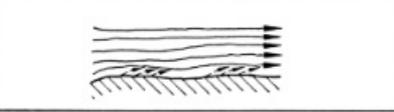
Mechanismus		Kennzeichen	Merkmal
Adhäsion			Vertiefungen, Riefen, Risse, Werkstoffübertrag, Verformung, Gefügeänderung
Abrasion			Riefen, Span, Wall, Mulden, Wellen, Verformung, Gefügeänderung
Oberflächenzerrüttung			Verformung, Risse, Grübchen, Gefügeänderung
Tribos-chemische und/oder tribo-physikalische Reaktionen	Reaktionsschichtbildung		Schichtbildung, Oxidation
	Ablation		Verdampfen, Ausgasen, Zersetzen

Abbildung 24 – Übersicht der Verschleißmechanismen [26]

Während der Lebensdauer eines Freilaufes wird eine Abnahme der Schaltgenauigkeit beobachtet. Ein Grund hierfür ist die nach dem Stand der Technik übliche belastungsorientierte Auslegung der Freiläufe. Ausschlaggebend ist das auftretende Drehmoment bzw. die ermittelte Hertz'schen Pressung. In der praktischen Auslegung von Rollenfreiläufen wird der zu erwartende Verschleiß als Auslegungskriterium angesehen [28].

2.2.11.1. Ausfallursachen (Heft 23/Nr. 21 – Verschleiß von Klemm-FL)

Untersuchungen von Schadensfällen bezüglich der Feststellung der Ursache für den Ausfall ist in der Industrie ein gängiges Mittel. Im Laufe der Zeit konnten einige Fehlerquellen ermittelt werden, wodurch der Ausfallquote von Freiläufen reduziert werden konnte. Untersuchungen der FVA zu dieser Thematik zeigte, dass vier Mechanismen für einen möglichen Ausfall eines Freilaufes verantwortlich sind [29]. In der folgenden Grafik (Abbildung 25) soll nur kurz auf die Ursachen und vorangegangenen Mechanismen Stellung genommen werden. Die Tabelle ist nicht vollständig und soll nur die wichtigsten Ausfallursachen darstellen. Eine ausführliche Erläuterung weiterer Fehlerquellen ist in [16] enthalten. In diesem Bericht werden die Ursachen aufgrund von Versuchsbeobachtungen charakterisiert.

	Überbelastung	Ermüdung	Verschleiß	Pop-Out
Ursache	unzulässige hohe plastische Verformung	Wegen der Schwellbelastung der Klemmelemente tritt Pittingbildung auf	Formänderung aller an der Kraftübertragung beteiligten Komponenten	Reduzierung des Reibwertes durch Verschleiß, Schmiermittel, Schwingungen
Auswirkung	zulässiger max. Klemmwinkel wird überschritten, Freilauf rutscht durch, Überkippen von Klemmelementen	Verlust der Funktionsfähigkeit	zulässiger max. Klemmwinkel wird überschritten	zulässiger max. Klemmwinkel wird überschritten, plötzliches Herausspringen des Klemmelementes

Abbildung 25 – Ausfallursachen von Freiläufen [29]

Einige der beschriebenen Ausfallursachen wurden bereits in anderen Kapiteln näher erläutert. Als neue Schadensursache ist das Pop-Out (Herausspringen) des Klemmelementes aus dem Verbindungsaufbau durch die Laufbahnen anzusehen. Die elastisch verformten Komponenten sind bestrebt ihre Ausgangskontur beizubehalten, sodass die Klemmelemente gegen die Verspannungsrichtung versuchen abzurutschen. In Abbildung 26 ist der Vorgang des Pop-Out schematisch dargestellt. Ein in Längsrichtung geschlitztes Rohr wird zwischen zwei Backen eingespannt, wobei die Achse des Rohres über der Backenoberkante ist. Beim Spannen der Backen wird dem Rohr eine Verformungsenergie aufgezwungen und dieses elastisch verformt. Die Belastung des Rohres führt zu einer Verschiebung der Rohrachse nach oben (Zunahme des Klemmwinkels). Übersteigt in diesem Zustand der Klemmwinkel dem Reibungswinkel (ähnlich dem Funktionskriterium von Freilaufen – Gleichung 1) wird die im Rohr gespeicherte Energie plötzlich frei und das Rohr springt aus dem Schraubstock. Ähnlich verhält es sich bei Freilaufkupplungen. Eine ungeschickte Auslegung der Geometrie im Freilauf kann ein Herausspringen des Klemmelementes begünstigen. Der Vorgang hat zur Folge, dass die Steifigkeit sprunghaft abfällt und das Moment teilweise zusammenbricht.

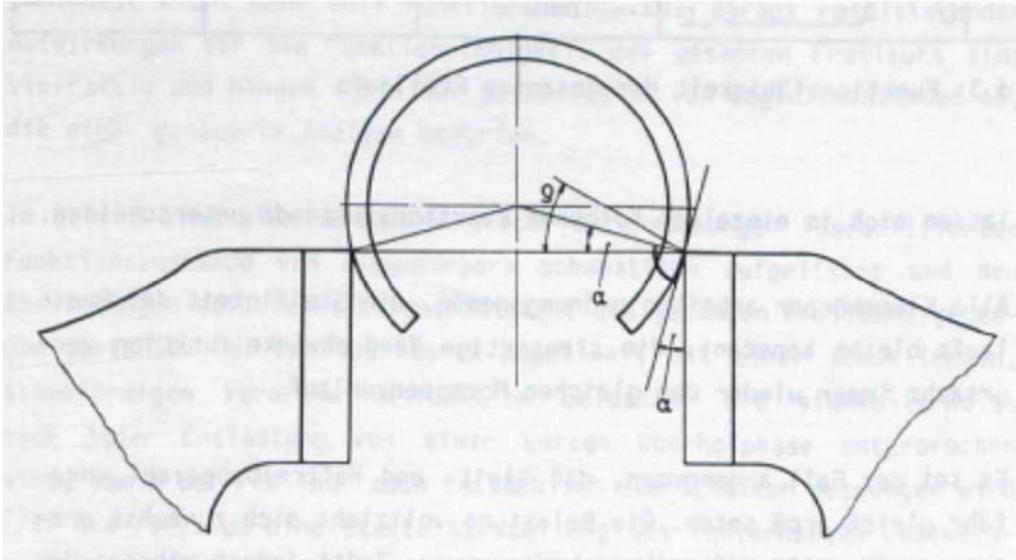


Abbildung 26 – Schematische Darstellung der Ausfallursache: Pop-Out [16]

2.2.11.2. Schaltverschleiß [17, 30, 31, 32]

Die Bewegung der Klemmelemente gegenüber der Laufbahn von Innen- als auch Außenring ist untrennbar mit einer Änderung der Beanspruchung der Komponenten verbunden. Die Bewegungsform in der Kontaktstelle kann dabei als Wälzen, Gleiten oder Rollen aufgefasst werden. Der Schaltverschleiß beschreibt den Materialverlust der Komponenten während des Schaltens der Kupplung. Bei diesem Vorgang überlagern mehrere Verschleißmechanismen einander wobei mehrere Verschleißarten simultan auftreten.

Der Schaltverschleiß stellt eine wichtige Größe in Bezug auf die Lebensdauer als auch die Funktion. Das wiederkehrende Schalten als auch die lokale elastisch-plastische Verformung in der Kontaktzone im Sperrbetrieb führen zu einer Veränderung der Klemmgeometrie. Das Zusammenspiel von mehreren Verschleißmechanismen (siehe oben) führt zu einer Muldenbildung auf der Klemmrampe, sodass die Funktion beeinträchtigt wird. Die Veränderung der Klemmkurve zieht ebenfalls eine Vergrößerung des Klemmwinkels α einher, sodass die geforderte Bedingung aus Gleichung 1 im schlimmsten Fall nicht mehr erfüllt werden kann und es zu einem Rutschen der Komponenten kommt. Die Ursache für die Muldenbildung ist vor allem auf den Wälzverschleiß zurückzuführen (für ca. 80% der Muldentiefe verantwortlich). Untergeordnet ist hierbei die plastische Verformung (ca. 20% der Muldentiefe). Die nachstehende Gleichung stellt die anfänglichen

Bedingungen zum Zeitpunkt des Einbaus des Freilaufs in Relation mit jenen ab dem es zu einem Versagen kommt.

$$\frac{\tan \alpha_0}{\mu_0} < 1 \xrightarrow[\text{Reibwertänderung}]{\text{Muldenbildung}} \frac{\tan \alpha_a}{\mu_a} = 1 \quad (10)$$

Aufgrund der Verschleißmechanismen folgt eine Veränderung der Klemmrampe, sodass neben der Vergrößerung des Klemmwinkels durch die Muldenbildung auch der Reibkoeffizient verändert wird. Die Größenordnung in der sich der Reibkoeffizient verändert ist von konstruktiven und betrieblichen Bedingungen abhängig.

In den Forschungsvorhaben der FVA [17, 28, 33] wurden die Verschleißmechanismen auf die Rollenfreiläufe näher untersucht. In diesen Berichten wird versucht auch einen Konnex zur erwartenden Lebensdauer abzuleiten, sowie Faktoren und Einflüsse des Schmierstoffs als wichtigen Faktor für die Verschleißminimierung näher zu beleuchten.

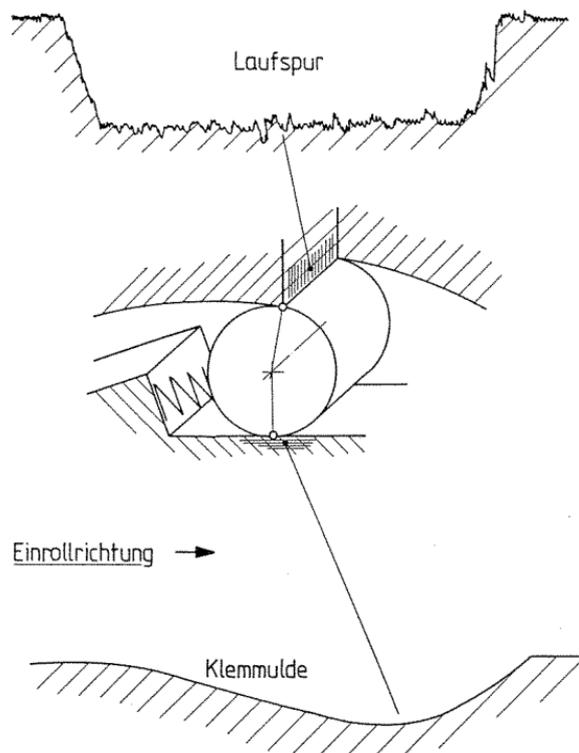


Abbildung 27 – Darstellung des Schaltverschleißes mit Muldenbildung [17]

Zu Beginn des Schaltzyklus ist der Gleitverschleiß vorherrschend und beschreibt die Abnutzung zweier gleitender Oberflächen. Der Gleitverschleiß ist stark von den tribologischen Randbedingungen abhängig (Viskosität des Schmierstoffes, Gleitgeschwindigkeit, Misch-/Grenzreibung, ...). In den meisten Fällen ist diese Art des Verschleißes mit einem thermischen Prozess und der daraus folgenden Temperaturänderung verbunden. Der Gleitverschleiß tritt in typischen Erscheinungsformen (siehe [22]) auf:

- Risse, Grübchen bei Oberflächenzerrüttung
- Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen bei Abrasion
- Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübertrag bei Adhäsion
- Reaktionsprodukte in Form von Partikeln oder Schichten bei tribochemischen Reaktionen

Gegen Ende des Schaltzyklus ist die Gleitgeschwindigkeit niedriger und die Belastung höher. Die Komponenten gehen in eine rollende bzw. wälzende Bewegung über. In diesem Abschnitt ist der Gleitverschleiß geringer und die Abnutzung aufgrund des Wälzverschleißes höher. Eine strikte Trennung der beiden Verschleißarten (Gleitverschleiß, Wälzverschleiß) ist nicht möglich und ist auch von der geometrischen Form des Klemmelementes abhängig. Aufgrund der Mehrfachüberrollungen der Klemmelemente kommt es zu einer wechselnden Beanspruchung in den Oberflächenregionen. Gefügeveränderungen, Rissbildung und in weiterer Folge die Abtrennung von Verschleißpartikel (Grübchenbildung) werden dadurch gefördert.

Ist der Freilauf komplett eingekuppelt (keine Relativbewegung der Komponenten mehr) kann es aufgrund der Belastung (Hertzsche Pressung) in den Kontaktbereichen zu einem Materialabtrag kommen. Vorhergehende Rissbildung kann den Vorgang beschleunigen. Die Folge des Materialabtrages zeigt sich durch eine Muldenbildung. Diesem Effekt kann durch eine entsprechende Beschichtung der Oberflächen entgegengewirkt bzw. verzögert werden. In [17] wird am Ort der

Muldenbildung die Komponente mit Hartmetallplättchen ausgestattet, wodurch die Schaltzahl bis zum Ausfall um den Faktor 4 erhöht wurde.

2.2.11.3. Leerlaufverschleiß [34]

Wird ein Freilauf im Überholzustand betrieben ist ebenfalls ein Verschleißmechanismus zu erwarten. Einerseits kann trotz ausreichender Schmierung ein Aufeinanderprallen oder Gleiten der Kontaktflächen nicht verhindert werden. Als Überholkupplung oder Rücklaufsperrung ist der Freilauf über die meiste Zeit nicht eingekuppelt und der Klemmkörper verharrt in der Ausgangsposition. Nur in seltenen Fällen wird der Freilauf in Sperrichtung betrieben, sodass ein eventueller Verschleißmechanismus mit geringen Auswirkungen auf die Komponenten über die Zeit gesehen einen bleibenden Schaden hinterlässt. Auf der anderen Seite zieht ein Materialabtrag am Klemmelement eine Veränderung des Klemmwinkels mit sich, sodass es zu einem Funktionsverlust des Freilaufs kommen kann. In weiterer Folge soll hier nur auf die FVA-Berichte [35] sowie den zugehörigen Sachstandsberichten des Forschungsvorhabens 646 und der Literaturstelle [36] verwiesen werden.

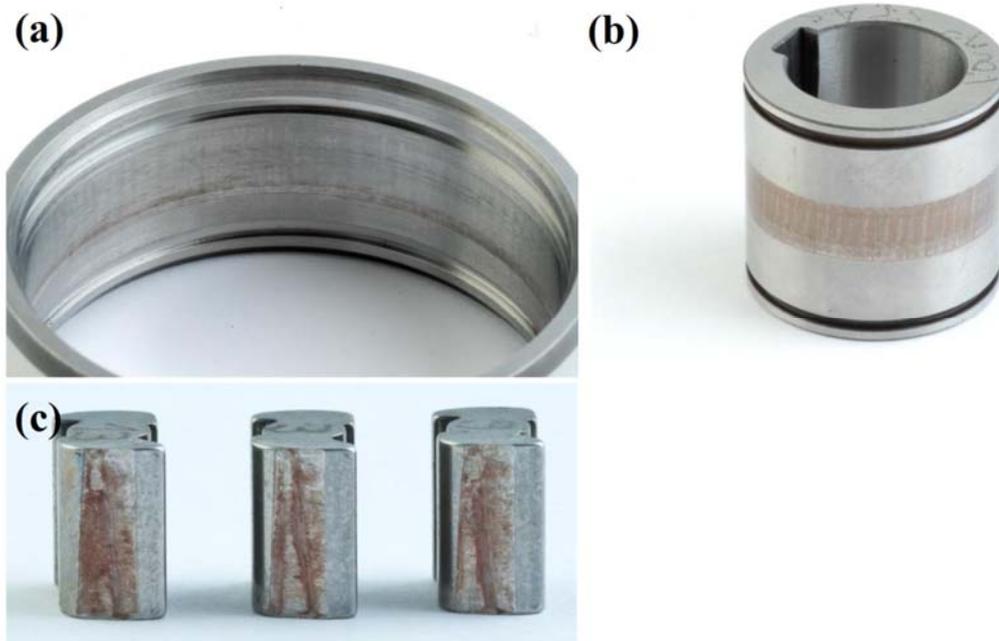


Abbildung 28 – Klemmkörper-Freilauf nach Versagen durch Leerlaufverschleiß im Trockenlauf a) Außenring mit Verschleißspuren, b) Innenring mit Verschleißspuren, c) verschlissene Klemmkörper [35]

2.2.12. Schmierfilm – Theoretische Grundlagen

Um einen verschleißmindernden Zustand im Leerlaufbetrieb zu erhalten sowie eine Steigerung der Lebensdauer zu erzielen, ist es notwendig einen Kontakt der Komponenten zu verhindern bzw. durch konstruktive Maßnahmen vorzubeugen. In erster Linie kann dies durch eine entsprechende Schmierung realisiert werden. Die Gleitkomponenten werden durch einen Schmier-spalt voneinander metallisch getrennt und drehen somit nahezu verschleißfrei. Der Vorgang ist direkt von der vorherrschenden Geschwindigkeit der Komponenten abhängig und beeinflusst den Reibungskoeffizienten. Der Zusammenhang ist anschaulich in Abbildung 29 dargestellt.

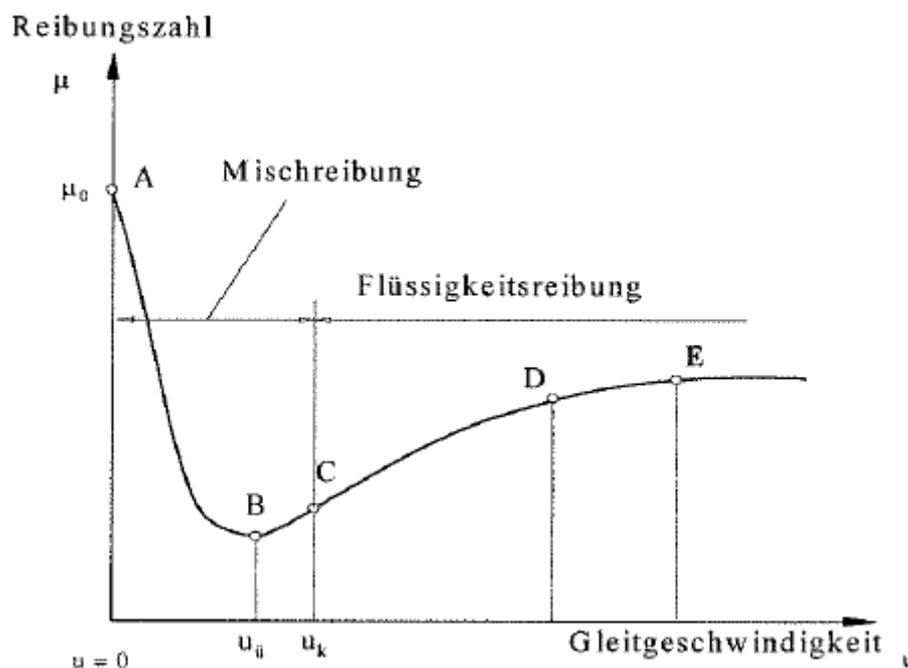


Abbildung 29 – Stribeck-Kurve (Reibungswerte nach Stribeck) [18]

Nimmt die Gleitgeschwindigkeit (in der obigen Abbildung gleichbedeutend mit u) den Wert Null an, so drehen die Komponenten simultan. Es stellt sich der Reibungskoeffizient aufgrund der Werkstoffparameter ein (siehe Kapitel 2.2.5). Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Berührung der Komponenten (nur mehr punktuell) und daraus folgend die Reibkraft ab. Das Minimum der Reibkraft ist in der Abbildung mit dem Punkt B gekennzeichnet. Die zugehörige Drehzahl wird als Übergangsdrehzahl $u_{\ddot{u}}$ bezeichnet. Mit weiter steigender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Reibkraft durch die Flüssigkeitsreibung wieder zu, sodass sich zwischen den

Laufflächen ein permanenter Schmierfilm einstellt. Der Punkt C stellt in diesem Zusammenhang die Trennung der Mischreibung von der Flüssigkeitsreibung dar. Der Verlauf der Kurve wird jedoch nicht allein durch die Gleitgeschwindigkeit beeinflusst. Als wichtige Kenngrößen seien hier die Viskosität des Schmierstoffes und die Pressung angeführt. Die genauen Abhängigkeiten und Einflussgrößen sind in zahlreichen Literaturstellen zu finden, z.B. [22], [37].

Abbildung 30 links ist der schematische Aufbau der Geometrie mit den zugehörigen Parametern dargestellt. Mit h_0 wird der minimale Abstand zwischen der Laufbahn und dem Klemmelement beschrieben. In der rechten Abbildung werden die Geschwindigkeiten sowie die Druckverteilung aufgezeigt.

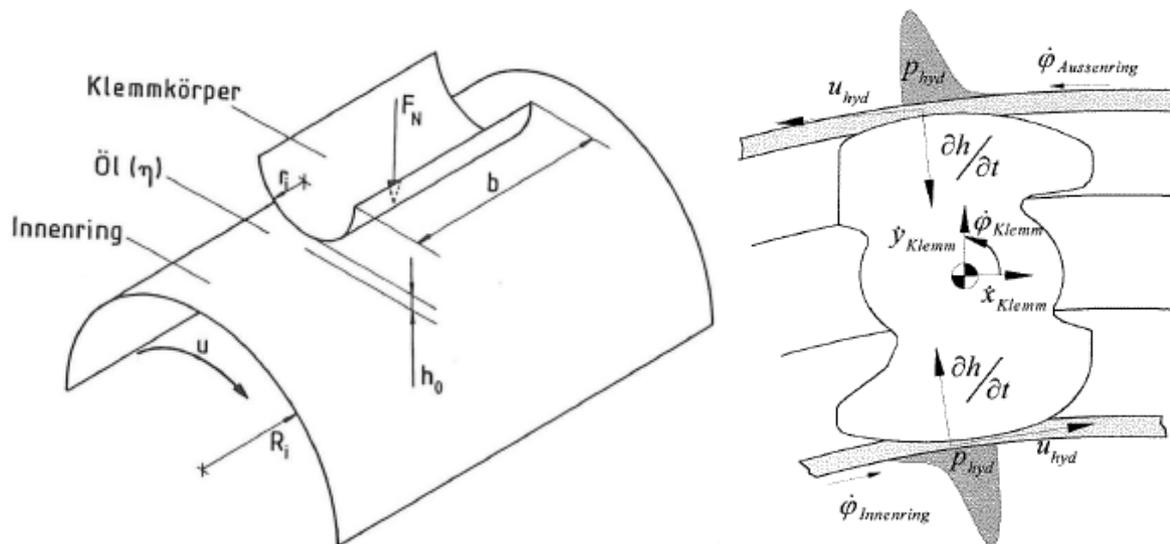


Abbildung 30 – Links: schematische Darstellung der wichtigsten Kenngrößen [38]

Rechts: Geschwindigkeit und Druckverteilung am Klemmkörper [18]

2.2.12.1. Schmierfilmberechnung [39]

Um die Vorgänge im dynamischen Betriebszustand der Hydrodynamik vollständig beschreiben zu können, müssen die Navier-Stokes Gleichungen (NSE) in allen drei Richtungen gelöst werden. Nachfolgende Gleichung zeigt die NSE in der Integralen-Form.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_0} \rho \mathbf{u} dV + \int_{A_0} \rho \mathbf{u} \mathbf{u} dA = \int_{A_0} \mathbf{t} dA + \int_{V_0} \rho \mathbf{f} dV \quad (11)$$

Auftretende Oberflächenkräfte (z.B. der Druck p) werden im Spannungsvektor \mathbf{t} zusammengefasst. Der Spannungsvektor ist eine lineare Funktion der Orientierung \mathbf{n} sodass folgende Beziehung gilt:

$$\mathbf{t} = T \cdot \mathbf{n} \quad (12)$$

T ist als ein Spannungstensor definiert und lautet in der einfachsten Form:

$$T = -p\mathbf{I} + \eta \left[\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] + \zeta (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad (13)$$

Für die Gültigkeit und Forderungen sei auf die Literaturstelle [39] verwiesen. In weiterer Folge wird die Volumenviskosität ζ vernachlässigt, welche die Relativbewegung von Fluiden bei Expansion bzw. Kontraktion beschreibt. Die nun vorliegende Form des Spannungstensors ist der Ausgangspunkt für die Beschreibung des Verhaltens der Fluide in den Berichten der FVA ([18] und [40]). Fluide, welche die Gleichung 13 erfüllen, werden als Newtonsche Fluide bezeichnet (Proportionalität von Schergeschwindigkeit und Scherspannung, $\tau = \eta \dot{\gamma}$). Die verwendete Gleichung zur Beschreibung der Bewegung von Fluiden ist, in der Strömungsmechanik als Reynold'sche Bewegungsgleichung bekannt. Durch Kombination der Impulsgleichung mit der Kontinuitätsgleichung erhält man in der allgemeinsten Form [41]:

$$\frac{d\bar{v}_i}{dt} = \bar{f}_{Bi} + \bar{f}_{Pi} + \bar{f}_{Zi} + \bar{f}_{Ti} \quad \text{mit } i = x, y, z \quad (14)$$

Wobei die Beschleunigung $\frac{d\bar{v}_i}{dt}$ im Gleichgewicht mit den gemittelten Kräften der Masse \bar{f}_{Bi} , dem Druck \bar{f}_{Pi} , der Zähigkeitskraft \bar{f}_{Zi} und der bezogenen Turbulenzkraft \bar{f}_{Ti} stehen muss. Die Berechnung der Gleichung erfordert einigen Aufwand, sodass unter bestimmten Voraussetzungen und Annahmen die Gleichung vereinfacht werden kann. In weiterer Folge wird ein Gleichgewicht der Druck- und Zähigkeitskräfte gefordert um das Geschwindigkeitsprofil bestimmen zu können:

$$\bar{f}_{Pi} = \bar{f}_{Zi} \quad \text{bzw.} \quad \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u_i}{\partial z} \right) \quad (15)$$

Die Integration der obigen Gleichung liefert in der jeweiligen Koordinatenrichtung das entsprechende Geschwindigkeitsprofil im Schmierspalt:

$$u_i = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x_i} [z^2 - (h_2 + h_1)z + h_2 h_1] + u_{i1} + \frac{u_2 - u_1}{h_2 - h_1} (z - h_1) \quad (16)$$

Der Index i steht für die jeweiligen Koordinatenrichtungen x und y . Eventuell auftretende Geschwindigkeiten aus dem Gradienten des Druckes in z -Richtung werden nicht berücksichtigt. Werden die Geschwindigkeiten in die Kontinuitätsgleichung eingesetzt und unter der Annahme von konstanter Viskosität und Dichte im Fluid lautet die Reynold'schen Bewegungsgleichung für glatte Oberflächen:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho}{\eta} (h_2 - h_1)^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + 6\rho(u_2 - u_1) \left(\frac{\partial h_1}{\partial x} + \frac{\partial h_2}{\partial x} \right) - 6\rho(h_2 - h_1) \left(\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) \\ - 12\rho(w_2 - w_1) = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Es werden nur Bewegungen in Umfangsrichtung betrachtet (siehe Abbildung 30). In weiterer Folge muss noch der Einfluss der rauen Oberflächen und die Druck-Viskositätsabhängigkeit in die Gleichung mit einbezogen werden. Die entsprechenden Erläuterungen hierfür sind in [18] ausführlich erklärt.

Unter der Annahme von konstanter Viskosität und Dichte im Fluid kann die Reynold'sche Bewegungsgleichung aufgrund des Geschwindigkeitsprofils angegeben werden:

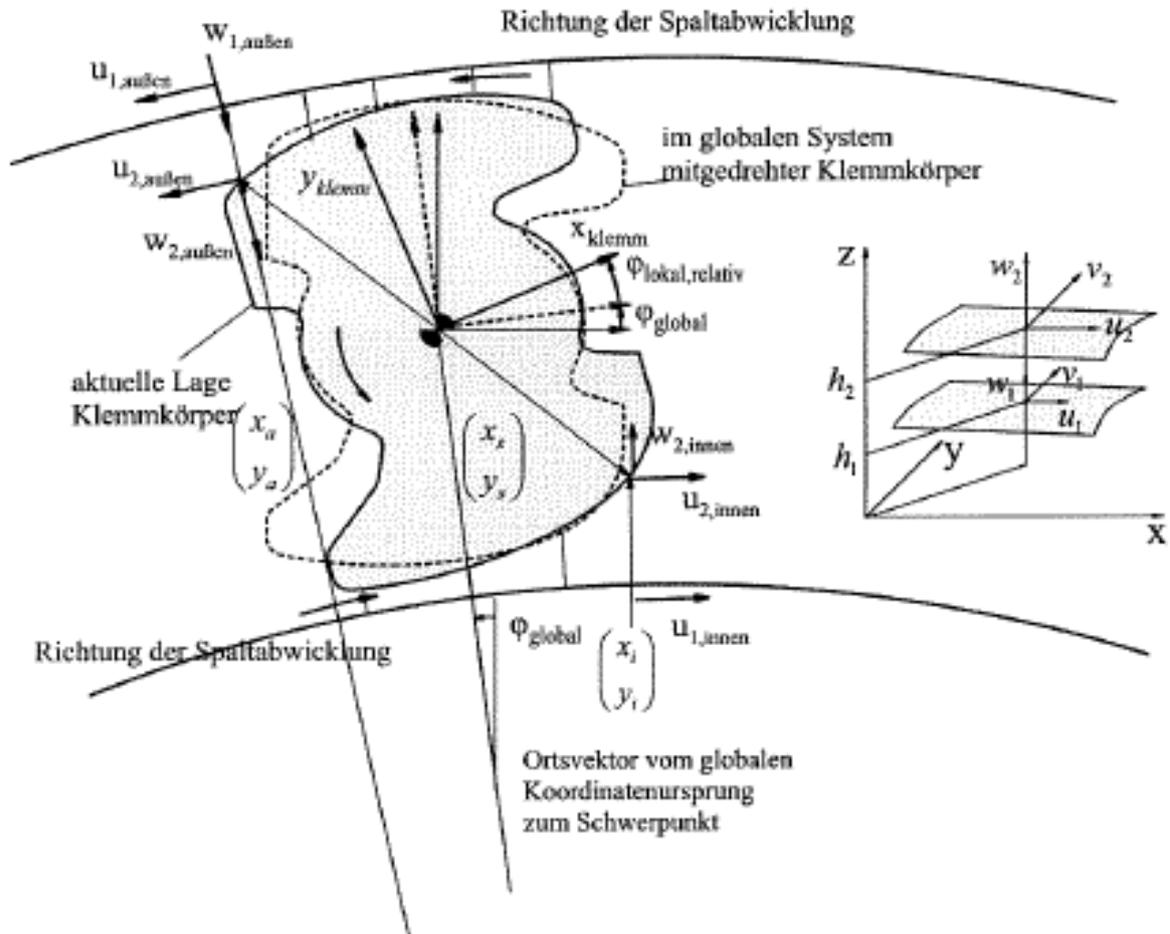


Abbildung 31 – Konvention der Geschwindigkeiten im Schmier-spalt [18]

In Bezug auf Abbildung 31 sollen hier nur die Ergebnisse der Berechnung wiedergegeben werden. Die Gleichungen beschreiben die Geschwindigkeitsverteilung:

Die Geschwindigkeitskomponenten am Außenring ergeben sich zu:

$$\left. \begin{aligned}
 w_{r_a} &= -\dot{r} \cdot (e_{x_a} e_{x_a} + e_{y_a} e_{y_a}) \\
 u_{r_a} &= \dot{r} \cdot (-e_{y_a} e_{x_a} + e_{x_a} e_{y_a})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund radialer} \\ \text{Klemmkörperbewegung} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned}
 w_{\varphi \text{ global } a} &= \dot{\varphi} \text{ global } a \cdot r_a \cdot (e_{x_a} e_{y_a} - e_{y_a} e_{x_a}) \\
 u_{\varphi \text{ global } a} &= \dot{\varphi} \text{ global } a \cdot r_a \cdot ((-e_{y_a}) \cdot (-e_{y_a}) + e_{x_a} e_{x_a})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund tangentialer} \\ \text{Klemmkörperbewegung} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned}
 w_{\varphi \text{ lokal } a} &= \sqrt{(x_a - x_s)^2 + (y_a - y_s)^2} \cdot \dot{\varphi} \text{ lokal } a \cdot ((-e_{(y_a - y_s)}) \cdot (-e_{x_s}) + e_{(x_a - x_s)} \cdot (-e_{y_s})) \\
 u_{\varphi \text{ lokal } a} &= \sqrt{(x_a - x_s)^2 + (y_a - y_s)^2} \cdot \dot{\varphi} \text{ lokal } a \cdot ((-e_{(y_a - y_s)}) \cdot (-e_{y_s}) + e_{(x_a - x_s)} \cdot e_{x_s})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund} \\ \text{Drehung} \\ \text{um den} \\ \text{Schwerpunkt} \end{array}$$

Die Geschwindigkeitskomponenten am Innenring ergeben sich zu:

$$\left. \begin{aligned}
 w_{r_i} &= \dot{r} \cdot (e_{x_i} e_{x_i} + e_{y_i} e_{y_i}) \\
 u_{r_i} &= \dot{r} \cdot (e_{y_i} e_{x_i} - e_{x_i} e_{y_i})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund radialer} \\ \text{Klemmkörperbewegung} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned}
 w_{\varphi \text{ global } i} &= \dot{\varphi} \text{ global } i \cdot r_i \cdot (-e_{y_i} e_{x_i} + e_{x_i} e_{y_i}) \\
 u_{\varphi \text{ global } i} &= \dot{\varphi} \text{ global } i \cdot r_i \cdot (-e_{y_i} e_{y_i} - e_{x_i} e_{x_i})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund tangentialer} \\ \text{Klemmkörperbewegung} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned}
 w_{\varphi \text{ lokal } i} &= \sqrt{(x_i - x_s)^2 + (y_i - y_s)^2} \cdot \dot{\varphi} \text{ lokal } i \cdot (-e_{(y_i - y_s)} \cdot e_{x_s} + e_{(x_i - x_s)} \cdot e_{y_s}) \\
 u_{\varphi \text{ lokal } i} &= \sqrt{(x_i - x_s)^2 + (y_i - y_s)^2} \cdot \dot{\varphi} \text{ lokal } i \cdot (-e_{(y_i - y_s)} \cdot e_{y_s} - e_{(x_i - x_s)} \cdot e_{x_s})
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{aufgrund Drehung} \\ \text{um den Schwerpunkt} \end{array}$$

Abbildung 32 – Geschwindigkeitskenngößen im Leerlaufbetrieb [18]

2.2.13. Kinetik von Freiläufen – Mehrkörpersystem [18, 5]

Die Kinetik beschreibt die Änderung der Bewegungsgrößen unter Einwirkung von Kräften. Im Gegensatz zur Statik (Kräftegleichgewicht am nicht beschleunigten System) beschreibt die Kinetik die Gleichgewichtsbeziehungen an sich bewegten Körpern. Beide Systeme zusammen bilden die Dynamik und sind wichtige Teilgebiete der Mechanik.

Um die Beziehungen in der Kinetik anschreiben zu können, müssen die Bewegungsgrößen und die Kenngrößen der Kräfte gegenüber einem Bezugssystem erfolgen. Bei einfachen Systemen können die Gleichgewichtsbedingungen direkt mittels Inertialsystem angeschrieben werden. Kompliziertere System, so auch der

Freilauf, benötigen weitere Systeme (Führungssysteme) um das Verhalten der Komponenten einfacher beschreiben zu können. In zahlreichen Literaturstellen wird im Allgemeinen ein Inertialsystem am Innenring verwendet. Die z -Achse des Inertialsystems wird hierbei immer parallel zur Drehachse angeordnet, sodass die Drehung der Klemmkörper in der xy -Ebene erfolgt.

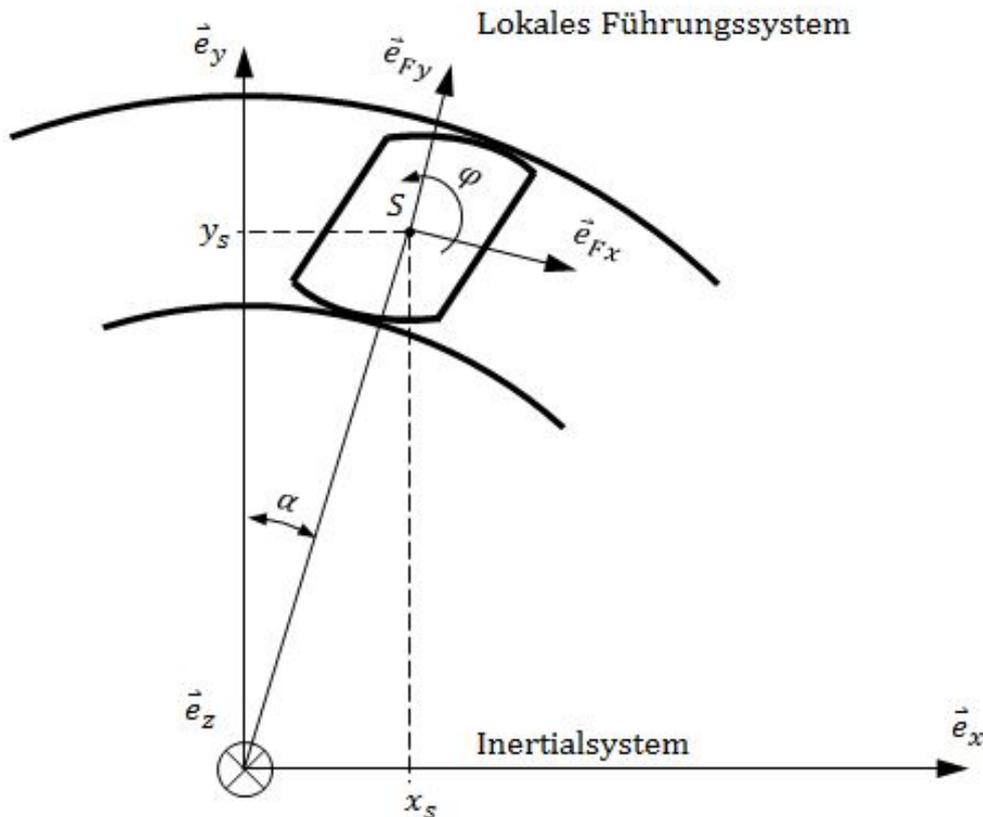


Abbildung 33 – Darstellung der Freiheitsgrade und der Koordinatensysteme

In weiterer Folge wird von einer zentrischen Anordnung der Lage des Innen- und Außenring ausgegangen. Unter dieser Voraussetzung ist die Belastung jedes Klemmkörpers gleich, sodass die Berechnung in einen Klemmkörper reduziert werden kann. Exzentrische Anordnungen waren bereits Forschungsziele der FVA und wurden in den Berichten [5] und [42] veröffentlicht. Zur Beschreibung der Position und Lage eines Klemmelementes werden im Allgemeinen zwei Freiheitsgrade (α, φ) benötigt. In der Literatur wird jedoch der rotatorische Freiheitsgrad α durch die translatorischen Freiheitsgrade x und y beschrieben und unter dem Vektor $x = (x, y, 0)^T$ zusammengefasst. Für den Freiheitsgrad um die z -

Achse gilt $\boldsymbol{\varphi} = (0,0,\varphi)^T$. Des Weiteren ist es sinnvoll die Bewegung des Klemmkörpers mittels eines Führungssystems zu beschreiben. Die z -Achse soll hierbei mit der Drehachse (z -Achse des Inertialsystems) kongruieren und der Schwerpunkt des Klemmelementes auf der x -Achse liegen. Die Anordnung der Freiheitsgrade ist in Abbildung 33 dargestellt.

Um die Auswirkung der Bewegung der Komponenten auf die Kräfte und Momente zu ermitteln müssen die Newtonschen Bewegungsgleichungen (Schwerpunkt und Drallsatz) gelöst werden. In Bezug auf die Bewegung muss zwischen der Translation (Freiheitsgrad x) und der Rotation (Freiheitsgrad φ) unterschieden werden.

$$M \cdot \ddot{\boldsymbol{x}} + D \cdot \dot{\boldsymbol{x}} + K \cdot \boldsymbol{x} = \sum \vec{F} \quad (18)$$

$$J \cdot \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + D \cdot \dot{\boldsymbol{\varphi}} + K \cdot \boldsymbol{\varphi} = \sum \vec{M} \quad (19)$$

mit	M ... Massenmatrix	D ... Dämpfungsmatrix
	K ... Steifigkeitsmatrix	$\sum F$... äußere und innere Kräfte
	J ... Massenträgheitsmoment	$\sum M$... äußere und innere Momente

2.2.13.1. Außen- und Innenring

Der Außen- als auch der Innenring führen nur eine Rotation um die Drehachse durch, sodass in Bezug auf die Bewegungsgleichungen nur der Drallsatz angeschrieben werden kann. Zur leichteren Darstellung können die Antriebs- und Abtriebsseite als ungefesselter Torsionsschwinger modelliert werden (siehe Abbildung 34). Materialeigenschaften (Dämpfungsparameter c_i , Trägheitsmoment J_i) und Bewegungsgrößen φ_i werden in diesem Modell den zugehörigen Knotenpunkten zugeordnet (graue Kasten). Die Diskretisierung der Welle nimmt eine besondere Stellung bei der Aufteilung der Eigenschaften ein. Das Trägheitsmoment kann zu diesem Zweck diskret auf den Knotenpunkten (Ingenieurmodell, Massenmatrix ist

diagonal besetzt) oder als Konsistentes Modell (mittels Formfunktion, Massenmatrix ist voll besetzt) aufgeteilt werden. In der Literatur, vor allem in den Berichten der FVA wird die diskrete Aufteilung der Wellenmasse auf die benachbarten Knoten bevorzugt (Ingenieursmodell).

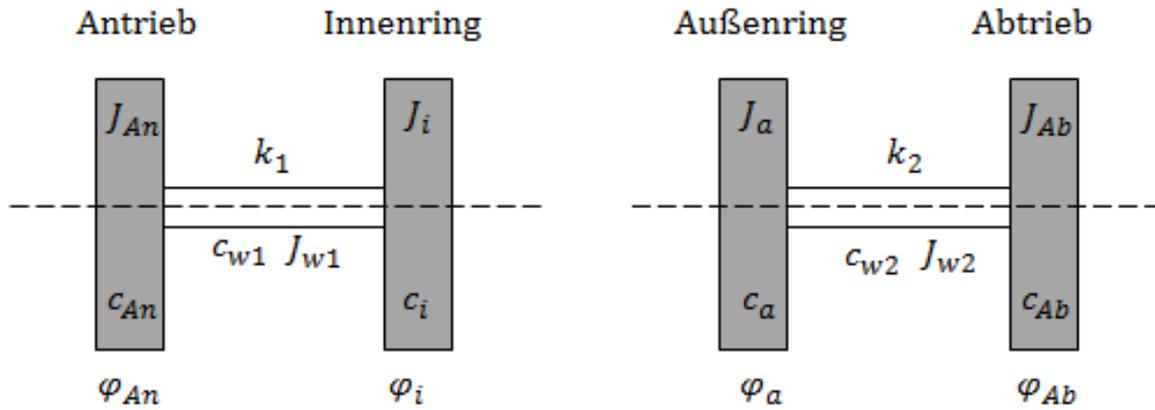


Abbildung 34 – Modellierung des An- und Abtriebs als Torsionsschwinger

Unter Anwendung des Drallsatzes (Gleichung 19) liefern die Bewegungsgleichungen folgende Zusammenhänge. Die Momente auf der rechten Seite der Gleichungen stellen die Reaktionsmomente aufgrund der Bewegung dar.

$$\left(J_{An} + \frac{J_{w1}}{2}\right) \ddot{\varphi}_{An} + c_{w1}(\dot{\varphi}_{An} - \dot{\varphi}_i) + c_{An}\dot{\varphi}_{An} + k_1(\varphi_{An} - \varphi_i) = M_{An} \quad (20)$$

$$\left(J_i + \frac{J_{w1}}{2}\right) \ddot{\varphi}_i + c_{w1}(\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{An}) + c_i\dot{\varphi}_i + k_1(\varphi_i - \varphi_{An}) = M_i \quad (21)$$

$$\left(J_{Ab} + \frac{J_{w2}}{2}\right) \ddot{\varphi}_{Ab} + c_{w2}(\dot{\varphi}_{Ab} - \dot{\varphi}_a) + c_{Ab}\dot{\varphi}_{Ab} + k_2(\varphi_{Ab} - \varphi_a) = M_{Ab} \quad (22)$$

$$\left(J_a + \frac{J_{w2}}{2}\right) \ddot{\varphi}_a + c_{w2}(\dot{\varphi}_a - \dot{\varphi}_{Ab}) + c_a\dot{\varphi}_a + k_2(\varphi_a - \varphi_{Ab}) = M_a \quad (23)$$

2.2.13.1. Klemmelement

Das Klemmelement führt im Allgemeinen eine umlaufende Bewegung um die Drehachse des Freilaufes aus. Um die Komplexität bei der Beschreibung der Bewegungsgrößen zu minimieren, werden diese auf ein mitrotierendes Koordinatensystem (Führungssystem, siehe Abbildung 33) bezogen. Durch Anwendung von Transformationen können die Kenngrößen auf das Inertialsystem konvertiert werden.

Das Auflösen der Newtonschen Bewegungsgleichungen können die Bewegungsgrößen aufgrund der vorherrschenden Belastungen bestimmt werden. Es sei darauf verwiesen, dass im Allgemeinen der Abstand der Drehachse zum Schwerpunkt des Klemmkörpers nicht konstant ist $r = r(x, t)$ (siehe Rollenfreilauf mit gerader Rampe), sodass die zeitlichen Ableitungen mitberücksichtigt werden müssen. Die Kräfte und Momente setzen sich aus den Anteilen der Fliehkraft, Anfederungskraft, Reibkräfte, Reaktionskräfte des Käfigs sowie Schmierfilm bzw. Kontaktreaktionskräften zusammen. Die Belastungen und Bewegungsgrößen sind im Überblick in Abbildung 35 dargestellt

$$\ddot{r} = \frac{\sum F_r}{m} + r\dot{\varphi}^2 \quad (24)$$

$$\ddot{\varphi}_{global} = \frac{\sum F_\varphi}{mr} - 2\frac{\dot{r}\dot{\varphi}}{r} \quad (25)$$

$$\ddot{\varphi}_{rel} = \frac{\sum M_S}{I} - \ddot{\varphi}_{global} \quad (26)$$

Bei der Masse m und dem Trägheitsmoment I muss die Masse des Klemmelementes sowie eventuelle Massen des Käfigs berücksichtigt werden. Die obenstehenden Gleichungen gelten auch für den Klemmrollenfreilauf.

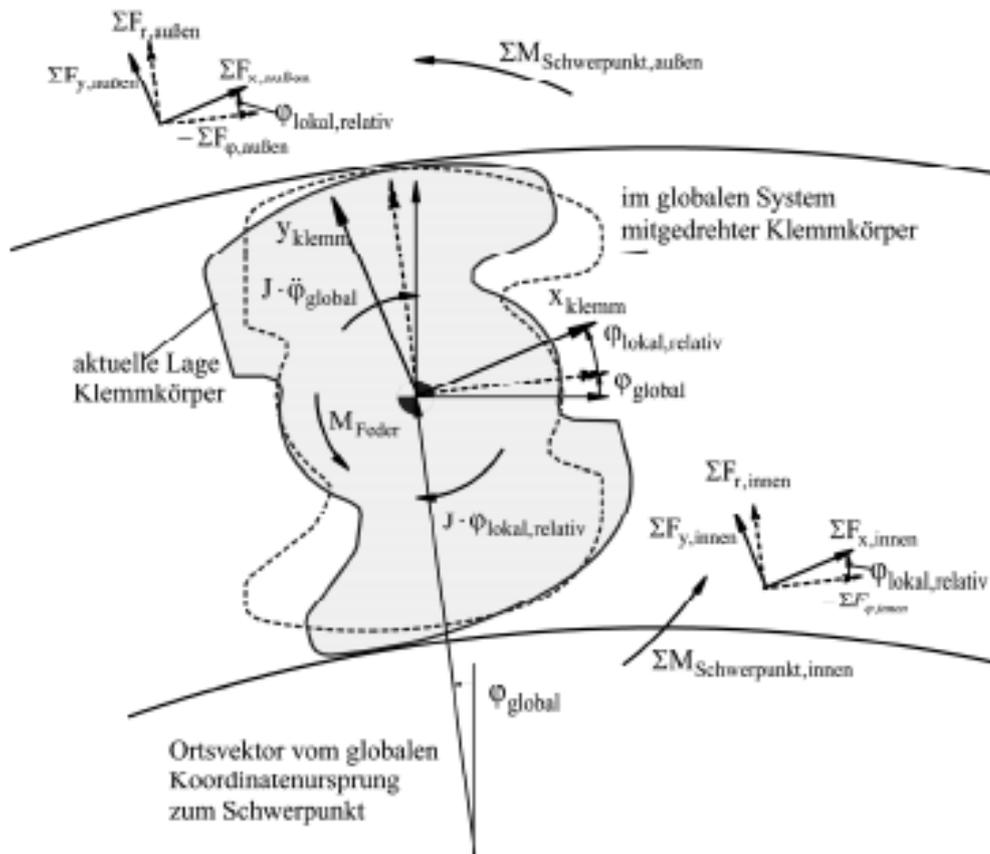


Abbildung 35 – Belastungen und Bewegungsgrößen am Klemmelement [43]

Zur weiteren Vertiefung bzw. genaueren Ausführungen der Berechnungen sei einerseits auf die Forschungsberichte der FVA verwiesen, im speziellen [42] und [15], als auch auf [44].

2.2.14. Anfederung von Klemmelementen [35, 10, 45]

Die Art und Größe der Anfederung von Klemmelementen hat direkten Einfluss auf das Betriebsverhalten, die Funktionstüchtigkeit sowie das Verhalten und die Genauigkeit eines Schaltvorganges. Eine entsprechend dem Einsatzzweck ausgelegte Anfederkraft F_D begünstigt den Drehmomentaufbau, sodass der Einschaltenschlupf herabgesetzt werden kann. In diesem Zusammenhang hat die stationär wirkende Anfederkraft zur Folge, dass die Klemmelemente an die Laufbahnen von Außen- und Innenring gepresst werden und sich dadurch die Schaltbereitschaft erhöht. Die Wahl der Anfederstärke orientiert sich am Schaltverschleiß [17]. Die Höhe der Anfederkraft ist auch von dem jeweiligen verwendeten Schmiermedium abhängig. Beim Umschalten vom Leerlauf- in den

Schaltbetrieb wird durch die Anfederung der Schmierfilm schneller durchbrochen und somit der Schaltzyklus beschleunigt. Auf der anderen Seite führt eine zu hohe Anfederkraft zu übermäßigem Verschleiß und zur Entstehung von Wärme im Bereich der Gleitzonen. Hierbei werden diese mit einer Kraft, welche das 20 – 50-fache des Klemmkörpergewichts entspricht an die Klemmbahnen angefedert [34]. Für die Berechnung der Anfederkraft sei auf die Berichte der FVA verwiesen. Bei der Art der Anfederung haben sich in der Industrie zwei unterschiedliche Systeme etabliert. Klemmkörper können durch ein eigenes Federelement angefedert werden (Einzelanfederung) oder gemeinsam angefedert (gemeinsame Anfederung) werden.

2.2.14.1. Einzelanfederung

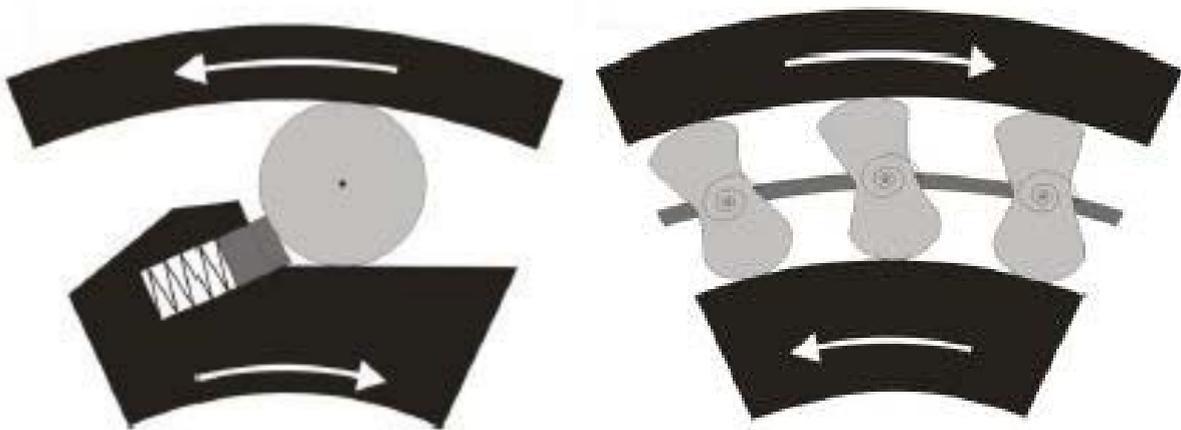


Abbildung 36 – Schematische Darstellung einer Einzelanfederung [35]

Der Vorteil dieser Methode ist die gleichmäßige und gezielt einstellbare Anpresskraft jedes Klemmkörpers. Einzelanfederungen werden häufig wegen ihrer Einfachheit und Zuverlässigkeit eingesetzt und haben eine weitgehend gleichmäßige Lastverteilung (vor allem auch bei eventuell vorhandenen Maßabweichungen).

Die Bauformen der Feder können teilweise sehr unterschiedlich sein. Eine Übersicht der am Markt üblichen Federbauformen ist in Tabelle 2 sowie in [35] enthalten. Bei der Einzelanfederung der Klemmkörper sei angemerkt, dass die Drehfedern sich auf einen Freilaufkäfig abstützen, welcher die Klemmkörper in Position hält (siehe Abbildung 36 rechts). Häufig kommt bei einer Einzelanfederung von Klemmrollen eine Anfederungseinheit aus Federelement und Bolzen zum Einsatz.

Klemmrollenfreilauf	Klemmkörperfreilauf
<ul style="list-style-type: none"> • Biegefeder • Flachfeder • Druckfeder • Druckbolzen • Druckhülse 	<ul style="list-style-type: none"> • Drehfedern • Schenkelfeder

Tabelle 2 – Federbauformen der Einzelanfederung

2.2.14.2. Gemeinsame Anfederung

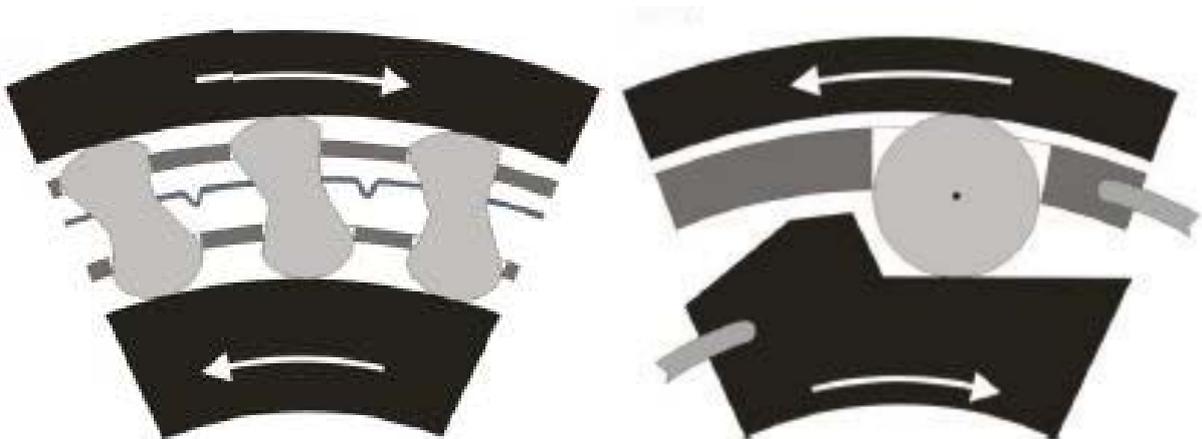


Abbildung 37 - Schematische Darstellung der gemeinsamen Anfederung [35]

Der wesentliche Vorteil gegenüber der Einzelanfederung ist der geringere Fertigungs- und Montageaufwand, durch eine geringere Anzahl der eingesetzten Komponenten im Vergleich zur Einzelanfederung. Eventuelle Maßabweichungen führen durch die Aufhebung der individuellen Anfederung der Klemmelemente zu einer ungleichmäßigen Lastverteilung.

Klemmrollenfreilauf	Klemmkörperfreilauf
<ul style="list-style-type: none"> • Ringfeder • Druckbolzen • Druckhülsen 	<ul style="list-style-type: none"> • Bandspreizfeder im Doppelkäfig • Federband • Mäanderfeder • Ringfeder, die durch eine Nut im Klemmkörper verläuft • Schraubenringfeder

Tabelle 3 – Federbauformen der gemeinsamen Anfederung

2.2.15. Werkstoffe und Beschichtung

Materialeigenschaften werden durch das Materialvolumen und die vorhandene Oberflächenbeschaffenheit charakterisiert. Ersteres ist vor allem für die Festigkeit der Bauteile maßgebend. Eine Erhöhung des Materialvolumens hat zur Folge, dass die Spannungen in den Komponenten sinken. Zweiter Parameter bestimmt in hohem Maße die Verschleißfestigkeit und den Reibungskoeffizienten.

2.2.15.1. Werkstoffe

Die Auswahl der Werkstoffe der Komponenten unterliegt der Hertzschen Pressung in den Kontaktbereichen. In der nachstehenden Auflistung sind die wichtigsten Punkte für die Auswahl der Werkstoffe angeführt.

- Gefüge
- Härte und Festigkeit
- Bruchflächen

- Korrosions- und Verschleißbeständigkeit

In [7] wird für kleine Abmessungen ein Wälzlagerstahl (100 Cr 6) vorgeschlagen, welcher durchgehärtet ist. Für größere Abmessungen wird hingegen ein Einsatzstahl (z.B. 16 MnCr 5 mit 1-1,5mm Einhärtungstiefe) empfohlen. Im Allgemeinen ist jedoch die Auswahl mit dem Freilaufhersteller abzusprechen.

Aus den Freilaufkatalogen (Ringspann, Stieber, GMN, usw....) geht hervor, dass ein vorliegender Einsatzzweck oder ein bestimmtes Anwendungskriterium nicht zwangsweise auf einen bestimmten Werkstoff geschlossen werden kann. Die Angaben hierzu variieren stark in den einzelnen Katalogen.

2.2.15.2. Beschichtungen [46]

Im Laufe der Zeit haben sich zahlreiche Beschichtungsverfahren im Bereich der Freiläufe etabliert (z.B. Riduvit-Verfahren oder Formchrome). Durch den Einsatz von Beschichtungen der Komponenten konnte bereits eine Verbesserung des Verschleißes und somit eine Steigerung der Lebensdauer erzielt werden. Die Auswahl des richtigen Beschichtungsverfahrens ist jedoch abhängig von vielen Faktoren, wie dem Materialeinsatz im Freilauf, den auftretenden Belastungen, je nach Betriebszustand, usw...., sodass eine allgemein gültige Aussage über das richtige Beschichtungsverfahren nicht getroffen werden kann. In den folgenden Punkten ist ein Anforderungskatalog für die verschiedenen Betriebszustände angeführt. In einem Forschungsprojekt der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (siehe [46]) wurden zahlreiche Beschichtungsverfahren an Freiläufen getestet und ausgewertet, sodass in weiterer Folge auf diese Literaturstelle verwiesen sein soll. In Abbildung 38 sind verschiedene Beschichtungsverfahren gegenüber den Anforderungen aufgetragen.

Anforderungen im Leerlauf

- Hoher Widerstand gegen Abrasivverschleiß

- Gegenkörper darf nicht zu stark verschleifen
- Niedriger Reibwert wahrscheinlich vorteilhaft

Anforderungen im Schaltbetrieb

- Hoher Reibwert
- Maßhaltigkeit der Klemmkörper
- Hoher Widerstand gegen Adhäsion
- Hertzsche Pressung bis 4000 N/mm²
- Kein Härteabfall im Grundwerkstoff
- Bei auftragenden Verfahren: gleichmäßige Schichtdicke

Verfahren \ Anforderung	Oberflächenverfestigung	Randschichtumschmelzen	Ionenimplantieren	Aufsintern	Diffusionsverfahren	Thermisches Spritzen	Chemical Vapour Deposition CVD	Physical Vapour Deposition PVD	Galvanische Abscheidung	Auftragschweißen	Plattieren
Schichtdicke	+	+	++	+	+	k.o.	+	++	+	k.o.	k.o.
Konturtreue	+	+	++	+	+	k.o.	+	++	+	k.o.	k.o.
Verschleißwiderstand	-	+	+	0	++	++	+	+	+	++	++
Beschichtungskosten	+	-	k.o.	-	+	+	+	-	+	0	0
Prozess-temperaturen	++	-	+	-	-	+	-	++	++	-	+
Hohe Belastbarkeit (p _{HZ} = 4000 N/mm ²)	0	+	+	-	++	++	++	0	0	++	++
Geeignet	5	4	k.o.	2	7 ✓	k.o.	6 ✓	7 ✓	6 ✓	k.o.	k.o.

Abbildung 38 – Mögliche Oberflächenbehandlungen bzw. Beschichtungsverfahren von Klemmkörpern [46]

2.3. Klemmrollenfreilauf [47]

Wie der Name bereits andeutet werden in dieser Baugruppe Rollen als Verbindungselemente (Klemmkörper) zwischen Antrieb und Abtrieb verwendet. Je nach definierter Eingangswelle muss zwischen Klemmrollenfreilauf mit Innenstern oder Außenstern unterschieden. Kennzeichnend für die Sternkomponente ist, dass diese immer der Antriebsseite zugeordnet ist. In Umfangsrichtung befinden sich, je nach Bauart innen (am Innenring) oder außen (am Außenring) Rampen auf dieser Komponente. In dem Bereich zwischen den Rampen und dem Abtrieb dienen die Rollen als Schaltelement. Im Allgemeinen ist der Innenstern die günstigere Bauform. Bei einem Überholbetrieb (Leerlauf) drehen die Rollen und laufen aus dem Keilspalt heraus, es kann somit keine Verbindung aufgebaut werden. Wird die Drehrichtung einer Wellenseite umgekehrt oder stellt sich ein anderer Geschwindigkeitszustand der Wellenenden ein und die Rollen laufen konstruktionsbedingt in den Keilspalt hinein. Die Kraftwirkungslinie ist normal auf die Oberflächen und die eintretende Haftreibung in diesen Kontaktzonen ermöglicht ein Mitdrehen der Abtriebsseite. Aus diesem Vorgang lässt sich ein direkter Zusammenhang mit der Übertragung des Drehmomentes und dem Reibungskoeffizienten in den Kontaktzonen ableiten.

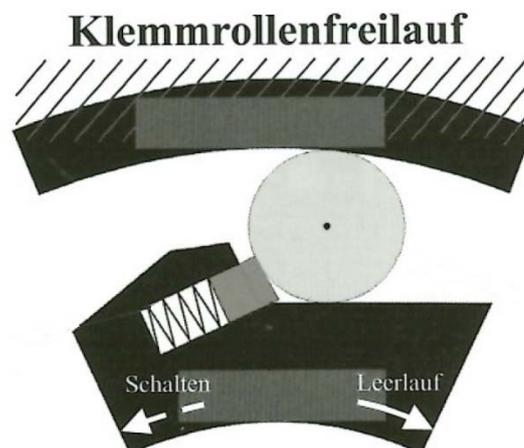


Abbildung 39 – Allgemeiner Aufbau eines Klemmrollenfreilaufes mit Einzelanfederung [48]

2.3.1. Vor- und Nachteile von Rollenfreiläufen

Hinsichtlich des robusten und einfachen Aufbaus haben Klemmrollenfreiläufe ein großes Anwendungsspektrum. In der Industrie wird die Baugruppe als Sicherheitselement im Überholbetrieb eingesetzt. Ein weiterer Vorteil dieser Bauart ist die Verwendung von handelsüblichen Rollen (z.B. von Wälzlagerrollen oder Nadeln). Es sei jedoch darauf verwiesen, dass die Verwendung von Wälzlagerkomponenten immer in Rücksprache mit dem Hersteller erfolgen muss. Auf dem Markt haben sich bereits einige Hersteller von Freiläufen etabliert, sodass die Baugruppe meist als Serienprodukt angeboten werden. Der größte Vorteil des Rollenfreilaufs ist die Selbsthemmung.

Nachteilig ist anzumerken, dass aufgrund der Rollen an den Klemmflächen eine Rillenbildung begünstigt wird [7]. Dadurch, dass die Rollen immer in der gleichen Spur laufen (ähnlich einem Wälzlager), tritt in diesen Kontaktzonen erhöhter Verschleiß auf. Dieser führt in weiterer Folge zur Abnutzung, sodass ein sicherer Betrieb nicht mehr garantiert werden kann. In der Literatur und aus Schadensfällen lässt sich ein weiterer Nachteil ableiten, der Zustand des Überrollens. Aufgrund von Drehmomentspitzen, ungünstiger Bauweise oder zu hoher Verschleiß, besteht die Möglichkeit, dass der Freilauf im Sperrbetrieb um eine Teilung „springen“ kann. In diesem Vorgang wurde die Baugruppe überbelastet, ein einwandfreier Betrieb kann ab diesem Ereignis nicht mehr garantiert werden. Der Freilauf muss getauscht werden.

Eine Auflistung der Vor- und Nachteile von Klemmrollenfreiläufen ist in der nachstehende Tabelle 4 dargestellt. Aufgrund der Robustheit dieser Baugruppe sind diese tendenziell vielseitiger einsetzbar.

Vorteile	Nachteile
Robuste Bauweise, vielseitig einsetzbar	Verschleißbehafteter Leerlaufbetrieb bei Innenstern-Freilauf
Funktionsfähigkeit nach Überlastung eingeschränkt gegeben	Hohes Leistungsgewicht
Hohe Schaltlebensdauer	Geringe zulässige Innenringdrehzahl im Überholbetrieb
Durch Einsatz von Hartmetall kann die Schaltlebensdauer um den Faktor 4 gesteigert werden	Empfindlich gegen Positionsfehler von Außenring zu Innenring

Tabelle 4 – Vor- und Nachteile von Klemmrollenfreiläufen [45]

2.3.2. Anwendungsgrenzen

Die Drehmomentbereiche schwanken je nach Hersteller als auch nach vorhandener Literaturquelle. In erster Linie ist dieser Abhängig von der Größe der Baugruppe sowie der Art des Rollenfreilaufes (Innenstern, Außenstern). In [7] wird für einen Innenstern ein Drehmomentbereich bis ca. 10^6 Nm angegeben. Im Vergleich dazu wird in [2] nur eine Anwendung bis maximal 150.000 Nm vorgeschlagen. Eine detaillierte Auflistung des Drehmomentbereichs zu den jeweiligen Freilaufbaugruppen ist in [8] aufgelistet. Es ist jedoch anzumerken, dass es sich bei letzterem um ein älteres Werk handelt.

2.3.3. Rampenformen und geometrische Beziehungen [10]

In der Literatur finden sich unterschiedliche Ansätze für die Rampenform. Grundsätzlich kann jedoch in 2 Typen eingeteilt werden. Zum einen werden die Sternkomponenten mit ebener Klemmfläche ausgeführt zum anderen in einer logarithmischen Spirale.

Der erste Typ zeichnet sich vor allem durch die einfache Herstellung aus. Nachteilig ist jedoch anzumerken, dass Maßabweichungen in der Baugruppe, zum einen, eine Verlagerung des Kontaktpunktes führt, sowie eine Veränderung der Größe des

Klemmwinkels nach sich zieht. Im Gegensatz dazu ist die logarithmische Spirale robust gegen Maßabweichungen. Jedoch ist die Herstellung dieser speziellen Kurvenform komplexer und fordert einen Mehraufwand in der Produktion.

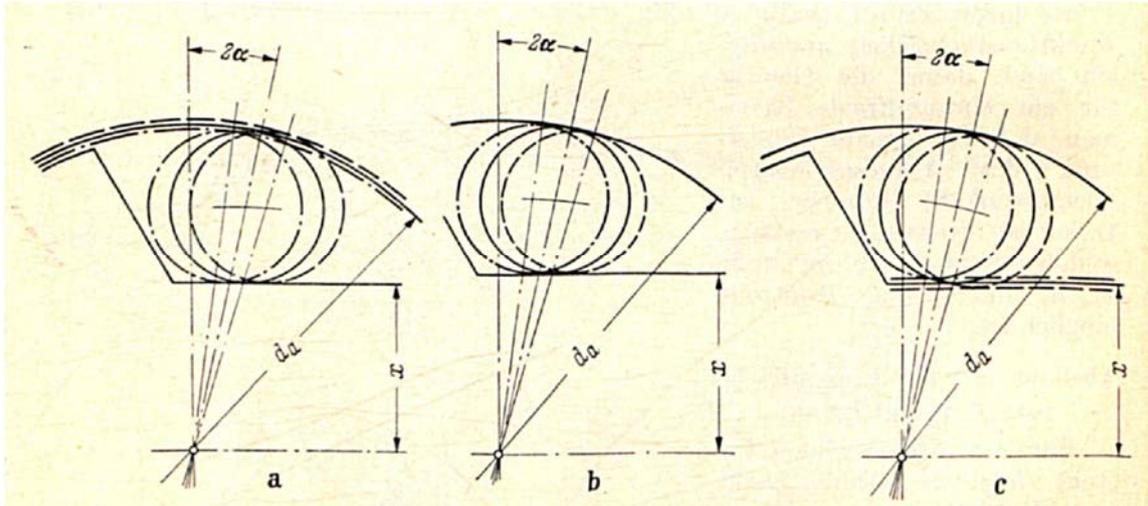


Abbildung 40 – Einfluss der Maßabweichungen auf die Geometrie der Baugruppe [10]

Innenstern mit ebener Klemmfläche

Die Rampe des Innensterns ist als Ebene ausgeführt. Die daraus folgenden Beziehungen lauten:

$$r_s \rightarrow \infty , \quad x = const \quad (27)$$

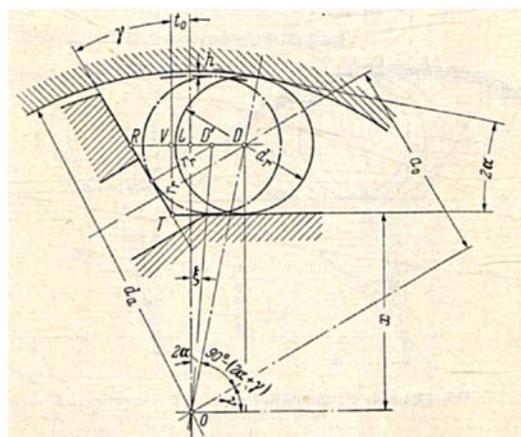


Abbildung 41 – Geometrische Beziehungen am Innenstern mit ebener Rampe [10]

Die obige Abbildung zeigt die geometrischen Beziehungen zwischen den Klemmelement und den Übertragungskomponenten. Eine vollständige Erklärung der Kenngrößen wird detailliert in [10] beschrieben.

$$\cos 2\alpha = \frac{x + r_r}{r_a - r_r} \quad (28)$$

$$\xi = \frac{x + r_r}{r_a - r_r - h} = \frac{r_a - r_r}{r_a - r_r - h} \cos 2\alpha \quad (29)$$

In den meisten Fällen handelt es sich bei den Rollen um Standardkomponenten aus der Wälzlagerherstellung, sodass der Durchmesser (Radius) der Rollen bekannt ist. Des Weiteren ist der Außendurchmesser, aufgrund der Einbaugröße, ebenfalls eine bekannte Größe. Aus diesen Kenngrößen kann aus der Gleichung (28) eine Beziehung für den Abstand der Rampe hergeleitet werden. Die zweite Gleichung beschreibt das Spiel in der Baugruppe. Durch die Wahl der Größe h kann der Winkel bestimmt, werden ab der ein sicherer Überholbetrieb garantiert werden kann bzw. das notwendige Spiel erreicht wird.

Innenstern mit logarithmischer Spirale [10],[49]

Die Besonderheit dieser Ausführung ist, dass die Rampe als logarithmische Spirale ausgeführt ist. Der Winkel der Tangenten des Außenringes und der spiralförmigen Rampe ist immer konstant, mit einem Öffnungswinkel der dem doppelten des Klemmwinkels entspricht.

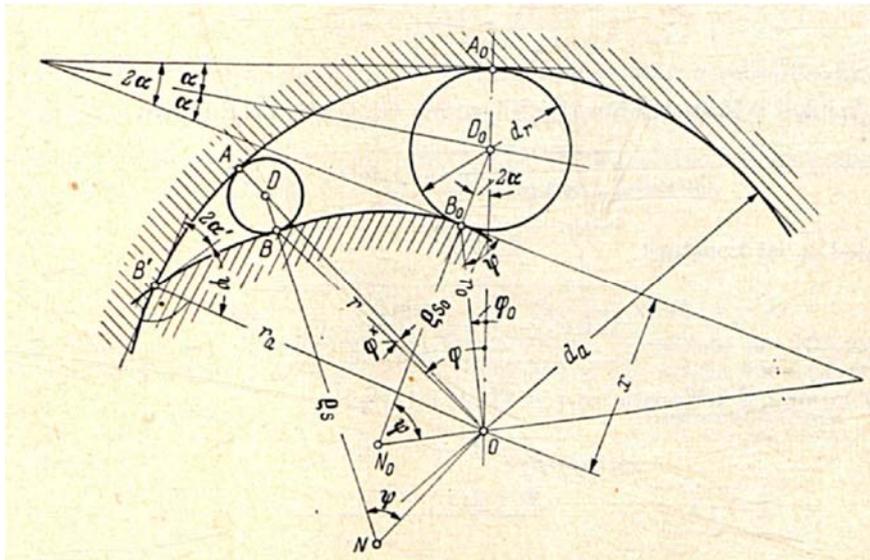


Abbildung 42 - Geometrische Beziehungen am Innenstern mit log. Rampe [10]

Für die erleichterte Beschreibung der geometrischen Verhältnisse, werden die Kenngrößen in Polarkoordinaten angeschrieben. Die Rampe ist durch folgende Beziehung definiert (siehe [10]):

$$r = a e^{m\varphi} \quad (30)$$

$$\tan \psi = \frac{1}{m} \quad (31)$$

$$r_s = \frac{r}{\sin \psi} \quad (32)$$

Der Parameter a beschreibt den Abstand von der Drehachse des Bauteils zur Rampe bei φ . Die Winkel bei φ definiert den derzeitigen Punkt der Rolle auf der Rampe. Der Vorfaktor m stellt den Parameter für die Krümmung der Spirale dar. Je größer der Wert dieser Kenngröße ist, desto stärker wird die Rampe gebogen. Über die Beziehung der Gleichung 31 kann die Tangente der logarithmischen Spirale berechnet werden. Die letzte Gleichung ist die Rückführung auf den Krümmungsradius. Im Spezialfall, dass der Winkel $\psi = \frac{n\pi}{2}$ mit $n \in \mathbb{Z}$, folgt der Fall der ebenen Rampe (vgl. Gleichung (27)).

Für detailliertere Ausführungen in Bezug auf die Geometrie seien auf die folgenden Literaturstellen verwiesen [10], [49]. In diesen Werken werden die genauen

Beziehungen für den Fall der logarithmischen Spiral als Innenstern hergeleitet als auch die Anwendungsgrenzen sowie Berechnungsbeispiele präsentiert.

Berechnung der Geometrie

In folgenden Gleichungen werden die Abmessungen für einen Rollenfreilauf hergeleitet. Ausgangspunkt ist das Inertialsystem (Null-System), welches im Mittelpunkt angeordnet ist. Zur Beschreibung der Abstände wird ein mitrotierendes Führungssystem verwendet (φ - System). Der Winkel φ beschreibt die Verdrehung des Führungssystems gegen das Inertialsystem (positive Drehrichtung). Die tatsächliche Drehung muss konstruktionsbedingt in die entgegengesetzte Richtung des Winkels φ zeigen (negative Drehrichtung $\omega_1 = [0,0,-\varphi]^T$), sodass die Rolle in den verjüngenden Keilspalt hineinlaufen kann.

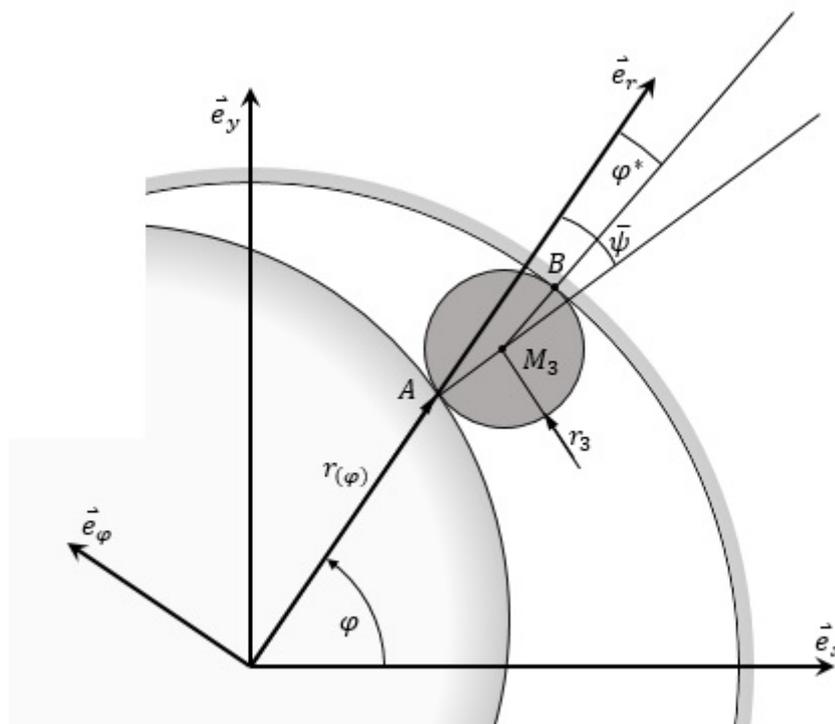


Abbildung 43 – Darstellung der Geometrie für die Bestimmung der Bewegungszustände

Für die Rolle ergeben sich, gemäß der Abbildung, drei charakteristische Punkte. Zum einen der Kontaktpunkt A am Innenstern, der Mittelpunkt der Rolle M_3 , sowie der Punkt B. Letzterer ist nur im Zustand des Sperrbetriebes als ein Kontaktpunkt

anzusehen, in anderen Betriebszuständen repräsentiert dieser nur den maximalen Abstand vom Koordinatenursprung und wird für die Berechnung der Spalthöhe benötigt.

$$\underline{r}_A|_{\varphi} = \begin{bmatrix} r(\varphi) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$\underline{r}_{M_3}|_{\varphi} = \begin{bmatrix} r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi} \\ -r_3 \sin \bar{\psi} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$\underline{r}_B|_{\varphi} = \begin{bmatrix} r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi} + r_3 \cos \varphi^* \\ -r_3 \sin \bar{\psi} + r_3 \sin \varphi^* \\ 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

Für die Winkel $\bar{\psi}, \varphi^*$ in den obigen Gleichungen ergeben sich:

$$\bar{\psi} = \frac{\pi}{2} - \psi \quad (36)$$

$$\tan \varphi^* = \frac{-r_3 \sin \bar{\psi}}{r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi}} \quad (37)$$

Die Umrechnung vom Führungssystem auf das Inertialsystem erfolgt mit nachstehender Gleichung. Die Einträge ergeben sich aufgrund der Drehung um die z-Achse, sowie die positive Drehrichtung des Winkels φ , ($\vec{\varphi} = [0 \ 0 \ \varphi]^T$).

$$\underline{\underline{B}}_{0\varphi} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (38)$$

Die oben genannten Gleichungen wurden für den Fall der logarithmischen Spirale am Innenring (Innenstern) hergeleitet, $r(\varphi) = ae^{k\varphi}$. Für den trivialen Fall einer Gerade ($y = kx + d$) für die Sternkomponenten müssen die obigen Gleichungen modifiziert werden.

$$\tan \psi = k \quad (39)$$

$$\bar{\psi} = \frac{\pi}{2} - \varphi + \psi \quad (40)$$

$$r(\varphi) = \frac{d}{\sin \varphi - k \cos \varphi} \quad (41)$$

Es soll darauf verwiesen werden, dass der Winkel $\bar{\psi}$, in diesem Fall eine positive Zählrichtung besitzt, sodass die Vorzeichen gewechselt werden müssen.

Berechnung der Geschwindigkeit

Die Geschwindigkeit wird, wie auch die Abmessungen im Führungssystem (φ -System) dargestellt. Der momentane Radius der logarithmischen Spiral ist Zeit invariant, sodass für die Berechnung der Geschwindigkeit die zeitliche Ableitung des Radiusvektors einem Nullvektor entspricht ($\dot{\underline{r}}(\varphi) = \vec{0}$). Somit ergibt sich für die Geschwindigkeit der folgende Ausdruck:

$$\underline{v}_{M_3}|_{\varphi} = \vec{\omega}_1 \times \underline{r}_{M_3}|_{\varphi} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\omega_1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi} \\ -r_3 \sin \bar{\psi} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_3 \sin \bar{\psi} \omega_1 \\ -(r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi}) \omega_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (42)$$

Berechnung der Beschleunigung

Wie bereits bei der Geschwindigkeit wird auch die Beschleunigung im φ -System dargestellt. Die nachstehende Gleichung wurde für den Zustand einer nicht konstanten Winkelgeschwindigkeit hergeleitet ($\dot{\vec{\omega}}_1 \neq 0$).

$$\begin{aligned} \underline{a}_{M_3}|_{\varphi} &= \dot{\underline{v}}_{M_3}|_{\varphi} = \dot{\vec{\omega}}_1 \times \underline{r}_{M_3}|_{\varphi} + \vec{\omega}_1 \times \underline{v}_{M_3}|_{\varphi} \\ &= \begin{bmatrix} -r_3 \sin \bar{\psi} \dot{\omega}_1 \\ -(r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi}) \dot{\omega}_1 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -(r(\varphi) + r_3 \cos \bar{\psi}) \omega_1^2 \\ r_3 \sin \bar{\psi} \omega_1^2 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (43)$$

2.3.4. Kräftezustand und Drehmoment

Der Kräftezustand im Freilauf ist abhängig vom vorliegenden Betriebszustand. Wie bereits oben beschrieben ist im Überholzustand die Verbindung von Antriebs- zu Abtriebswelle aufgehoben. In diesem Fall ruht die Rolle an der Ausgangsposition. In dieser Lage existieren dennoch Kräfte welche auf den Freilauf wirken. Zum einen müssen vorhandene Fliehkräfte berücksichtigt werden. Diese können die Rolle in der Art beeinflussen, als dass die Rollen nach außen gedrückt werden, gegen den Außenring und es zu einer Gleitreibung in diesen Bereichen kommt. Des Weiteren sollen aufgrund der elasto-hydrodynamischen Theorie (EHD-Theorie) vorhandene Strömungskräfte nicht unberücksichtigt bleiben, welche durch numerische Simulationsmethoden ermittelt werden können. Bei Verwendung einer Anfederung ist eine entsprechende Federkraft zu berücksichtigen.

Im Sperrzustand folgt aufgrund des vorliegenden Drehmomentes (Torsionsmoment) der Wellenenden eine Umfangskraft in tangentialer Richtung zur Klemmkurve. Die Größe dieser Kraft F_i ist abhängig von der Anzahl der Klemmkörper n , sowie den Abmessungen der Welle d_i sowie dem vorherrschenden Moment M_t .

$$F_i = F_i(n, d_i, M_t) \quad (44)$$

Der für einen Freilauf auf Basis einer kraftschlüssigen (reibschlüssigen) Drehmomentübertragung liegt das Columbsche Reibungsgesetz zugrunde. Die in den Kontaktbereichen reduzierte Umfangskraft lässt sich dadurch als Reibkraft (bzw. Haftkraft) interpretieren. Durch die bidirektionale Beziehung von Haftkraft zu Normalkraft stellt sich in den Berührungspunkten der Rolle mit der Sternkomponente bzw. dem Außenring ein stationärer Zustand ein. Charakteristische Kenngröße ist hierbei der Winkel α . Zum einen muss der Winkel die Grenzbedingung erfüllen und darf maximal den Wert des Öffnungswinkels des Reibkegels annehmen ($\rho = \tan \mu$).

$$F_R = F_N \tan \alpha \quad (45)$$

Für das Drehmoment kann nun folgende Form ermittelt werden.

$$M_t = n \frac{d_i}{2} F_R = n \frac{d_i}{2} F_N \tan \alpha \quad (46)$$

Auf der anderen Seite definiert der Winkel α die Lage der Wirkungslinie der resultierenden Kraft.

$$F_{Res} = \sqrt{F_R^2 + F_N^2} = F_R \sqrt{1 + \tan^2 \alpha} \quad (47)$$

2.3.5. Statik und Dynamik von Rollenfreiläufen

Die auftretenden Spannungen aufgrund der Belastungen (Kräfte und Momente im statischen und dynamischen Betrieb) im Vergleich zu den Werkstoffkennwerten begrenzen den Einsatz eines Freilaufes. Ausschlaggebend hierfür sind die wirkenden Normalkräfte in den Berührstellen und führen zu einer Verformung der Komponenten in diesen Zonen. Wie bereits oben erwähnt ist die Belastung in radialer (Normal) Richtung um einige Potenzen größer als in Tangentialrichtung ($F_R \sim \frac{1}{10} F_N$), welche durch das vorherrschende Drehmoment (Gleichung 46) bestimmt ist. Der statische Anteil der Wälzpressung, leitet sich aus der Momentenbeziehung ab und kann wie folgt berechnet werden [10]:

$$k = \frac{M_t}{z d_i \tan \alpha r b} \quad (48)$$

In der Gleichung muss für r der Ersatzkrümmungsradius und für b die Breite des Klemmelementes eingesetzt werden. Die Wälzpressung muss für beide Kontaktstellen der Rolle ermittelt werden. Tendenziell ist jedoch die Wälzpaarung am Innenring maßgebend.

Die zulässige Pressung in den Berührstellen ist aufgrund der Werkstoffeigenschaften vorgegeben. Mittels der Gleichungen aus Kapitel 2.2.10 zur Theorie von Hertz können die Spannungen aufgrund der Belastung in den Berührstellen analytisch ermittelt werden. Um Kenngrößen der Spannung zu verifizieren, können die real wirkenden Spannungen durch ein spannungsoptisches Schaubild sichtbar gemacht werden. In Abbildung 44 ist eine Spannungsverteilung für einen Klemmrollenfreilauf

dargestellt. Im Bereich der Berührstellen kommt es zu erhöhten Spannungswerten, welche mit zunehmendem Abstand geringer werden.

Die Berechnung des dynamischen Verhaltens ist in Kapitel 2.2.13 enthalten, sowie in den Berichten der FVA [15] und [44]



Abbildung 44 – Spannungsoptisches Schaubild eines Klemmrollenfreilaufs [10]

2.3.6. Lebensdauer [10, 50]

In der Literatur finden verschiedene Ansätze bzw. Algorithmen zur Bestimmung der Lebensdauer von Rollenfreiläufen ihre Anwendung. Neben den klassischen Gleichungsmodellen wurden in der jüngeren Vergangenheit bereits Lebensdauerberechnungsprogramme für Freiläufe entwickelt (FRED) [51]), sodass die aufwendigen Berechnungsverfahren effizienter gelöst werden können. Grundsätzlich lassen sich die in der Literatur befindlichen Methoden in 2 Kategorien

einteilen. Auf der einen Seite bestimmen die belastungsorientierten Berechnungsverfahren von Freiläufen, welche vor allem früher eingesetzt wurden und aufgrund der auftretenden Belastung eine Vorhersage über die Ausfallswahrscheinlichkeit geben. Dem gegenüber stehen die lebensdauerorientierten Methoden. In diesem Fall werden die statische und dynamische Tragfähigkeit, als auch das Gesamtkonzept in Betracht gezogen. Grundlage aller Berechnungsmodelle bilden hierbei die Gleichungen der Lebensdauerberechnung von Wälzlagern (nach Lundberg und Palmgren).

Aus zahlreichen Versuchen, vor allem durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) wurden die Einflüsse auf eine Freilaufversagen untersucht. Hierbei stellten sich folgende Parameter als charakteristische Kenngrößen heraus [33]:

- Werkstoff
- Anfangsklemmwinkel
- Schaltfrequenz
- Oberflächenrauigkeit
- Schmierstoff
- Schmierstofftemperatur

Die Bestimmung der Lebensdauer von Rollenfreiläufen gestaltet sich von Grund auf als ein schwieriger Prozess. Zum einen Variieren die Berechnungsmodelle je nach verwendeter Literaturquelle. Auf der anderen Seite ist die Festlegung der vorliegenden Betriebsbedingungen, die Kenntnis der Parameter, der Einsatz von bestimmten Schmierstoffen als auch der vorliegende Verschleiß der Komponenten nur einige Punkte, welche einen direkten Einfluss auf die Lebensdauer nehmen und deren Bestimmung bzw. Festlegung nicht auf den ersten Blick ersichtlich ist. In der nachstehenden Auflistung sind mögliche Methoden zur Bestimmung der Lebensdauer von Rollenfreiläufen aufgelistet. Trotz immer genauerer Berechnungsverfahren lassen die Modelle nur eine Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauer zu.

a) Ermüdungslebensdauer auf Basis des Zeitwalfestigkeitsgesetzes [10]

Die Auswertung der Lebensdauer wird mit Hilfe des Wöhlerdiagramm durchgeführt. Die Berechnung gliedert sich in zwei Teile. Im ersten wird aufgrund der vorliegenden Wälzpressung k für einen einzelnen Belastungszustand die Lastwechselzahl W ermittelt.

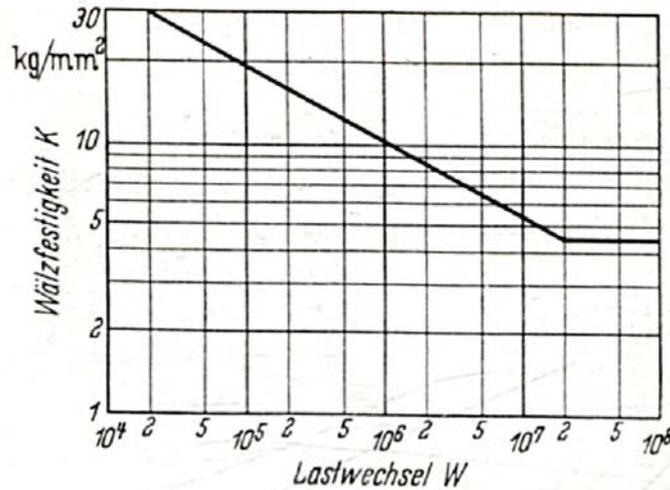


Abbildung 45 – Wöhlerkurve für Walfestigkeit K (16 MnCr 5) [10]

Unter Berücksichtigung des prozentualen Anteils q und der vorliegenden Umdrehung n wird die für die jeweilige Belastung zutreffende Lebensdauer ermittelt (Gleichung 49). Im letzten Schritt werden diese Anteil zu einer globalen Lebensdauer zusammengefasst.

$$L_{h,i} = \frac{q_i W_i}{n_i 60} \quad (49)$$

$$L_{h,ges} = \frac{100}{\sum L_{h,i}} \quad (50)$$

Der Vorgang lässt sich auch umkehren, dass bei einer gewünschten Lebensdauer die erforderliche Pressung ermittelt werden kann. Es soll jedoch darauf verwiesen werden, dass das vorliegende Berechnungsschema nur eine grobe Abschätzung der Lebensdauer ist, da zum einen weder auf die geometrischen Verhältnisse im

Allgemeinen noch auf die auftretenden Kräfte bzw. Spannungen im speziellen eingegangen wird.

b) Ermüdungslebensdauer mit Verwendung von Tragzahlen [50]

Die Berechnungsmethode versucht eine Vorhersage über die Ausfallswahrscheinlichkeit von Rollenfreiläufen zu treffen unter Berücksichtigung der komplexen Vorgänge. Ausgangspunkt des Prozesses stellt der lebensdauerorientierte halbempirische Algorithmus für die Auslegung von Wälzlager dar.

$$\log \frac{1}{S} \sim \frac{\tau_0^c N^e V}{z_0^h} \quad (51)$$

(τ_0 – maximale orthogonale Schubwechselspannung unter der Oberfläche, N – Anzahl der Überrollungen, V – Größe des beanspruchten Volumens, z_0 – Abstand des Schubspannungsmaximums τ_0 von der Oberfläche)

Die Berechnung stellt einen tiefgehenden Zusammenhang der einzelnen Parameter dar, sodass die genaue Kenntnis der vorliegenden Betriebsbedingungen sowie der Kenngrößen einen maßgeblichen Einfluss darstellen. Für eine detaillierte Ausführung des Lebensdauermodells sei auf [50] verwiesen.

c) Lebensdauerberechnung aufgrund von Werkstoffverformung, -ermüdung und Wälzverschleiss (mittels Korrekturfaktoren) [52]

Die Berechnungsmethode basiert auf experimentellen Ergebnissen und versucht diese unter Verwendung von Korrekturfaktoren auf einen realen Freilauf zu übertragen.

$$L = N f_\mu f_{\Delta\alpha} \quad (52)$$

(f_μ – Korrekturfaktor für den Reibbeiwert, $f_{\Delta\alpha}$ – Klemmwinkelkorrekturfaktor)

d) Berechnungsprogramm FRED [51]

Das lebensdauerorientierte Berechnungsprogramm soll die komplexe Lebensdauerberechnung von Freiläufen erleichtern. Es basiert auf den Ansätzen und Untersuchungen von Lundberg und Palmgren. Die Ausführungen der Gleichungen sind ähnlich jenen von b).

2.3.7. Schmierung

Die Schmierung eines Freilaufs ist eng mit der zulässigen Belastung als auch mit der geforderten Lebensdauer sowie dem auftretenden Verschleiß verbunden. Die Art des Schmierstoffes, als auch der gezielte Einsatz von Additiven kann das Betriebsverhalten wesentlich beeinflussen.

Die Anforderungen an das eingesetzte Öl sind sehr vielseitig. Zum einen darf der Schmierstoff während des Sperrbetriebes den Reibbeiwert nicht verändern. Würde der Schmierstoff eine Veränderung des Reibwertes nach sich ziehen, würde die Beziehung aus Gleichung 1 nicht mehr erfüllt sein. Der Freilauf könnte durchrutschen bzw. das Drehmoment kann nicht vollständig aufgebracht werden und es würde zu einer Fehlfunktion kommen. Im Gegensatz dazu muss im Leerlauf (Überholbetrieb) eine ausreichende Dicke des Schmierfilms zwischen Rolle und Außen- oder Innenring vorhanden sein um in diesem Zustand den Verschleiß zu minimieren um einen sichereren Überholbetrieb zu garantieren. Auf Grundlage der hydrodynamischen Theorie für starre zylindrische Körper kann eine Schmierpaltdicke h_0 nach [53] berechnet werden:

$$h_0 = 2,45 \frac{\eta * v}{\frac{F}{b}} R' \quad (53)$$

$$R' = \frac{R * r}{R \pm r} \quad (54)$$

Mit der Beziehung aus Gleichung 53 folgt, dass mit steigender Viskosität η des Schmierstoffes, erhöhter Relativgeschwindigkeit U zwischen Klemmelement und Außen- oder Innenring, sowie einem mitwachsenden Radiusverhältnis R' aus Gleichung 54 ein größerer Schmierpalt zu erwarten ist. Hingegen wird dieser durch

die Beziehung aus der Anpresskraft F über der Breite b der Reibpartner proportional verringert. Es ist zu beachten, dass die in Gleichung 54 gültige Beziehung im Nenner für Kontakt zwischen Außenteil und Klemmelement (–) bzw. für Kontakt zwischen Innenteil und Klemmelement (+) zu setzen ist.

In zahlreichen Untersuchungen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik wurden Referenzöle auf die Betriebsbedingungen untersucht. Eine gute Gegenüberstellung ist in [33] enthalten. Das Ziel dieser Untersuchung war es die Einflüsse der Viskosität, Schmierungsart (Fett-, Ölschmierung), Schmierstoffadditive und Öltemperatur auf die Lebensdauer sowie dem auftretenden Verschleiß zu untersuchen. Die Versuche wurden mit den Referenzölen, gemäß den Richtlinien der FVA, sowie einem Getriebeöl von General Motors (ATF Dexron II) durchgeführt. Es zeigte sich, dass mit zunehmender Viskosität, das erstmalige Auftreten der Pittingbildung hin zu höheren Belastungen verschoben werden kann, sowie dadurch höhere Lebensdauerwerte erzielt werden können. Hingegen muss bei der Verwendung von Additiven die genaue Wirkung untersucht werden, da zum einen eine höhere Lebensdauer erzielt werden kann, jedoch dieser den Verschleiß negativ beeinflussen kann.

Wie bereits oben erwähnt darf der Schmierstoff im Sperrbetrieb den Reibwert nicht beeinflussen und dennoch muss im Überholbetrieb eine ausreichende Dicke des Schmierfilms vorhanden sein. Der Einfluss des Schmierstoffes auf das Schaltverhalten des Freilaufes wurden in einem Bericht der FVA veröffentlicht [14].

Der Versuchsfreilauf hatte einen Klemmwinkel von $\alpha = 3,5^\circ$. Eine wichtige Aussage dieser Untersuchung ist, dass die Reibungszahl mit steigender Belastung geringer ausfällt. Dieser Effekt wird auf die Viskosität der Schmierstoffe zurückgeführt. Zu einem anderen Ergebnis kommt weitere Untersuchung der FVA [54]. Der zu untersuchende Rollenfreilauf hatten einen Klemmwinkel von $\alpha = 2,9^\circ$. In diesem Fall konnte kein Einfluss der Ölviskosität auf das dynamische Betriebsverhalten festgestellt werden. Der Grund hierfür dürfte in der Größe des Klemmwinkels zu suchen sein.

2.3.8. Verformung der Komponenten aufgrund der Belastung

Die wirkende Normalbelastung führt zu einer Verformung der Bauteile. Die Berührungsverhältnisse sind ähnlich einem Wälzlager (Abbildung 46). In den Komponenten kommt es zu Bereichen von Stauchung und Dehnung. Es wird angenommen, dass die Art der Verformungsverteilung am Außen- und Innenring den gleichen Verlauf aufweisen [15].

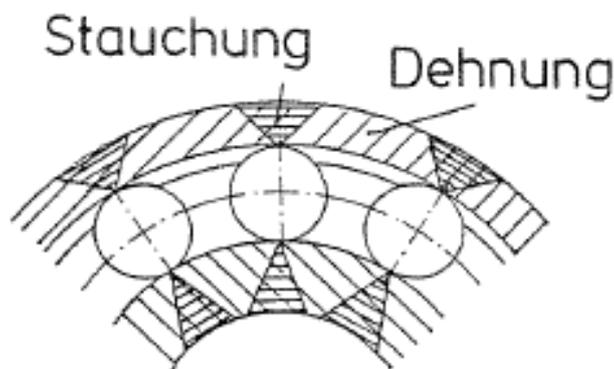


Abbildung 46 – Verformungsverteilung bei einem Wälzlager [15]

2.3.8.1. Verformung und Aufweitung nach Stölzle und Hart [10]

Das Verfahren für die Ermittlung der Durchbiegungen und elastischen Verformungen der Komponenten des Freilaufs beruht auf der Bestimmung von Abweichungen. Insgesamt müssen vier Anteile der Verformung bestimmt werden:

- f_1 Durchbiegung bzw. Aufweitung des Außenteils
- f_2 Elastische Verformung von Rolle bzw. Klemmkörper und Außenteil
- f_3 Durchbiegung des Innenteils
- f_4 Elastische Verformung von Rolle bzw. Klemmkörper und Innenteil

Die Faktoren beeinflussen den Klemmwinkel im belasteten Zustand α' . Das Verfahren lässt sich sinngemäß auch auf andere Freilaufarten übertragen. Die

nachfolgenden Gleichungen 55 beziehen sich auf einen Klemmrollenfreilauf mit Innenstern und einer Gerade als Klemmkurve. Der Verdrehwinkel δ ist in diesem Zusammenhang die Differenz der Klemmwinkel im belasteten und unbelasteten Zustand.

$$\cos 2\alpha' = \frac{x - r_K - (f_3 + f_4)}{r_a - r_K + (f_1 + f_2)} \quad (55)$$

$$\delta = 2(\alpha' - \alpha) \quad (56)$$

Die erste Abweichung errechnet sich zu:

$$f_1 = \frac{F_N r^3}{2EI} J_1 + \frac{F_N r}{2EA} J_2 \quad (57)$$

mit

$$J_1 = \frac{1}{2} \left(\cot \varphi_1 + \frac{\varphi_1}{\sin^2 \varphi_1} \right) - \frac{1}{\varphi_1} \quad (58)$$

$$J_2 = \frac{1}{2} \left(\cot \varphi_1 + \frac{\varphi_1}{\sin^2 \varphi_1} \right) \quad (59)$$

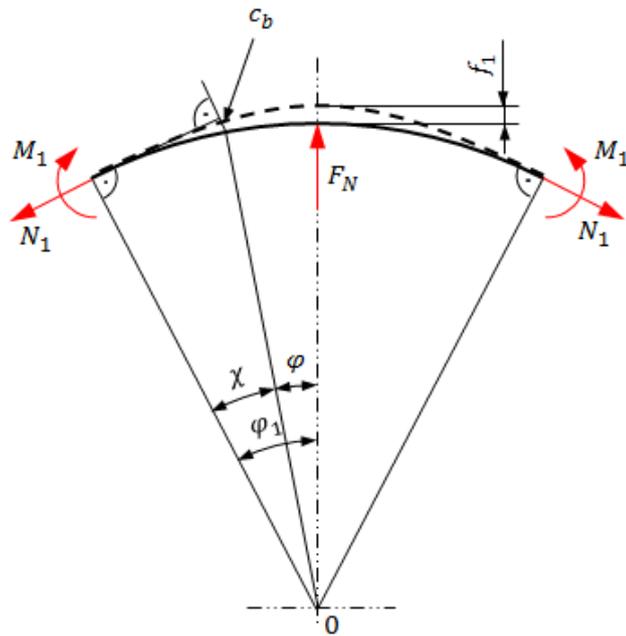


Abbildung 47 – Durchbiegung und Aufweitung des Außenringes

Die elastischen Verformungen sind empirisch ermittelte Annäherungsgleichungen für Linienberührung:

$$f_{2,4} = \frac{0,462}{10^3 \sqrt[3]{d_r b}} F_N \quad (60)$$

Die Formänderung f_3 kann in dieser Anordnung vernachlässigt werden, da der Innenstern meist fest auf der Welle befestigt aufgebracht ist.

$$f_3 = 0 \quad (61)$$

2.3.8.2. Verformung und Aufweitung nach Untersuchungen der FVA [18]

Die obigen Ansätze für die Ermittlung der Verformung und Aufweitung der Komponenten zufolge der Belastung ist nur auf dünnwandige Ringquerschnitte beschränkt. Diese Zuweisung geht aus einer Untersuchung der FVA mittels einer FEM-Analyse hervor. Eine bessere Übereinstimmung der Ergebnisse für dickere Ringabmessungen wurde mit dem Ansatz von Young erzielt. In diesem Berechnungsverfahren wird die Ringaufweitung ΔR ermittelt:

$$\Delta R_B = \frac{WR^3}{EI} \left(\frac{k_1(\Theta - \sin \Theta \cos \Theta)}{4 \sin \Theta^2} + \frac{k_2 \cos \Theta}{2 \sin \Theta} - \frac{k_2^2}{2\Theta} \right) \quad (62)$$

$$\Delta R_A = -\frac{WR^3}{EI} \left(\frac{k_1(\sin \Theta - \Theta \cos \Theta)}{4 \sin \Theta^2} - \frac{k_2}{2 \sin \Theta} + \frac{k_2^2}{2\Theta} \right) \quad (63)$$

Die in den Gleichungen enthaltenen Parameter errechnen sich nach der Konvention nach Abbildung 48 zu:

Mittlerer Radius $R = \frac{a + b}{2}$

Ring Spannungs-
/Verformungsfaktor $\alpha = \frac{h}{R} = 1 - \frac{2(a - b)}{(a + b) \ln \left(\frac{a}{b} \right)}$

Radialer
Scherverformungsfaktor $\beta = 3,12 \cdot \alpha$

Flächenträgheitsmoment $I = AhR$ mit $A = (a - b)t$

Konstanten $k_1 = 1 - \alpha + \beta$

$$k_2 = 1 - \alpha$$

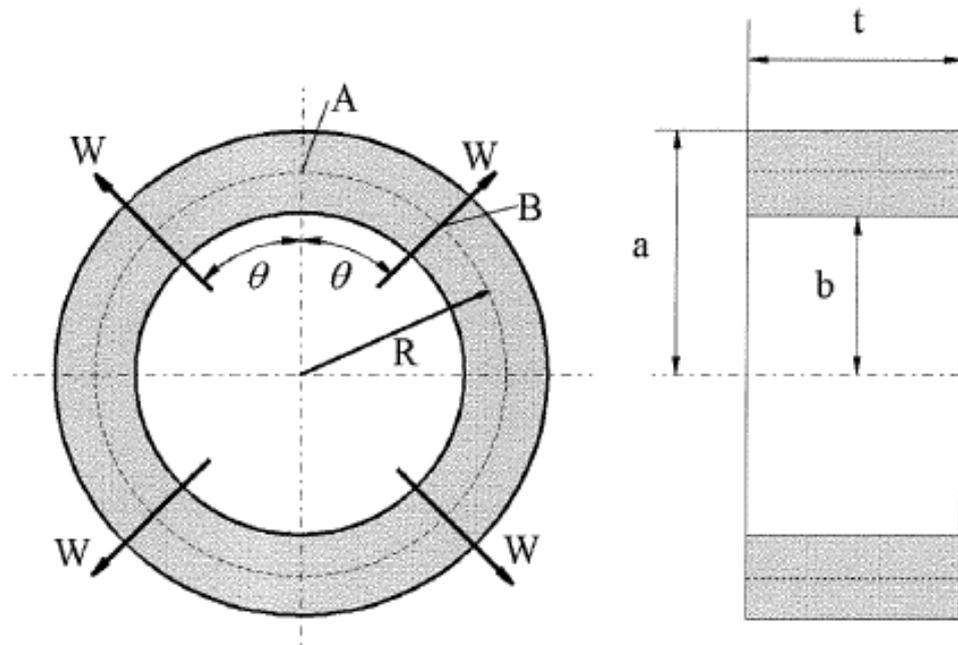


Abbildung 48 – Konvention zur Berechnung der globalen Ringaufweitung [18]

Auftretende Kräfte der Hydrodynamik aufgrund von Kontaktdruck und Trägheitskräfte bleiben bei diesem Ansatz unberücksichtigt. Ein voll-dynamischer Berechnungsansatz ist in Kapitel 4.6.3. und in [18] enthalten.

Die lokale Kontaktdeformation ist im Vergleich zur globalen Verformung des Außenrings schwieriger zu ermitteln. Hydrodynamische Kräfte im Kontaktbereich und gleichzeitige lokale Deformation erfordern eine umfangreiche Berechnung und resultieren schlussendlich in einer Druck/Verformungsiteration. Das Ergebnis der Berechnung ist die lokale Oberflächenverformung v . Ausgangspunkt des Verfahrens sind die Spannungs-Verformungsbeziehungen unter variablen Druck. Nach längerer Rechnung und unter Verwendung der numerischen Auflösung der inneren Integrale kann Oberflächenverformung $v(x)$ als Funktion der bekannten Druckverteilung $p(x)$ angegeben werden.

$$\begin{aligned}
 V(x) = -4 \frac{1 - \nu^2}{E\pi} & \left[\sum_{i=1}^{n_e-2} \frac{l}{2} \right. \\
 & \cdot \sum_{i=1}^g w_{iG} p \left(s_1 + \psi_{iG} \frac{l}{2} \right) \cdot \ln \left| x - s_1 + \psi_{iG} \frac{l}{2} \right| + \sum_{j=1}^2 \frac{l}{2} \cdot \ln l \\
 & \left. \cdot \sum_{i=1}^g w_{iG} p \left(x + \frac{l}{2} (\psi_i + 1) \right) - l \cdot \sum_{i=1}^g w_{iA} p \left(x + (-1)^j l \psi_{iA} \right) \right] \quad (64)
 \end{aligned}$$

2.4. Klemmkörperfreilauf

Bei dieser Kategorie von Freiläufen dienen Klemmkörper als Verbindungselement. Der Aufbau ist ähnlich dem des Rollenfreilaufes, nur, dass in diesem Fall die Welle als auch der Außenring als glatte Flächen (keine Rampen) ausgeführt werden. Die Ausführung der Klemmkörpergeometrie ist je nach Einsatzbereich unterschiedlich. Die Verwendung von Elementen mit spezieller Kontur ermöglicht eine höhere Packungsdichte, im Vergleich zu Rollenfreiläufen. Die höhere Anzahl von Klemmelementen im Ringspalt des Freilaufes ergeben eine verstärkte Tragfähigkeit und verschleißmindernde Eigenschaften. In Abbildung 49 sind verschiedene Bauarten und Größen dargestellt.

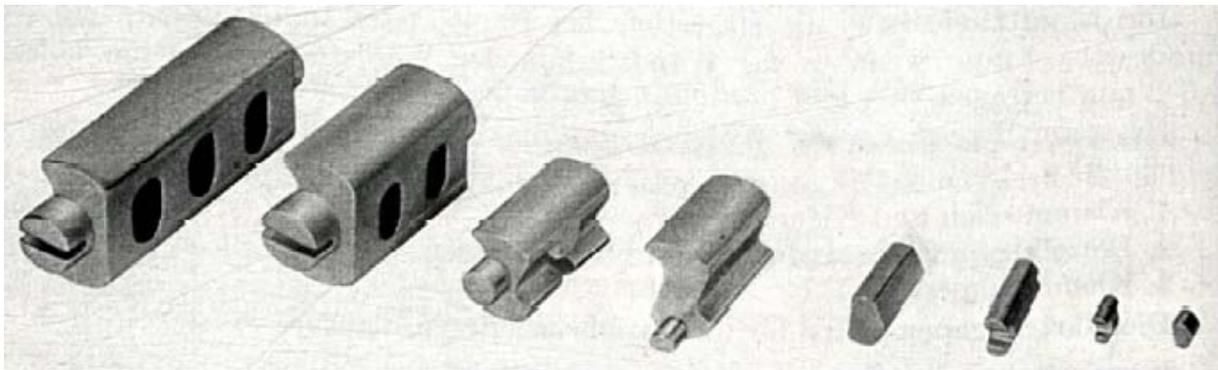


Abbildung 49 – Ausführungen von Klemmkörper [10]

Im Überholbetrieb, wenn der Abtrieb schneller als der Antrieb umläuft, drehen die Elemente, nach innen, sodass die Welle und der Außenring über die Kontur des Klemmelementes gleiten. Bei einer Drehrichtungsumkehr werden diese mitgenommen und aufgestellt. Die Geometrie der Elemente ist dabei so ausgeführt, dass der Abstand von einer Krümmungsfläche zur anderen nicht konstant ist (vgl. Rolle: der Radius ist immer gleich). Im Überholbetrieb ist die Abmessung ein Minimum, und wird größer je mehr der Körper aufgestellt wird. Im Sperrbetrieb entspricht der Abstand der Krümmungsflächen dem der zwischen Außenring und Welle sich einstellt.

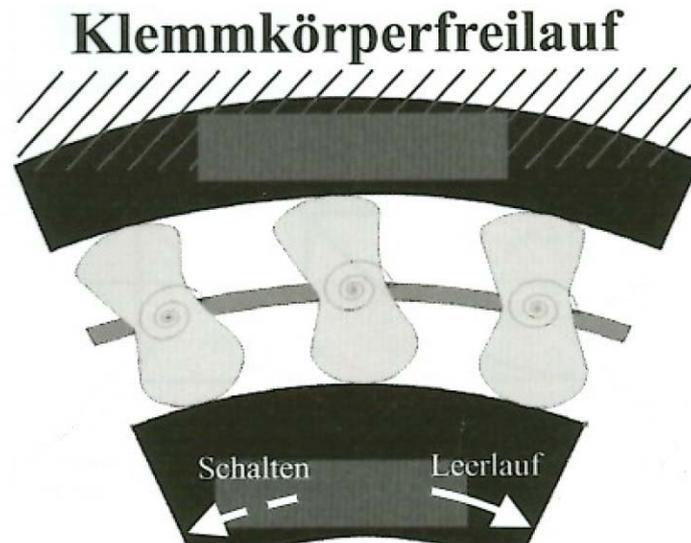


Abbildung 50 – Prinzipieller Aufbau eines Klemmkörperfreilaufs [48]

2.4.1. Vor- und Nachteile von Klemmkörperfreiläufen [45]

Der wesentliche Vorteil dieser Bauform ist der einfache Aufbau der Baugruppe gegenüber den Rollenfreiläufen. Der Außenring als auch der Innenring werden als glatte Wellen ausgeführt. Die spezielle anwendungsspezifische Gestaltung der Klemmkörper erfordert spezielle Maschinen. Durch den Fortschritt der Technik können im Gegensatz zu früher die Klemmkörper heute kostengünstiger sowie spezifisch hergestellt werden. Im Vergleich zu den Rollenfreiläufen können mehr Klemmelemente für die Übertragung der Leistung eingesetzt werden und somit die Leistungsdichte erhöht werden. Das hat zur Folge, dass kleinere Bauformen durch die geringere Belastung in den Kontaktzonen möglich sind. Durch spezielle Bauformen kann der Effekt der Fliehkräftabhebung (in Verbindung mit einem Käfig) ausgenutzt werden. Der Klemmkörper hebt vom Innenring bzw. Außenring, sodass dadurch der Gleitverschleiß im Leerlaufbetrieb minimiert werden kann. Klemmkörperfreiläufe sind serienmäßig auf dem Markt verfügbar. Die äußerlichen Abmessungen sind in den meisten Fällen ident mit denen von Wälzlagern gleicher Baugröße.

Dem gegenüber stehen bei Klemmkörperfreiläufen, dass bei einer zu hohen Belastung die Klemmelemente überdrehen können. Dieser Vorgang ist irreversibel, sodass dies sofort zu einem Ausfall der Baugruppe führt. Eine Notlaufeigenschaft ist nicht gegeben.

In Tabelle 5 ist eine Übersicht der Vor- und Nachteile von Klemmkörperfreiläufen übersichtlich dargestellt. Die Baugruppe zeichnet sich vor allem durch die hohe Leistungsdichte (im Vergleich zu Rollenfreiläufen) aus. Ein weiterer Vorteil ist die Unempfindlichkeit der Exzentrizität von Innenring zu Außenring.

Vorteile	Nachteile
Verschleißfreier Leerlaufbetrieb möglich	Totalausfall bei Überlastung durch Umkippen der Klemmkörper
Hohe Leistungsdichte	Geringere Schaltlebensdauer als Klemmrollenfreiläufe
Unempfindlich gegen Positionsfehler von Außenring zu Innenring	Einsatz von Hartmetall nicht möglich
Verwendung als Käfigfreilauf	
Unempfindlich gegenüber vielen Schmierstofftypen	

Tabelle 5 – Vor- und Nachteile von Klemmkörperfreiläufen [45]

2.4.2. Geometrie [15]

Die Beschreibung der Geometrie bei Klemmkörperfreiläufen ist vergleichsweise schwieriger als bei Rollenfreiläufen. Im Allgemeinen setzt sich ein Klemmkörper geometrisch aus zwei kreisbogenförmigen Profilen zusammen. Bedingt durch die anwendungsspezifisch geformten Klemmkörper, wobei die Krümmungsradien nicht konstant und die Radien der Profile nicht gleich groß sein müssen, lässt eine Bestimmung der geometrischen

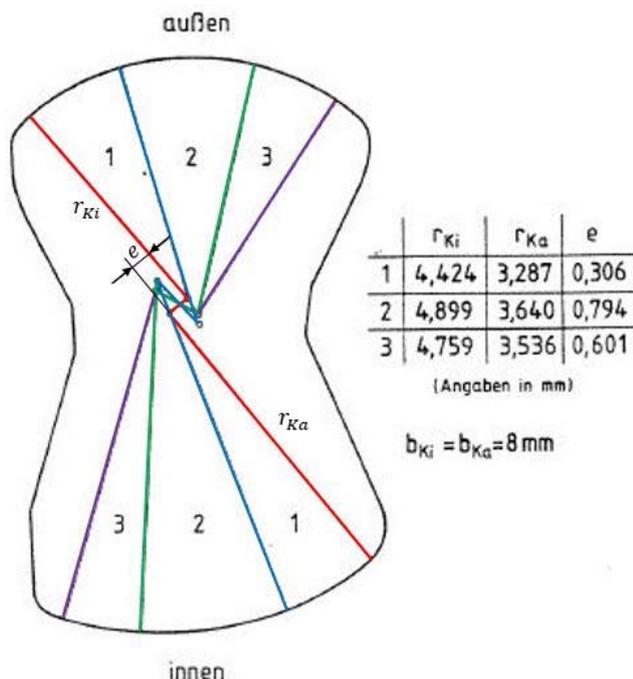


Abbildung 51 – Klemmkörpergeometrie [55]

Verhältnisse nur lokal zu. Die Profilkurven der Klemmstücke sind derart angeordnet, dass bei einer Drehung des Klemmkörpers in Sperrrichtung der Abstand der Tangenten in den Berührungspunkt mit den Laufbahnen zunimmt und der Klemmkörper sich dadurch verkeilt. Um eine Beschreibung der Geometrie zu ermöglichen haben sich in der Literatur bestimmte Kenngrößen als wichtig erwiesen:

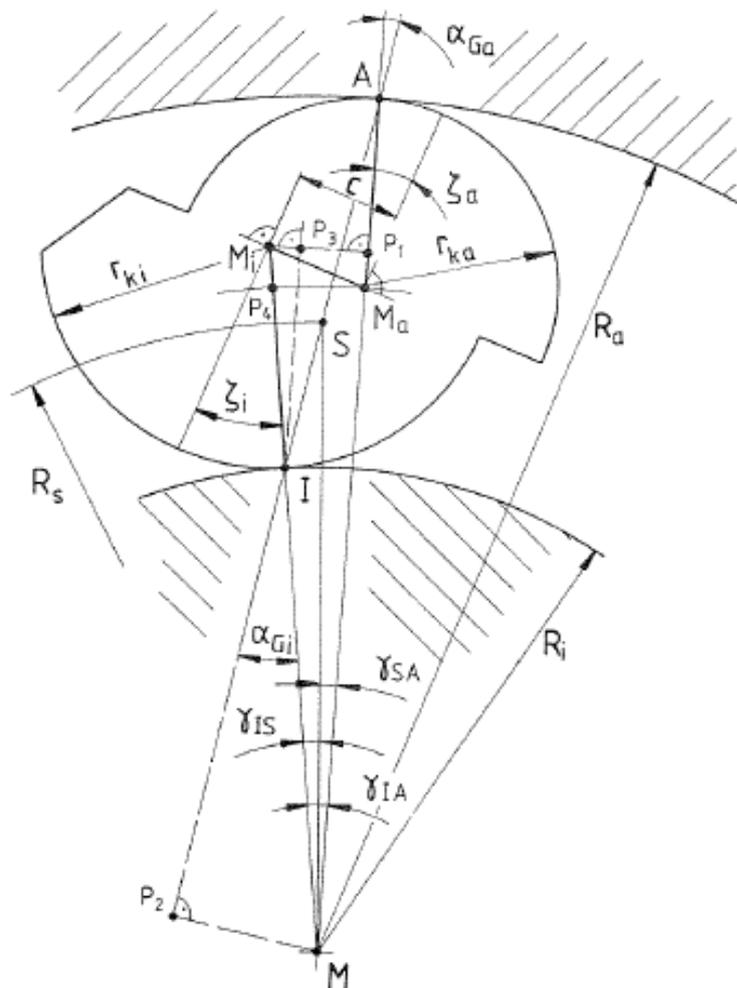


Abbildung 52 – Geometrie eines primitiven Klemmkörpers [15]

2.4.2.1. Öffnungswinkel

Der Öffnungswinkel beschreibt die Lage der Mittelpunkte der Profilkurven bzw. des Schwerpunktes des Klemmkörpers zu einander. Die Verbindungslinie der Mittelpunkte der Wellen (M) und den Mittelpunkten der Profilkurven (M_i bzw. M_a) werden Freilaufmittelpunktsstrahlen genannt. Die Bestimmung der Lage des Schwerpunktes S setzt die genaue Kenntnis der Geometrie voraus. Hierfür wird die

Position auf der Verbindungslinie des inneren (I) und äußeren (A) Berührungspunkt angenommen.

$$\sin \gamma_{IA} = \frac{c \cos \zeta_a}{R_i + r_{ki}} \quad (65)$$

$$\sin(\gamma_{SA} - \alpha_{Ga}) = \frac{R_i \sin \alpha_{Gi}}{R_s} \quad (66)$$

$$\gamma_{IS} = \gamma_{IA} - \gamma_{SA} \quad (67)$$

2.4.2.2. Positionswinkel

Um die Position eines Klemmelementes exakt beschreiben zu können wird, ausgehend von einer Bezugslinie (beliebig aber ortsfest), der Positionswinkel ξ als charakteristische Kenngröße aufgetragen. Als Referenzpunkt am Klemmkörper wird der Mittelpunkt des lokalen Radius der inneren Profilkurve angenommen.

2.4.2.3. Stellungswinkel

Der Winkel zwischen den Freilaufmittelpunktsstrahlen und der Senkrechten zu der Verbindungslinie der Krümmungsmittelpunkte (M_i bzw. M_a) wird als Stellungswinkel bezeichnet. Er ist eine notwendige Kenngröße für die Bestimmung der Position eines Klemmelementes in Bezug auf dessen Grenzlagen, welche die richtige Funktion eines Freilaufes garantieren (siehe Stellungswinkelgrenze). Aus den geometrischen Verhältnissen aus Abbildung 52 lässt sich folgende Beziehung für den inneren Stellungswinkel ableiten:

$$\zeta_i = \zeta_a + \gamma_{IA} \quad (68)$$

In [44] wird der Stellungswinkel als Komplementärwinkel¹ zur obigen Definition festgelegt. Der Winkel bestimmt somit die Abweichung des Freilaufmittelpunktsstrahl zur Verbindungslinie der Mittelpunkte der lokalen Radien ($\angle MM_i M_a$ bzw. $\angle AM_a M_i$).

$$\varphi_{a,i} = \frac{\pi}{2} - \zeta_{a,i} \quad (69)$$

Stellungswinkelgrenze [55, 18]

Das zulässige Intervall in dem der Stellungswinkel sich befindet ist beidseitig begrenzt. Einerseits stellt ein zu gering bemessener Klemmspalt oder eine falsche Klemmkörpergeometrie den unteren Grenzwert dar. In diesem Fall ist die gewünschte Drehung des Klemmelements und somit die Sperrung des Freilaufes nicht gegeben und das aufgebrachte Lastmoment wird nicht übertragen. Auf der anderen Seite definieren die Werkstoffeigenschaften in Verbindung mit der aufgebrachten Belastung die obere Grenze des Stellungswinkels dar. Die natürliche elastische Verformung der Komponenten in den Berührstellen ermöglicht im Normalfall nur eine geringfügige Verdrehung des Klemmelementes. Bei zu großer Belastung (Überlast) oder bei Verwendung von weichen Werkstoffen nimmt die zusätzliche Verdrehung größere Werte an. Ist die Aufweitung zu groß kommt es zum Kippen des Klemmelementes in Richtung der Schaltbewegung. Der Vorgang ist irreversibel und das Klemmelement bleibt in dieser Position liegen. Im praktischen Anwendungsfall werden durch konstruktive Maßnahmen die Stellungswinkelgrenzen nicht erreicht.

2.4.2.4. Spalthöhe

Der Klemmkörper besitzt, aufgrund unterschiedlicher Profilkurven, in jeder Winkellage eine andere geometrische Höhe h . Dieser Abstand wird als geometrische Spalthöhe bezeichnet und ist nur für das unverformte Klemmelemente gültig. Die Elastizität der Werkstoff der jeweiligen Komponenten wird in diesem Zusammenhang nicht berücksichtigt, sodass die nachstehende Gleichung nur für starre Komponenten gilt.

¹ Zwei Winkel α, β heißen Komplementärwinkel, wenn folgende Beziehung gilt: $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha$

$$h = r_{ka} + r_{ki} - c \frac{\sin(\zeta_a + \frac{\gamma_{IA}}{2})}{\cos \frac{\gamma_{IA}}{2}} \quad (70)$$

Die Spalthöhe in Verbindung mit dem Innenringradius ($R_i + h$) stellt den Abstand des Klemmkörpers zum Außenringradius R_a dar.

2.4.2.5. Geometrischer und Kräfte-Klemmwinkel [15, 56]

Bei Freiläufen mit Klemmkörper als Übertragungselement führen dynamische Belastungen zu Kräften und Momenten, welche in Bezug auf den Klemmwinkel eine Unterteilung erfordern. In Abbildung 54 ist die Segmentierung schematische dargestellt. Bei quasistatischer Belastung haben beide Klemmwinkel die gleiche Größe.

- Geometrischer Klemmwinkel

Die konstruktive Formgebung führt zwangsläufig auf den Ansatz den Klemmwinkel als rein geometrisches Problem aufzufassen (vgl. Klemmrollenfreilauf). Der geometrisch Klemmwinkel beschreibt, basierend auf den geometrischen Verhältnissen (Krümmungsradius, Größe des Klemmkörpers, ...), die Lage der resultierenden Kraft in den Kontaktbereichen. Die Wirkungslinie ist somit die Verbindung der Kontaktpunkte der Klemmkörper mit den Laufbahnen von Außen- und Innenring. Ebenso muss der Schwerpunkt auf dieser Linie liegen.

$$\tan \alpha_{Ga} = \frac{c \cos \zeta_a - r_{ki} \sin \gamma_{IA}}{r_{ka} - c \sin \zeta_a + r_{ki} \cos \gamma_{IA}} \quad (71)$$

$$\alpha_{Gi} = \alpha_{Ga} + \gamma_{IA} \quad (72)$$

- Kräfte-Klemmwinkel

Die komplexen dynamischen Vorgänge erfordern zusätzliche mechanische Kenngrößen um den realen massebehafteten Freilauf belastungsrichtig darstellen zu können. Die zusätzlichen Kräfte und Momente sind dem statischen Fall überlagert.

Im stationären Fall ist der Belastungszustand mittels der Normal- und Reibkräfte (F_n bzw. F_t) ausreichend beschreiben, siehe Abbildung 54. Dieser Zustand ist vorherrschend, wenn es zu keiner Verschiebung der Laufbahnen kommt und der Außen- und Innenring synchron umlaufen. Bis zur Erreichung dieses Endzustandes beeinflussen dynamische Vorgänge das Geschehen. Der Beschleunigungszustand der Komponenten führt auf ein Reaktionsmoment T_j um den Schwerpunkt S und einer Kraft F_S . Letztere ist die dynamische Reaktionskraft und wirkt im Körperschwerpunkt und ist entgegen der Relativgeschwindigkeit gerichtet. Um dem dynamisches Gleichgewicht zu genügen müssen an den Berührstellen I und A zusätzliche Kraftkomponenten F_{Zi} bzw. F_{Za} angreifen, welche den statischen Kräften überlagert sind, wobei die Größe und Orientierung der zusätzlichen Kräfte ist vom Geschwindigkeits- und dem Beschleunigungszustand abhängig. Die Superposition des statischen mit dem dynamischen Belastungsfall führen auf die Kräfteklammwinkel α_{Ki} für der inneren und α_{Ka} für den äußeren Kontaktbereich (siehe Abbildung 54). Ersterer ist für den vorliegenden Fall größer als der geometrische Klammwinkel:

$$\alpha_{Ki} < \alpha_G < \alpha_{Ka} \quad (73)$$

Die Gültigkeit des aus Gleichung 1 geforderten Beziehung muss auch dem Kräfte-Klammwinkel genügen, sodass im Vergleich zum Klammrollenfreilauf zwei zusätzliche, vom dynamischen Betriebsverhalten resultierende, Bedingungen erfüllt sein müssen um einen ordnungsgemäßen Funktionsablauf garantieren zu können. Die Einflusskenngößen des Kräfte-Klammwinkel sind ähnlich dem geometrischen Klammwinkel und sind in Abbildung 13 dargestellt.

2.4.2.6. Geschwindigkeits- und Beschleunigungszustand [15]

Das Geschwindigkeits- und in weiterer Folge das Beschleunigungsprofil der Komponenten sind grundlegende Ausgangsgrößen für die Ermittlung des vorhandenen Kräftezustands. Wie bereits weiter oben erwähnt ist im Leerlaufbetrieb der Außen- oder der Innenring stillstehend und es ergeben sich zustandsbezogene charakteristische Kenngößen (Abbildung 53). Ist beispielsweise die Winkelgeschwindigkeit des Außenrings $\omega_a = 0$, so ist in diesem Berührungspunkt von

Klemmkörper und Außenring der Geschwindigkeitspol $v_a = 0$. In dem Kontaktpunkt am Innenring ist das Geschwindigkeitsmaximum. Bei stillstehendem Innenring ist der Pol der Geschwindigkeit auf der Innenseite und das Maximum außen.

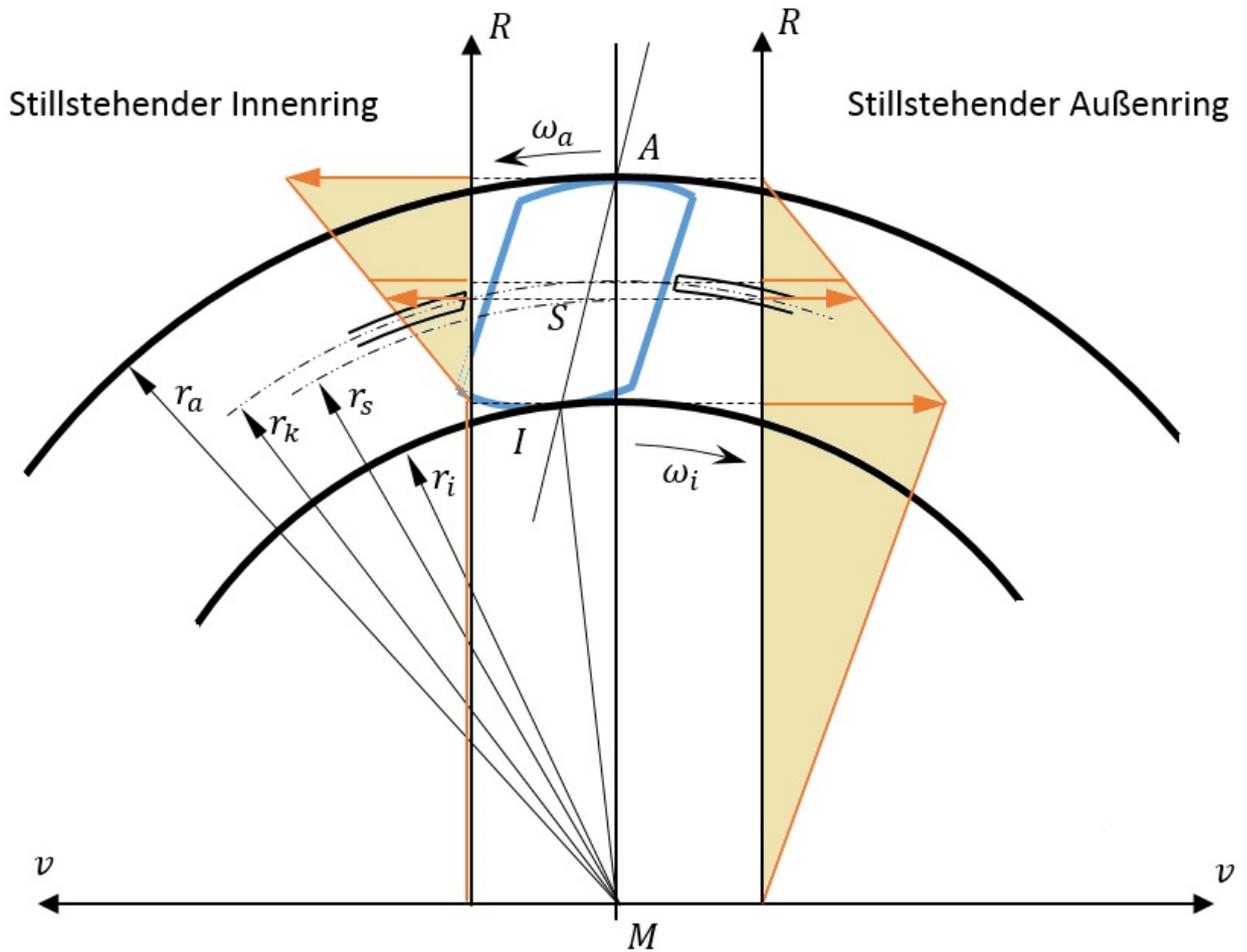


Abbildung 53 – Geschwindigkeitsplan schematisch für einen Klemmkörperfreilauf

Ort	Stillstehender Innenring	Stillstehender Außenring
Außenring	$\omega_a(t) = \frac{v_a(t)}{r_a}$	$\omega_a(t) = 0$
Innenring	$\omega_i(t) = 0$	$\omega_i(t) = \frac{v_i(t)}{r_i}$
Klemmkörper	$\omega_A(t) = v_a(t) \frac{r_s - r_i}{r_a (r_a - r_i)}$	$\omega_A(t) = \frac{v_a(t)}{r_a - r_i}$
Schwerpunkt	$\omega_S(t) = v_a(t) \frac{r_s - r_i}{r_s (r_a - r_i)}$	$\omega_S(t) = v_i(t) \frac{r_a - r_s}{r_i (r_a - r_i)}$
Käfig	$\omega_K(t) = v_a(t) \frac{r_k - r_i}{r_K (r_a - r_i)}$	$\omega_K(t) = v_i(t) \frac{r_a - r_k}{r_i (r_a - r_i)}$

Tabelle 6 – Übersicht der Winkelgeschwindigkeiten je nach Betriebszustand

2.4.3. Kräftezustand und Drehmoment [15]

Neben den üblichen Kräften vom Rollenfreilauf müssen bei Klemmkörper weitere Kräfte berücksichtigt werden. Zum Beispiel beeinflussen auftretenden Massenkräfte durch die nicht einheitliche Form, sowie die Fliehkraft, den Klemmkörper maßgeblich. Ein weiterer Unterscheidungspunkt ist der geometrischen Klemmwinkel zum Kräfte-Klemmwinkel. Bei der dynamischen Betrachtung der Kräfte und Momente ist es sinnvoll einen Kräftewinkel einzuführen. Dieser ist jedoch in gewisser Weise abhängig vom geometrischen Winkel.

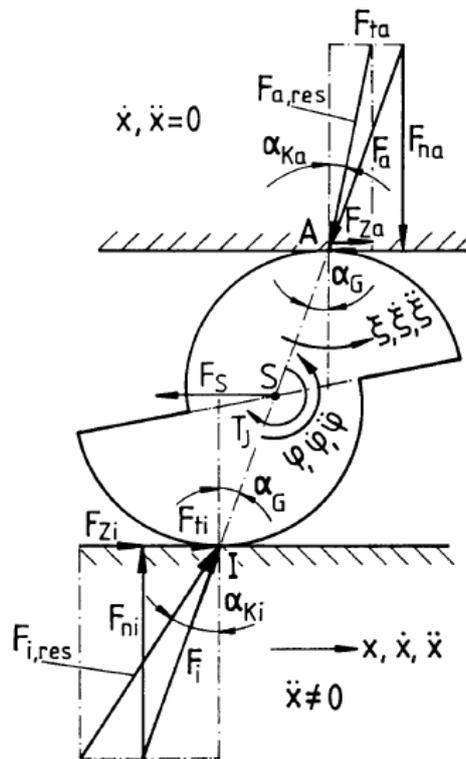


Abbildung 54 – Geometrischer und Kräfte-Klemmwinkel [15]

2.4.3.1. Drehfederkennlinie [57, 44]

In Bezug auf die Steifigkeit von Freiläufen ist das Federverhalten der Komponenten eine maßgebende Kenngröße. Mit Angabe bzw. Ermittlung der Federsteifigkeit kann die Schaltgenauigkeit einer Baugruppe beurteilt werden und zeigt eine Beeinflussung auf den Klemmwinkelverlauf. Beeinflusst wird das elastische Verhalten der Freiläufe vor allem durch die Belastung und äußert sich in zwei Effekten. Zum einen zieht das elastische Werkstoffverhalten der Komponenten in Verbindung mit der aufgetragenen Last eine Abplattung in den Berührungspunkten nach sich. Auf der anderen Seite folgt durch die Belastung (vor allem durch die Normalkraft) eine Aufweitung des Außenrings. Die auftretenden Tangentialkräfte dürfen in diesen Zusammenhang jedoch nicht vernachlässigt werden. Beide Vorgänge führen zu einer Vergrößerung der Spalthöhe, sodass der Klemmkörper weiter in Sperrichtung verdreht wird und daraus folgend der Klemmwinkel zunimmt. Dargestellt wird diese Eigenschaft des Freilaufs in der Drehfederkennlinie. Über dem aufgetragenen Lastmoment wird die zusätzliche Klemmwinkeländerung $\Delta\alpha$ aufgetragen. Der Verlauf des Federhaltens von Freiläufen ist besonders bei Schrittschaltwerken zu beachten, da in diesem

Einsatzbereich die Drehfederkennlinie einen wesentlichen Einfluss auf die maximal erreichbare Schaltgenauigkeit hat.

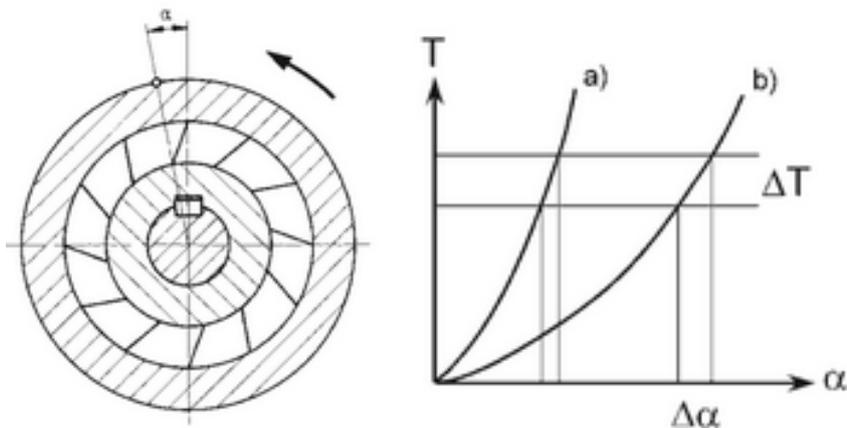


Abbildung 55 – Verdrehwinkel und Federkennlinie eines Klemmkörperfreilaufs

In der obigen Abbildung rechts ist der Zusammenhang des Verdrehwinkel zum Drehmoment dargestellt. a) ist als ein harter Freilauf anzusehen b) als weicher. In Vorschubantrieben sind Freiläufe mit harter Kennlinie einzusetzen. Bei Verwendung eines Freilaufs in einer Umgebung mit schwankendem Antriebsdrehmoment muss die Klemmwinkeländerung klein gehalten werden. Hierfür ist eine möglichst steile Drehfederkennlinie vorzusehen um die hohe Schaltgenauigkeit zu erreichen [44].

2.4.3.2. Drehmoment

Die Ermittlung des zulässigen übertragbaren Drehmoments M_T ist ähnlich dem des Klemmrollenfreilaufs. Mit dem Unterschied, dass der Klemmwinkel an der Außen- bzw. Innenseite im Allgemeinen nicht gleich ist. Die Anzahl der Klemmkörper fließt in die Bestimmung der Tangentialkräfte ein. Je mehr Klemmkörper im Freilauf angeordnet sind, desto geringer wird die örtliche Belastung. Wesentlich beeinflusst die Baugröße und die zulässige Hertzsche Pressung das Drehmoment. Das Funktionskriterium muss auf jeden Fall erfüllt sein.

$$F_R = F_N \tan \alpha \quad (74)$$

$$F_R = \frac{M_T}{r \cdot z} \quad (75)$$

Mittels der Theorie von Hertz zur Bestimmung der Pressung zweier fester elastischer Körper kann die zulässige Pressung in diesem Bereich ermittelt werden. Aufgrund der unterschiedlichen Profilkurven muss für den Klemmkörper der Außenring als auch der Innenring separat betrachtet werden:

$$\frac{1}{\rho_{i,a}} = \frac{1}{r_{i,a}} + \frac{1}{r_{Ki,a}} \quad (76)$$

Für die Pressung in den Berührungspunkten muss noch die Länge des Klemmkörpers berücksichtigt werden.

$$k_{i,a} = \frac{M_T}{2 \rho_{i,a} l_k \tan \alpha_{i,a} r_{i,a} z} \leq k_{zul} \quad (77)$$

$$M_T \leq 2 \rho_{i,a} l_k \tan \alpha_{i,a} r_{i,a} z k_{zul} \quad (78)$$

Die Bestimmung der vorliegenden Pressung bzw. des möglichen übertragbaren Drehmoments entspricht der kleineren Wert. Für eine genaue Bestimmung des Drehmomentes müssen die dynamischen Kräfte mitberücksichtigt werden.

2.4.4. Statik und Dynamik von Klemmkörperfreiläufen

Um die realen Kräfte und Momente beschreiben zu können, muss die Dynamik der Komponenten berücksichtigt werden. Hydrodynamik, Trägheitskräfte und Kinematik der einzelnen Komponenten bzw. die daraus entstehenden Wechselwirkungen beeinflussen das Verhalten eines Freilaufs. In den nachfolgenden Abschnitten soll ausgehend von dem statischen Kraftsystem, welches im Mitnahmebetrieb vorliegt, auf das dynamische Kraftsystem geschlossen werden.

2.4.4.1. Statischer Kraftansatz

Der statische Kraftansatz repräsentiert jene Kräfte, welche nicht in Abhängigkeit der Bewegung, also zeitfrei, zu betrachten sind. Die auftretenden Kräfte überlagern sich in jeder Phase eines Schaltzyklus den dynamischen Kräften. Im Allgemeinen treten neben den bekannten Kräften in den Berührungspunkten (Normalkraft F_{nx} und Reibkraft

F_{Rx}) noch Kräfte aufgrund des Käfigs F_K und der Anfederung F_F . In der nachfolgenden Abbildung ist der statische Ansatz schematische dargestellt.

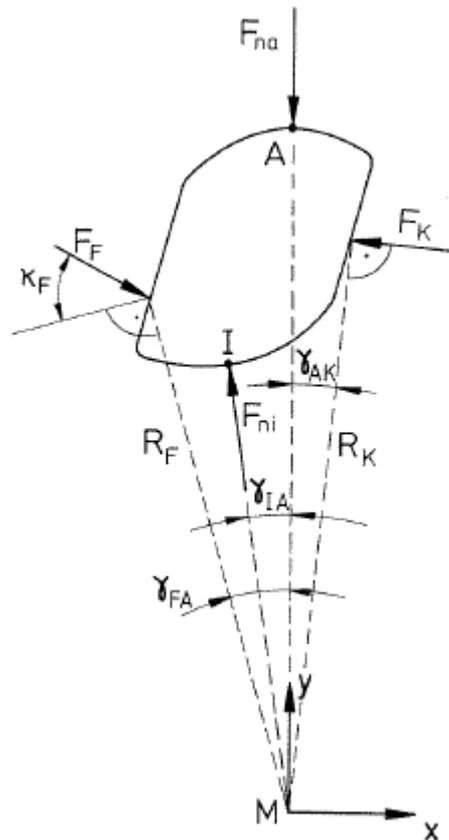


Abbildung 56 – schematische Darstellung des statischen Kraftansatzes [15]

Als eingeprägte Kraft ist die Federkraft anzusehen. Diese ist aufgrund der Verlagerung (Bewegung) des Klemmkörpers bereits bekannt. Durch Bildung der drei Gleichgewichtsbedingungen in den entsprechenden Koordinatenrichtungen können die unbekannt Kräfte ermittelt werden. Das verwendete Koordinatensystem im Mittelpunkt des Innenrings ist gleichzeitig als Inertialsystem des Systems anzusehen.

$$\sum F_x = 0: -F_K \cos \gamma_{AK} - F_{ni} \sin \gamma_{IA} + F_F \cos(\kappa_F - \gamma_{FA}) = 0 \quad (79)$$

$$\sum F_y = 0: F_K \sin \gamma_{AK} - F_{na} + F_{ni} \cos \gamma_{IA} - F_F \sin(\kappa_F - \gamma_{FA}) = 0 \quad (80)$$

$$\sum M_M = 0: F_K \cdot R_K - F_F \cos \kappa_F \cdot R_F = 0 \quad (81)$$

Aus den Gleichgewichtsbedingungen lassen sich nun die unbekanntenen Kräfte ermitteln:

$$F_{ni} = F_F \frac{\cos(\kappa_F - \gamma_{FA}) - \frac{R_F}{R_K} \cos \kappa_F \cdot \cos \gamma_{AK}}{\sin \gamma_{AK}} \quad (82)$$

$$F_{na} = F_F [\cos \kappa_F] \sin \gamma_{AK} - +F_{ni} \cos \gamma_{IA} - F_F \sin(\kappa_F - \gamma_{FA}) = 0 \quad (83)$$

$$\sum M_M = 0: F_K \cdot R_K - F_F \cos \kappa_F \cdot R_F \quad (84)$$

2.4.4.2. Dynamischer Berechnungsansatz

Zu diesem Kapitel konnte nichts Aussagekräftiges in der Literatur gefunden werden.

2.4.4.3. Spannungen [58]

Wird ein Drehmoment (Torsionsmoment) übertragen so treten Kräfte respektive Spannungen in den Kontaktzonen der Komponenten auf. In erster Linie können die Belastungen in Tangential- und Normalkräften eingeteilt werden. Ersteres wird durch das Drehmoment und den Freilaufabmessungen bestimmt. Auftretende Normalkräfte führen zu einer Verformung der Laufbahnen von Außen- und Innenring. Wie bereits bei den Rollenfreiläufen ist auch bei den Klemmkörperfreiläufen in der Berührstelle die Größe der Hertzschen Pressung entscheidend. In der folgenden Abbildung 58 wird mittels der Spannungsoptik die Spannungsverteilung eines Klemmkörperfreilaufs dargestellt. Diese Art der Ermittlung der Spannungen zeichnet sich vor allem durch die hohe Auflösbarkeit der Spannungsverteilung aus. Heutzutage wurde die optische Spannungsanalyse durch modernere Finite-Element Programme abgelöst.

In der optischen Spannungsanalyse wird ein Modell, zumeist aus Epoxidharz (Werkstoff muss spannungs-doppelbrechende Eigenschaften aufweisen), hergestellt, welches entsprechend in einer Vorrichtung, zwischen Polarisator und Analysator, verspannt wird. Das durchsichtige zu untersuchende Werkstück wird mit monochromatischen oder polychromatischen Licht durchstrahlt. Aufgrund der

Ablenkung bzw. Aufteilung im Werkstoff wird die Amplitude entlang der Hauptspannungen (σ_1 und σ_2) zerlegt. Die unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Wellen wirken sich durch einen Gangunterschied s aus. Die Größe dieser Phasenverschiebung ist von der Hauptspannungsdifferenz abhängig. Der Zusammenhang kann in der Spannungsoptischen Grundgleichung dargestellt werden:

$$\delta = \frac{s}{\lambda} = \frac{C}{\sigma_1 - \sigma_2} d \quad (85)$$

In dieser Gleichung beschreiben λ die Wellenlänge des Lichts im Vakuum, d die Dicke des Werkstücks und C die Materialkonstante. Der Parameter δ ist die relative Phasenverschiebung nach dem Analysator.

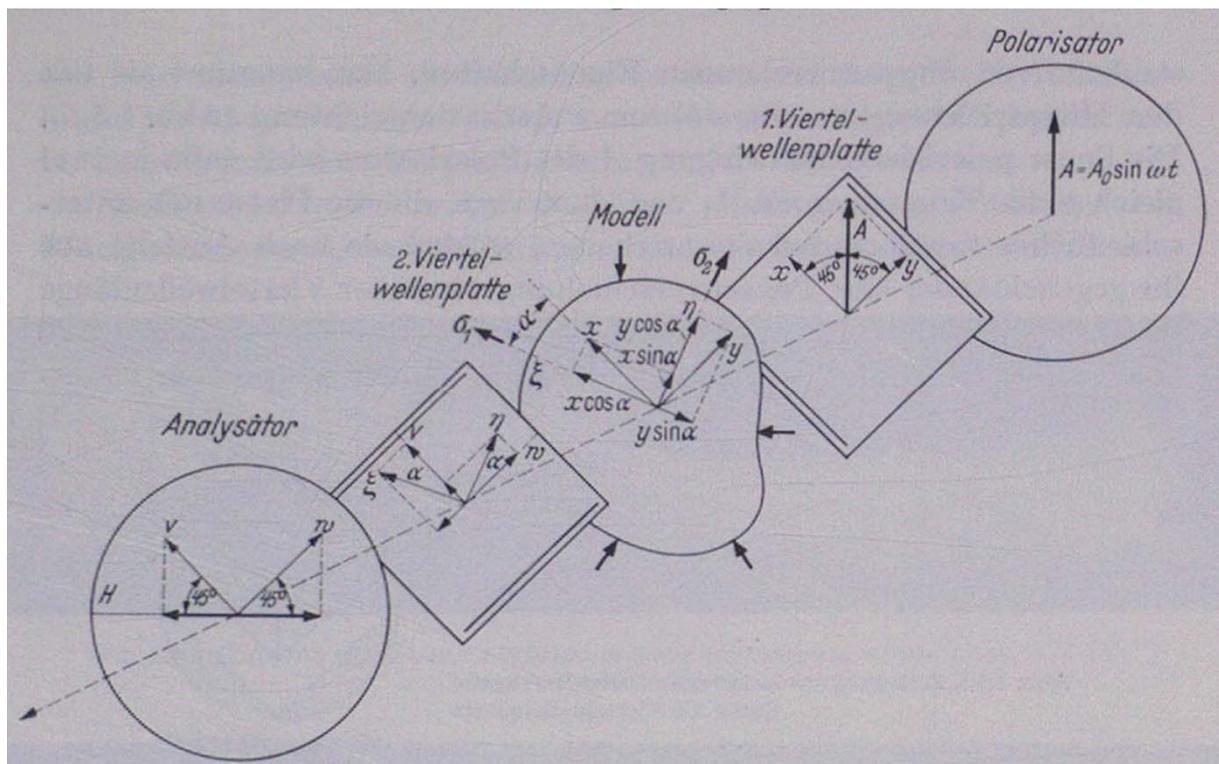


Abbildung 57 – Schematischer Versuchsaufbau der Spannungsoptik mit einem zirkularpolarisierten Lichtstrahl

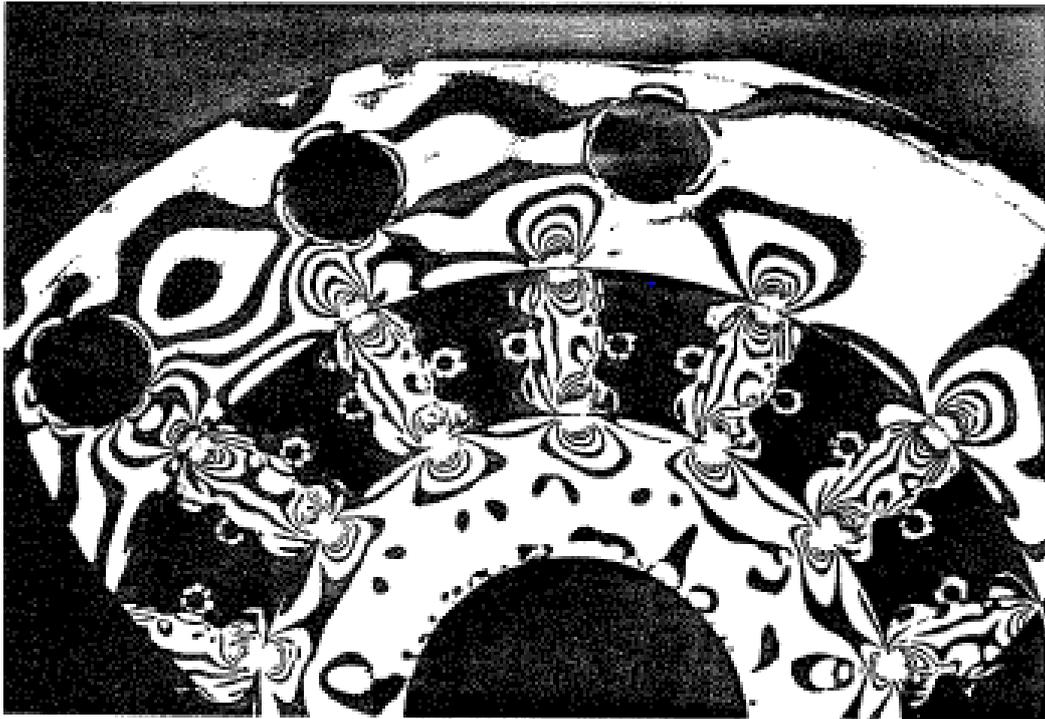


Abbildung 58 – Spannungsoptisches Schaubild eines Klemmkörperfreilaufs [15]

Das Ergebnis nach dem Analysator ist in Abbildung 58 dargestellt. Die Abbildung stellen die Isoklinen und Isochromaten verschiedener Ordnungen dar. Die Isochromaten sind jene Linien in denen die Hauptspannungsdifferenz konstant ist. Bei den Isoklinen ist die Richtung der Hauptspannung und der Polarisationsrichtung des einfallenden Lichts die gleiche, sie stellen somit die Spannungstrajektorien des Körpers dar. Durch anschließende Nachbearbeitung können die Hauptspannungslinien (senkrecht zu den Isoklinen) dargestellt werden.

2.4.5. Verschleiß

Grundsätzlich treten bei einem Freilauf mit Klemmkörpern die beiden Verschleißarten Wälzverschleiß und Gleitverschleiß auf (siehe Kapitel 2.2.11).

2.4.5.1. Übersicht der Verschleißmindernden Verfahren

Im Verlauf der Entwicklung von lebensdauerorientierten Freiläufen haben sich unterschiedliche Ansätze und Ausführungsformen für die Verringerung des Verschleißes etabliert. Die nachfolgenden Methoden stellen Verfahren zur Minimierung des Verschleißes im Leerlaufbetrieb dar.

Einsatzgebiete	Standard		Klemmstückabhebung X		Klemmstückabhebung Z		RIDUVIT®		hydrodynamische Klemmstückabhebung		Abhebung durch Schleppkräfte	
	Universeller Einsatz	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Innenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring	Erhöhte Lebensdauer durch Klemmstückabhebung bei schnell drehendem Außenring
Rücklaufsperrre	Bis mittlere Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring läuft frei)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innenring läuft frei)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring läuft frei)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring läuft frei)	Bis hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring läuft frei)	Bis hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring läuft frei)	Bis hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)
Überholfreilauf	Bis mittlere Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Leerlaufbetrieb (Innen- oder Außenring überholt)
Vorschubfreilauf	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außen- oder Innenring nimmt mit)	Niedrige Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außenring nimmt mit)	Niedrige Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Innenring nimmt mit)	Niedrige Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außen- oder Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außen- oder Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außen- oder Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Außen- oder Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Innenring nimmt mit)	Bis sehr hohe Drehzahlen im Mitnahmebetrieb (Innenring nimmt mit)	nicht für Schaltfreilauf geeignet

aus Produktkatalogen der Firmen: Ringspann GmbH, GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co KG

Abbildung 59 – Übersicht der Verschleißminderungsmechanismen [59, 60]

2.4.5.2. Abhebung durch Fliehkraft

Um den Gleitverschleiß im Leerlauf zu minimieren kann der Effekt der Fliehkraftabhebung ausgenutzt werden. Die Klemmkörper klappen um eine durch den Käfig definierte Achse ein, sodass der Gleitzustand im Kontaktbereich aufgehoben wird und sich ein Spalt zwischen Klemmkörper und Klemmlaufbahn einstellt. Hervorgerufen wird dieses Hineinklappen durch ein Moment um den Schwerpunkt. Die charakteristischen Kenngrößen sind die Massenverteilung und die Exzentrizität vom Schwerpunkt S gegenüber der Achse der Aufhängung des Klemmkörpers (siehe nachstehende Abbildungen). Nach RINGSPANN muss je nach Abhebung am Außenring (Fliehkraftabhebung X) und am Innenring (Fliehkraftabhebung Z) unterschieden werden. Der Freilauf ist in diesem Zustand annähernd verschleißfrei. Die Lebensdauer ist in diesem Fall begünstigt.

Die Fliehkraftabhebung benötigt für die Lagerung der Klemmkörper einen entsprechenden Käfig. Des Weiteren muss eine Anfederung vorgesehen werden. Die Feder wirkt in diesem Zusammenhang zum einen um die Eingriffsbereitschaft zu erhöhen und um die Abhebedrehzahl beeinflussen zu können. Erst bei übersteigen der im Schwerpunkt angreifenden Massenkraft gegenüber der Federkraft folgt eine Abhebung des Klemmelements und somit ein berührungsloser Zustand. Dieser Effekt ist abhängig vom vorliegenden Drehzahlzustand. Eine Steigerung ab der Abhebedrehzahl würde den Spalt weiter anwachsen lassen, sodass der Vorgang durch Stützborde am Käfig begrenzt werden muss. Bei einem Abfall unter die kritische Drehzahl ist die Massenkraft der Federkraft untergeordnet, sodass letztere den Klemmkörper in den Eingriffszustand drückt und somit die Eingriffsbereitschaft erhöht wird. Im Allgemeinen darf jedoch im Überholfreilauf die Mitnahmedrehzahl 40% der Abhebedrehzahl nicht überschreiten [60].

Fliehkraftabhebung X [57, 60]

Diese Art der Abhebung wird meist in Rücklaufsperrern und Überholfreiläufen eingesetzt. Der Innenring läuft im Überholbetrieb mit hoher Drehzahl um, während im Mitnahmebetrieb die Drehzahl niedrig ist. Das wirkende Drehmoment um den Schwerpunkt S bewirkt eine Drehung des Klemmkörpers (siehe Abbildung 60 links – Drehung gegen den Uhrzeigersinn). Durch die spezielle Form der Geometrie stellt

sich in dieser Position ein Spalt zwischen Klemmkörper und Außenring ein und die Gleitreibung ist in diesem Bereich aufgehoben. Der Innenring bleibt mit dem Klemmelement gleitend verbunden. Der Käfig bildet mit dem Innenring eine Einheit.

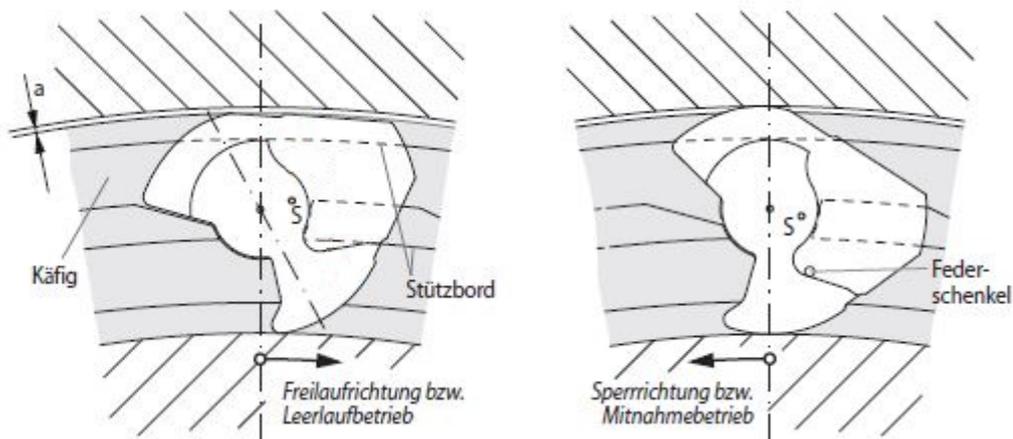


Abbildung 60 – Flihkraftabhebung X: Links Abgehobener Zustand, Rechts Sperrzustand (Normalzustand) [60]

Rücklaufsperrern dürfen unterhalb der Abhebedrehzahl eingesetzt werden, sofern eine Tauchschmierung oder eine Ölführung zwischen Klemmkörperkäfig und Außenring vorliegt [57].

Flihkraftabhebung Z

Diese Ausführung kennzeichnet einen berührungslosen Umlauf zwischen Klemmelement und Innenring. Der Außenring rotiert mit hoher Drehzahl im Überholbetrieb. Im Gegensatz dazu, wird im Sperrbetrieb eine geringe Drehzahl gefordert. Das Einsatzgebiet ist wieder auf Rücklaufsperrern und Überholfreiläufen beschränkt. Für die Schmierung gelten die gleichen Anforderungen wie für die Flihkraftabhebung X

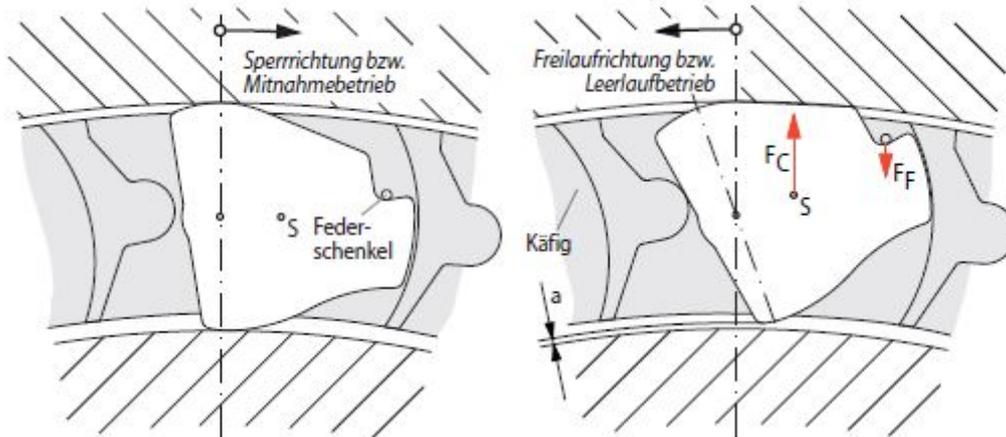


Abbildung 61 - Fliehkraftabhebung Z: Links Abgehobener Zustand, Rechts Sperrzustand (Normalzustand) [60]

2.4.5.3. Abhebung durch Schleppkräfte [59, 38]

Der Aufbau dieser Art von Abhebung gleicht grundsätzlich jener der Fliehkraftabhebung in Z-Ausführung, wobei der Klemmkörperkäfig reibschlüssig mit dem Außenring verbunden ist. Der Kontakt von Käfig zu Außenring kann mittels einer Feder realisiert werden. Ein zusätzlicher zweiter Käfig (Schleppkäfig) ist gleitend am Innenring angeordnet und dient zur Abhebung der Klemmelemente. Der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 62 dargestellt.

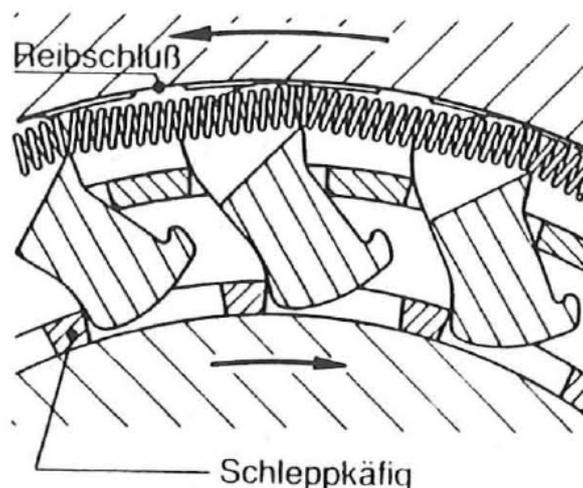


Abbildung 62 – Aufbau eines Freilaufes mit Abhebung durch Schleppkräfte [38]

Bei Rotation des Freilaufes in Leerlaufrichtung (mit obiger Abbildung gegen den Uhrzeigersinn) ist konstruktionsbedingt eine konstante Winkelverschiebung des

eigentlichen Käfigs zu Schleppkäfig vorhanden bzw. erforderlich. Diese Verdrehung bewirkt ein abheben die Klemmelemente von der inneren Laufbahn ab, wodurch der Verschleiß minimiert wird.

Eingeleitet wird dieser Zustand beim Umschalten vom Mitnahme- in den Leerlaufbetrieb. Der eigentliche (äußere) Käfig dreht aufgrund der reibschlüssigen Verbindung mit dem Außenring bereits in Leerlaufrichtung, während der Schleppkäfig noch ruht. Erst ab einer bestimmten Verdrehung kommt es zu einer Berührung der Klemmelemente mit dem inneren Käfig und somit zum Abheben. Ab diesem Zeitpunkt dreht der Innenring asynchron mit dem Außenring mit. Der Schleppkäfig läuft somit dem äußeren Käfig nach.

Kennzeichnend dieser Ausführung ist der Einsatz bei sehr hohen Leerlaufgeschwindigkeiten ($v > 60 \text{ m}/\text{min}$). Des Weiteren ist der Freilauf weder standardisiert noch als Schaltelement einzusetzen [59].

2.4.5.4. Abhebung durch hydrodynamische Kräfte [38, 61]

Die hydrodynamische Abhebung der Klemmelemente basiert auf der Gleitlagertheorie. Hydrodynamische Kräfte bewirken ein Abheben der Klemmelemente von der Laufbahn und somit einen verschleißfreien Zustand. Aufbauend auf diesem Prinzip ist eine stetige Ölzuführung erforderlich. Diese kann extern über Ölpumpen oder intern (am Freilauf befindlich) über dem Schöpfrohr-Prinzip erfolgen (siehe Abbildung 63 rechts). Bei der internen Ausführung sind Schöpfrohre am Umfang des Innenrings angeordnet. Der umlaufende Außenring im Leerlaufbetrieb bildet in der Ölkammer eine Strömung. Die Schöpfrohre tauchen in das Fluid ein und fördern somit das Öl unter Druck in die Ringkammer. Das Öl tritt axial mit hoher Geschwindigkeit in die Zwischenräume der Klemmelemente aus. Abhängig von der Relativdrehzahl ist die Strömung des Öles zwischen Außen- und Innenring nicht axial, sondern in einem Winkel. Die daraus hervorgehende Reaktionskraft übersteigt die Anpresskraft und es kommt zur Abhebung der Klemmelemente von der Laufbahn. Der Vorgang wird durch die hydrodynamische Schmierkeilbildung unterstützt. Das durch den Freilauf transportierte Öl wird über Rücklaufbohrungen wieder in die Ölkammer geleitet.

Eine Verringerung der Relativdrehzahl hat zur Folge, dass aufgrund des kleineren Druckes die Reaktionskraft minimiert wird und daraus folgend die Schmierfilmhöhe geringer ausfällt. Bei weiterer Verminderung kommt es zur Berührung der Klemmelemente und somit wieder in die Ausgangsposition für die Umschaltung von Leerlauf- auf Sperrbetrieb.

Der Einsatzbereich dieser Art der Abhebung ist für hohe Drehzahl vorgesehen, sowohl im Mitnahme- als auch im Sperrbetrieb (vgl. Fliehkraftabhebung X- bzw. Z-Ausführung).

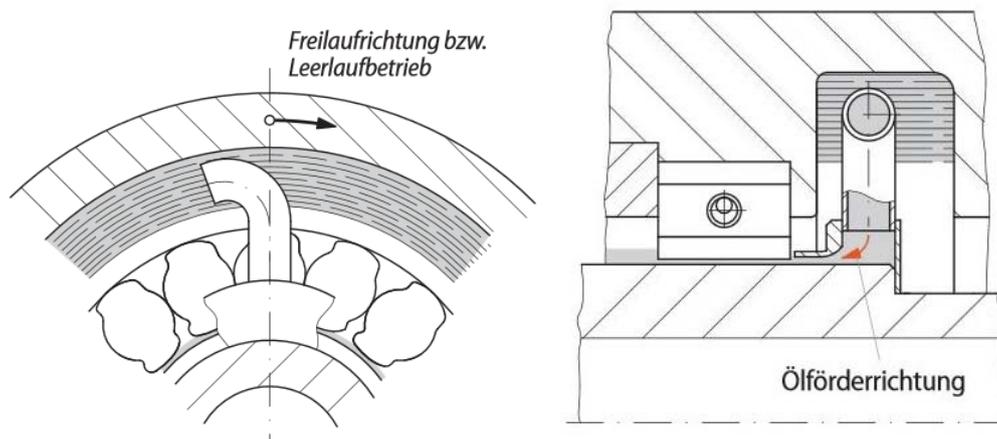


Abbildung 63 – Hydrodynamische Abhebung (Links: Schematischer Aufbau, Rechts: Ölzuführung) [61]

2.4.6. Lebensdauer / Gebrauchsdauer

Die Berechnung der Lebensdauer für einen Klemmkörperfreilauf beruht im Allgemeinen auf den gleichen Ansätzen welchen den Berechnungsmodellen der Rollenfreiläufe zu Grunde liegen (siehe Kapitel 2.3.6). Bei genauerer Betrachtung der Gleichungen kann man eine Verbindung zu den Ansätzen der klassischen Lebensdauerberechnung von Lundberg und Palmgren erkennen. In [62] wird ein Lebensdauermodell aufgrund von Verschleißbeobachtungen aus den Forschungsberichten 137/ff der FVA hergeleitet. Die Lebensdauergleichung in vereinfachter Form lautet:

$$L_w = \left(\ln \frac{1}{S_{Frl}} \right)^{\frac{1}{d}} \cdot \left[\frac{(2^d K_5 \bar{U})^{-\frac{1}{c+n}}}{\sigma_{max}} \right]^{\frac{c+n}{d}} \quad (86)$$

mit c ... Belastungskonstante K_5 ... nur von der Geometrie abhängig

d ... Streuungsexponent \bar{U} ... Konstante

L_w ... Lebensdauer S_{Frl} ... Erlebenswahrscheinlichkeit

Eine genauere Behandlung der Gleichung bzw. Beschreibung der Einflussgrößen ist in [62] enthalten.

2.5. Arten von Freiläufen

Das Einsatzgebiet von Freilaufbaugruppen ist auf die Übertragung von Drehmomenten beschränkt. Auftretende Querkräfte können in diesem Zusammenhang zu einer ungleichmäßigen Belastung führen und die Baugruppe nachhaltig schädigen. Zur Vermeidung derartiger Kräfte müssen die Wellenenden zentrisch und mit paralleler Führung ausgerichtet sein (Freilauf ohne eigene Lagerung). Ist konstruktionsbedingt bzw. aufgrund örtlicher Begebenheiten die Einhaltung der Form- und Lagetoleranz nicht gegeben muss der Freilauf mit eigener Lagerung ausgeführt werden. Die unterschiedlichen Ausführungen sind in Abbildung 64 dargestellt. Aufgrund der zusätzliche Komponenten für die Lagerung der Wellen ist die Baugruppe mit eigener Lagerung größer.

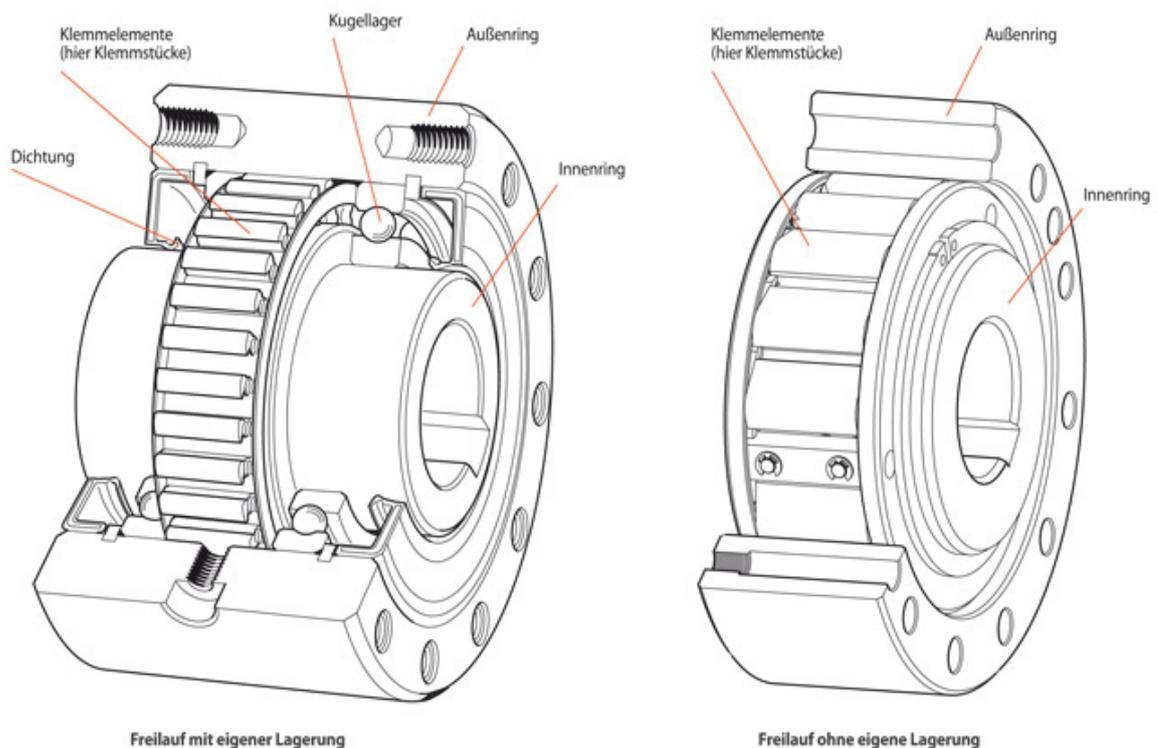


Abbildung 64 – Freilaufausführungen (Links mit eigener Lagerung, Rechts ohne eigener Lagerung) [63]

In der industriellen Anwendung haben sich unterschiedliche System von Freiläufen etabliert. Eine gute Übersicht der am Markt üblichen Freilaufvarianten ist in [8] enthalten. In diesem Sammelwerk wird neben den verschiedenen Ausführungen

auch auf die Anwendungsgrenzen eingegangen. Nachstehend sind die wichtigsten Bauformen angeführt:

- Komplettfreilauf

Komplettfreiläufe zeichnen sich dadurch aus, dass die Baugruppe montagefertig als abgeschlossenes System verfügbar ist. Herstellerseitig werden die Freiläufe gelagert, ölfüllt und abgedichtet ausgeliefert. Diese Ausführungsform ist universell durch verschiedene Anbauteile einsetzbar und deckt ein breites Anwendungsspektrum ab.

- Einbaufreilauf

In dieser Ausführung besteht die Baugruppe im Allgemeinen nur aus dem Klemmkörpern sowie dem zugehörigen Käfig und einer Feder (auch als Käfigfreilauf bezeichnet). Herstellerseitig kann die Ausführung um die Laufringe (Innen- und Außenring) erweitert sein. Die Lagerung sowie Schmierung und Abdichtung (Korrosionsschutz) müssen werkseitig sichergestellt sein.

- Anbaufreilauf

Der Anbaufreilauf bildet eine Komponente, welche direkt auf eine bestehende Welle angebracht werden kann. Es sind jedoch kundenseitig einige Vorkehrungen zu treffen. So muss beispielsweise die zentrische Ausrichtung von Innen- und Außenring gegeben sein, da die Komponente als Anbauteil keine Lagerung besitzt. Ebenso muss die Schmierung kundenseitig, sofern erforderlich, sichergestellt sein.

- Wälzlagerfreilauf

Die Abmessungen der Bauform von Wälzlagerfreilaufen gleich mit jener von herkömmlichen Kugellagerreihen. In den meisten Fällen ist die Komponente gelagert und werkseitig mit einer Fettschmierung versehen. Es ist ebenso eine entsprechende Lagerluft, je nach Temperaturverhältnissen, vorzusehen.

2.6. Sammelwerke und spezielle Literaturstellen

Einen grundlegenden Einstieg in die Thematik der Freilaufkupplungen stellen die allgemeinen Sammelbände für die Maschinenelemente:

- Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau
- Roloff/Matek - Maschinenelemente
- Maschinenelementebuch von G. Niemann, H. Winter

dar. Neben den grundsätzlichen Aufbau sowie den charakteristischen Komponenten von Freilaufgetrieben beschreiben diese Werke auch die Anwendungsgrenzen und die vielfältigen Einsatzmöglichkeiten. Die Mechanik wird jedoch nur sehr oberflächlich behandelt, sodass nur die wichtigsten Formeln beschrieben werden. Eine Aufstellung der komplexen physikalischen Zusammenhänge wird im Allgemeinen nicht erläutert bzw. ausgeführt. Für diese Defizite wird meist im Anhang dieser Werke auf Spezialliteratur verwiesen. Einen etwas tieferen Einblick in die Technik von Freilaufkupplungen ist in den Fachmagazinen

- ATZ (Automobiltechnische Zeitschrift)
- Antriebstechnik
- Der Maschinenmarkt

zu finden. Es ist jedoch anzumerken, dass diese Magazine nur sporadisch einen Artikel zu diesem Thema beinhalten, sodass die Suche nach diesen langwierig und in den meisten Fällen nur unter Verwendung der Literaturstellen der Sammelwerke möglich ist bzw. verweisen die Artikel oft auf ältere Werke. Eine weitere Quelle für die Suche nach derartiger Literatur ist in den Büchern der Fahrzeugtechnik zu finden. Der Freilauf findet hier im Getriebe, als auch für das Starten der Motoren deren Anwendung.

Die bei weitem ausführlichste und am besten dokumentierte Literaturstelle ist jene der FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.) mit Sitz in Frankfurt am Main.

Diese bietet eine umfangreiche Ansammlung von Forschungsberichten. Jedoch ist der Einstieg über diese Literaturstelle nicht zu empfehlen, da die Berichte teilweise bestimmte Grundkenntnisse von Freiläufen voraussetzen.

3. Flugunfallberichte

3.1. Gesetzliche Bestimmungen und Rahmenbedingungen

Auf europäischer Ebene bildet die European Aviation Safety Agency (kurz EASA) die oberste Flugsicherheitsbehörde im Bereich der zivilen Luftfahrt. Die Aufgaben dieses Behördenapparates ist die Erstellung von einheitlichen Sicherheits- und Umweltstandards auf europäischer Ebene sowie die Überwachung der herausgegebenen Vorschriften. Im exekutiven Bereich ist die EASA berechtigt Zulassungen für zivile Flugzeugen sowie die Zulassung von Konstruktions- und Produktionsbetrieben (Fluglinien) zu erteilen. Ausgangspunkt der Entscheidungsfindung bilden die Zulassungsvorschriften (Certification Specifications – CS). Abhängig von dem Flugobjekt gibt es für jeden Typ spezifische Bauvorschriften. Im Bereich der Hubschrauber sind die folgenden Zulassungsdokumente maßgebend:

- CS-27 – Small Rotorcraft (Klein-Hubschrauber) [64]
z.B.: R22, Bell 429
- CS-29 – Large Rotorcraft (Groß-Hubschrauber) [65]
Weitere Unterteilung in Category A (z.B.: EC-175) und Category B (z.B.: S-92)

Die Einteilung des Fluggerätes in die beiden Kategorien erfolgt primär auf dem maximalen Gewicht sowie der Anzahl der möglichen Passagiere (Abbildung 65).

Gewicht (kg)	Gewicht (lbs)	Passagier-Sitze	Certification Specification		erweiterter Zulassungsumfang
≤ 3175	≤ 7000	≤ 9	CS 27	small rotorcraft	
≥ 9072	≥ 20000	≥ 10	CS 29 (Category A)	large rotorcraft	
≥ 9072	≥ 20000	≤ 9	CS 29 (Category B)		Category A requirements of Subparts C, D, E, and F are met
≤ 9072	≤ 20000	≥ 10			Category A requirements of CS 29.67(a)(2), 29.87, 29.1517, Subparts C, D, E, and F are met
≤ 9072	≤ 20000	≤ 9			

Abbildung 65 – Übersicht der Hubschraubereinteilung in die Zulassungsbestimmungen

Die Vorschriften stellen einen Anforderungskatalog für einen Hubschrauber dar um eine Zulassung zu erhalten. In erster Linie befassen sich die Zertifizierungsspezifikationen mit der Sicherheit von Mensch und Maschine, wobei diese in mehrere Subparts (dt.: Unterteilungen) gegliedert sind. Ein wichtiger Punkt für die Auslegung von Hubschrauberkomponenten ist in Subpart C – Strength Requirements (dt.: Festigkeitsanforderungen) festgelegt. In diesen Subpart inkludiert sind auch die zulässigen Beladungen, sowie die Landungsbedingungen in Notfällen. Ein für die Konstruktion wichtiger Abschnitt ist in Subpart E – Powerplant (dt.: Triebwerk) verankert. Dieser befasst sich unter anderem mit der Auslegung und den Tests von Triebwerken und dem Rotorantriebssystem. Bezugnehmend auf die Freilaufgetriebe sind in den Zulassungsvorschriften die Abschnitte CS 27.917 und CS 29.917 von besonderem Interesse:

Each rotor drive system must incorporate a unit for each engine to automatically disengage that engine from the main and auxiliary rotors if that engine fails. (CS 27.917-a, CS 29.917-c.3)

Each rotor drive system must be arranged so that each rotor necessary for control in autorotation will continue to be driven by the main rotors after disengagement of the engine from the main and auxiliary rotors. (CS 27.917-b)²

Die Aussage des ersten Regulatives besagt, dass jedes Rotorantriebssystem mit einer Komponente ausgestattet werden muss, sodass in Notfällen die Antriebseinheit vom Hauptrotor, sowie eventuelle zusätzliche Rotoren, automatisch entkoppelt wird. In einem weiteren Abschnitt wird gefordert, dass jener Rotor, welcher für die Autorotation von Bedeutung ist, weiter im Eingriff sich befinden muss um eine gefahrlose Landung zu ermöglichen. Die Zulassungsbestimmungen im europäischen Luftraum umfassen in keinem Abschnitt eine genauere Beschreibung über konstruktive Gestaltung und Ausführung der zuvor erwähnten Komponente. Es müssen jedoch die Anforderungskriterien vollkommen erfüllt werden. Die Komponente als Bindeglied zwischen Antriebseinheit und Getriebe wird zumeist als eine richtungsabhängige Kupplung (Freilauf) ausgeführt. Der Vorteil dieser Ausführung ist vor allem aufgrund des automatischen Funktionsprinzips der

² Die Ausführung ist in ähnlicher Weise auch in der CS 29.917-c enthalten, jedoch mit der Unterscheidung ob der Hubschrauber ein- oder mehrmotorig ist (siehe [65] – 29.917-c.1 & .2).

Kupplungsvorgänge gegeben. Neben der hohe Beanspruchbarkeit und des einfachen Aufbaus ist die geringe Baugröße ein wesentlicher Nutzen der Baugruppe.

Im amerikanischen Raum ist die FAA (Federal Aviation Administration) die oberste Luftfahrtbehörde für die Zulassung von Flugobjekten. Die herausgegebenen amerikanischen Vorschriften (siehe [66]) richten sich stark an denen der EASA und unterscheiden sich nur in sehr wenigen Abschnitten bzw. Absätzen. In Australien ist die CASA (Civil Aviation Safety Authority) die oberste zivile Luftfahrtbehörde und für die Überwachung der Sicherheit zuständig.

3.2. Der Freilauf in Hubschraubergetrieben

Die geforderten Auflagen aus den Certification Specification (kurz CS), in Bezug auf die Sicherheit von Mensch und Maschine, decken sich in vielen Bereichen mit den Eigenschaften von Freilaufkupplungen. Die Forderung nach einem automatischen Entkuppeln bei einem fehlerhaften Antriebsaggregat wird durch die Richtungsabhängigkeit des Freilaufes wiedergegeben. Tritt dieser Fall ein so muss das jeweilige Triebwerk, aus Sicherheitsgründen, abgeschaltet werden. Die Drehzahl an der Eingangsseite, des zugehörigen Freilaufes, fällt ab, sodass dieser, aufgrund der noch vorhandenen Drehzahl an der Abtriebsseite, automatisch in den Überholbetrieb umschaltet. Muss bei mehrmotorigen Hubschraubern ein Triebwerk abgeschaltet werden, so soll es möglich sein, ohne dem defekten Antriebsaggregat, den Hubschrauber noch gefahrlos betrieben bzw. landen zu können.

In den meisten Hubschrauberantriebseinheiten wird ein Freilauf als Kupplungselement zwischen dem Triebwerk und dem Getriebe eingesetzt. Eine Getriebeeinheit kann jedoch auch mehrere richtungsabhängige Kupplungen beinhalten. In der untenstehenden Abbildung 66 ist schematisch das Getriebe einer Sikorsky S-61N dargestellt. Der Hubschrauber wird mittels zwei Wellentriebwerken (Modellbezeichnung CT58-140-1) der Firma General Electric betrieben, wobei jedes Antriebsaggregat eine Leistung von über 1000kW vorweist. In der Abbildung sind neben der Benennung der einzelnen Übersetzungsstufen auch die Drehzahl angegeben.

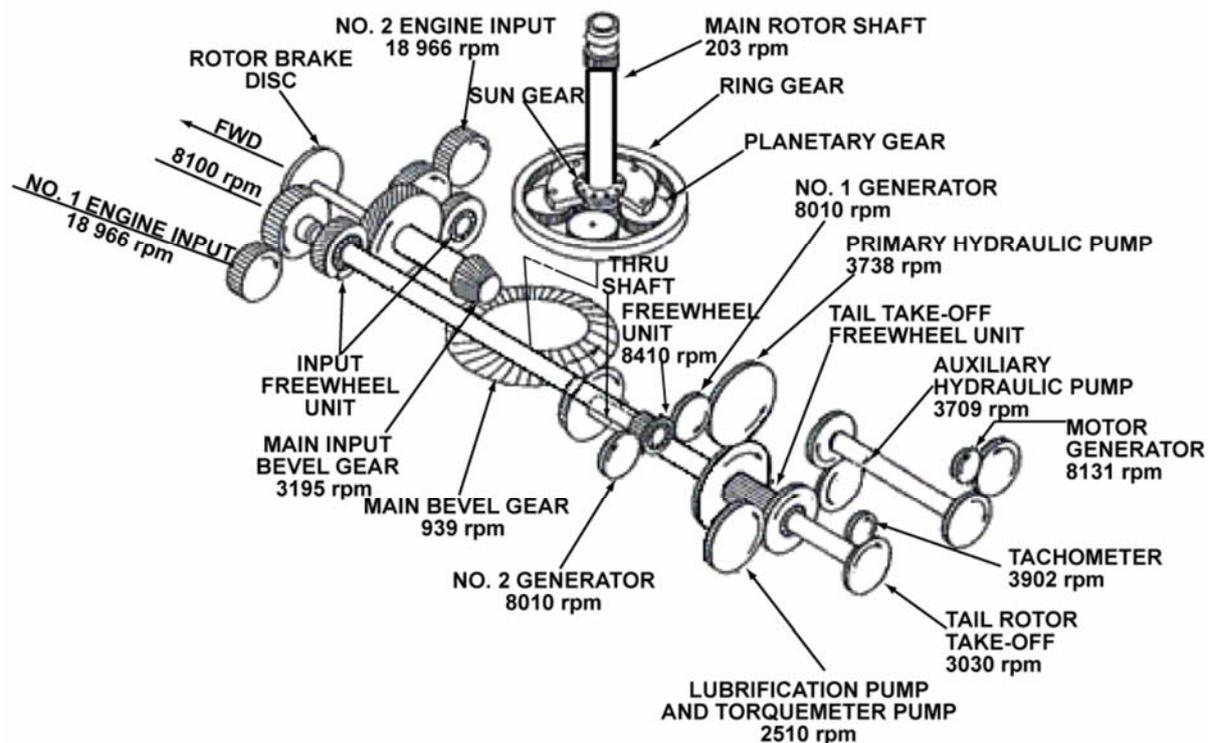


Abbildung 66 – Hauptrotorgetriebe einer Sikorsky S-61N [67]

Das Getriebe dieser Baureihe beinhaltet insgesamt vier Freiläufe:

- **Input Freewheel:** Jeweils ein Freilauf befindet sich als Sicherheitselement bei der Übertragung der Leistung je eines Triebwerkes an das Hauptrotorgetriebe. Die Eingangsdrehzahl (18966 rpm) von den Turbinen wird durch ein vorgeschaltetes Getriebe stark reduziert (8100 rpm). Um der Leistungskonstanz zu genügen steigt das Drehmoment in gleichem Maße an, sodass der Freilauf in der ersten Stufe hohen Beanspruchungen ausgesetzt wird. Ausgehend von den Triebwerken wird der Freilauf in Sperrrichtung betrieben, die Leistung wird in Wirkrichtung des Freilaufs übertragen. Bei einem Ausfall bzw. bei einer Störung der Antriebseinheiten wird der Freilauf im Überholzustand betrieben, sodass das Hauptgetriebe ungehindert weiter in Betrieb bleiben kann.
- **Generator Freewheel Unit:** Ein weiterer Freilauf ist beim Abtrieb zu den Generatoren bzw. zur Hydraulikpumpe eingebaut. In der Funktion als Sicherheitselement ist der Freilauf im Normalbetrieb in Sperrrichtung geschaltet. Die Leistung kann somit von den Turbinen auf die Generatoren

Berichte herangezogen in denen der Freilauf erwähnt bzw. auch untersucht wurde, sodass die Vielzahl an vorhandenen Dokumenten eingegrenzt werden konnte. Um ein aussagekräftiges Bewertungssystem einzuführen wurden die Unfallberichte in einem fünfteiligen Kategorienkatalog eingeordnet. Die Einteilung der Unfälle erfolgt auf Grundlagen der Untersuchungen der Behörden bzw. der Einschätzung der Fehlerursache:

Kategorie 1: Es trat eine Störung oder ein Zwischenfall in der Umgebung des Freilaufes auf. Die Baugruppe des Freilaufes wurde in weiterer Folge in Mitleidenschaft gezogen. Es ist jedoch festzuhalten, dass der Freilauf kein auslösender Faktor ist, sondern nur ein Glied in der Kette der Ereignisse ist. Der Ausgangspunkt der Störung kann beispielsweise im Bruch einer Schaufel liegen, der Bruch eines Bolzens oder eine Fehlfunktion von mechanischen Komponenten.

Kategorie 2: Die Komponenten des Freilaufes weisen leichte Abnützungen auf, welche aber noch in den vorgegebenen Grenzen des Herstellers befinden. Im Vergleich zu der ersten Kategorie befindet sich die Störung in unmittelbarer Nähe der Baugruppe und nimmt direkten Einfluss auf diesen.

Kategorie 3: Es wurden Ablagerungen oder Metall-Chips an den Magneten festgestellt. Der Betrieb des Hubschraubers wurde jedoch nicht komplett eingeschränkt.

Ein weiterer Punkt stellt lokale Verfärbungen einzelner Komponenten dar. Der Zustand des Überrollens ist eingetreten, also das Überspringen der Rollen um eine Teilung. Der Helikopter war anschließend noch betriebsfähig und konnte sicher gelandet werden.

Kategorie 4: Die Komponenten des Freilaufes wiesen starke Abnützungen auf, sodass ein weiterer Betrieb nicht möglich wurde. Während des Fluges traten Öl-Probleme auf bzw. war das Öl verunreinigt. Der Betrieb des Hubschraubers war beeinträchtigt.

Kategorie 5: Der Ursprung des Unfalles ist auf ein Versagen der Freilaufkomponente zurückzuführen bzw. war der auslösende Faktor. Die Komponenten des Freilaufs wurden durch zu hohe Belastungen, falsche Beschichtungen unsachgemäße Montage beschädigt. Das Ergebnis der Störung resultierte in einem Absturz des Helikopters.

Die Einteilung der Unfallbericht erfolgt in diese fünf Kategorien. Jene Unfallberichte, welche keine Fehler am Freilauf feststellten wurden der Kategorie 0 verwiesen. Die Reihung in den einzelnen Kategorien hat keinen Bezug auf die schwere des Schadens des Hubschraubers oder des angegebenen Personenschadens.

In vielen Berichten, vor allem jenen der Kategorie 1-3, wurde der Freilaufschaden nur im Überblick beschrieben und es wurde nicht ins Detail eingegangen, sodass eine eindeutige Zuordnung hier durch genauere Untersuchungen bzw. Tests und Prüfungen bestätigt werden muss.

3.4. Kategorie 5

3.4.1. G-XCEL; 2. Dez. 2003, AS 355F1

Art des Fluges:

Testflug nach der Instandhaltung zum Einstellen des neu-überholten Hauptgetriebes und „Combining“-Getriebes.

Zeugenaussagen:

Helikopter machte ein lautes, unübliches Geräusch, wurde beschrieben als ein „lautes quietschendes mechanisches“ Geräusch.

Instandhaltung:

Total Hours: 3296h

Am 17. Sept. 2003 wurde ein 100h Überprüfung durchgeführt. Zusätzlich musste aufgrund der gesetzlichen Bestimmungen das Hauptgetriebe sowie das "Combining"-Getriebe gewechselt werden, da diese die Überholzeit erreicht haben

Freilauf:

Das „Combining“-Getriebe hatte keine offensichtlichen Schäden

Tribologische Untersuchungen stellten, aufgrund des Profils an der Rampe und den Abmessungen, fest, dass ein minimaler Reibungskoeffizient von $\mu = 0,062$ benötigt wird um Rutschen vorzubeugen. Ein Reibungskoeffizient unter diesem Schwellwert führt automatisch zum Durchrutschen. Aus der Untersuchung geht hervor, dass ein minimaler Koeffizient von $\mu = 0,1$ anzusetzen wäre um einen vernünftigen Spielraum für die Sicherheit zu haben.

Links:

Rutschen unter Last, Erschütterungen durch die Materialzunahme zufolge von Rutschen unter Last. Ausgangspunkt der Materialzunahme ist das gewaltsame Ausbrechen der Rollen aus der Verbindung von Außenring-Rollen-Innenring.

Innerer Ring Abnutzung, Überhitzung, Materialzunahme an den Rampen

Rollen: zeigten keine signifikanten Abnutzungen

Äußere Ring: erschien normal, jedoch mäßig vergrößert

Rechts:

genauere Untersuchungen mit In-Service-Baugruppen zeigten, dass kleine polierte Bereiche an den Rampen nicht normal für eine neue Baugruppe sind.

Es trat Rutschen auf aber nicht in dem Ausmaß wie im linken Freilauf

Rollen:

Die Rollen wurden von einem deutschen Hersteller als unbeschichtete, geschliffene Oberflächen bereitgestellt (in den Jahren 1980-1983). In 1995 war der Bestand von Rollen aufgebraucht und somit folgte eine Neubestellung. Eurocopter bat den deutschen Hersteller um eine dünne Oberflächenbeschichtung mit Zink-Phosphat (Bonderite-Prozess). Der Grund hierfür liegt laut Eurocopter in der zunehmenden

Oberflächenrauigkeit der Rollen während der ersten Betriebsstunden. Es wurde festgestellt, dass die gelieferten Rollen, gelegentlich zum Durchrutschen unter geringem Drehmoment neigen. Eurocopter bat den deutschen Hersteller die Rollen zu überarbeiten. Die erste Charge wurde zu einem lokalen „metal finishing“-Betrieb gesendet um den Bonderite Prozess anzuwenden. Bei der Untersuchung der Rollen wurde festgestellt, dass die Rollen nicht wie vorgesehen eine Zink-Phosphat-Beschichtung (Bonderite-Prozess) angewendet wurden, stattdessen eine Mangan-Phosphat-Beschichtung (Parco-Prozess) für die Rollen verwendet wurde. Diese Beschichtung führt zu einer Verringerung der Abnutzung und der Einlaufzeit. Ebenfalls nachteilig dieser Beschichtung ist der Effekt, dass das zuvor aufgenommene Öl bei hohen Druckkräften abgegeben wird.

Zusammenfassung:

Die Welle zeigt an den Rampen längliche Vertiefungen, welche auf die Rollen zurückzuführen ist. Die Struktur der Vertiefung ist in Wellenlängsrichtung asymmetrisch, wobei auf der Rampe eine Materialzunahme im unteren Bereich festgestellt bzw. aus dem Bild zu erkennen ist. Aufgrund der Geometrie der Rampen kann auf die Umlaufrichtung des Freilaufes in Sperrbetrieb geschlossen werden. Aus diesem Zusammenhang kann auf ein Durchdrehen der Rollen während des Sperrbetriebes geschlossen werden. Des Weiteren ist die Umgebung der Vertiefung bräunlich verfärbt, sodass neben dem plastischen Prozess, als auch eine thermische Energieumwandlung erfolgen hat müssen. Der Auslöser für die örtlichen Vertiefungen wurde in dem Dokument nicht ermittelt bzw. festgestellt. Aus dem Bericht folgt, dass es bei der Beschichtung der Rollen zu Unstimmigkeiten gekommen ist. Für die Rollen ist ein Zink-Phosphat-Beschichtung (Bonderite-Prozess) vorgesehen, jedoch wurde eine Beschichtung mit Mangan-Zusatz verwendet. Kennzeichnend der zweiten Beschichtung ist eine gröbere Kornstruktur an der Oberfläche. Die Kornstruktur in Verbindung mit dem Durchdrehen der Rollen ist ein erster Indikator für einen Auslöser des Materialabtrages. Ein weiterer Ausgangspunkt, welcher für die Marken verantwortlich sein kann, sind Stoßmomente während der Drehmomentübertragung. Infolge von wiederholten Belasten und Entlasten der Kontaktfläche bzw. kurzzeitigen Drehmomenten über den festgelegten Grenzwerten sind lokale Veränderungen zu erwarten. Die daraus folgenden lokalen Spannungsspitzen in den Kontaktflächen verformen die Materialien elastisch (bei

geringen Belastungen) bzw. plastisch (bei Spannungen über der Streckgrenze des Materials). In weiterer Folge ermüdet das Material, sodass dieses auf makroskopischer Ebene sich verändern wird.

Für einen reibungslosen Vorgang im Freilauf ist ein dem Zustand entsprechendes Schmierverfahren vorzusehen. Im Überholbetrieb stellt sich eine Relativwinkelgeschwindigkeit zwischen dem Antrieb und der Abtriebsseite im Freilauf ein. Dieser Zustand ist gekennzeichnet dadurch, dass kein Drehmoment übertragen wird und eine entsprechende Schmierung des Freilaufes notwendig ist. Den konträren Fall stellt der Sperrbetrieb dar. In diesem Zustand ist die Relativwinkelgeschwindigkeit konstruktionsbedingt gleich Null und es erfolgt eine Leistungsübertragung. In diesem Zustand ist eine Schmierung der Rollen unerwünscht, da durch die Reduktion des Reibungskoeffizienten durch die Schmierung es zu einem Durchrutschen kommen kann. Aufgrund dieser Gegebenheiten darf die Schmierung keinen Einfluss auf die Bedingungen beim Sperrbetrieb haben.

3.4.2. N311KA; 11. Juli 2000, Karman K-1200

Art des Fluges

„Logging Operations“ – Transportieren von Baumstämmen zu dem Sammelplatz

Zeugenaussagen

Laut Pilot nahm die Last auf (ca. 5000pounds) und stieg in die Höhe um die Baumstämme über die angrenzenden Bäume zu heben. Als plötzlich der Helikopter zitterte, der Motor fluktuierte dreimal und anschließend hört er einen lauten Bruch. Die Hauptrotordrehzahl begann sofort zu verringern.

Freilauf

Während der Untersuchungen wurde festgestellt, dass sich 11 der 33 Klemmkörper/ Klemmrollen, aufgrund des vorherrschenden Drehmoments, in der Freilaufbaugruppe überdrehten, also um eine Teilung weitergesprungen sind. 24 der 33 Käfigstangen haben sich von diesem gelöst. Die Welle als auch die Rollen zeigten hohen

mechanischen Verschleiß, Schmierung, Wärmeentwicklung und Deformation auf der Oberfläche.

Käfig:

Im Bericht wird nicht auf die Untersuchung des Freilaufes im Detail eingegangen.

Zusammenfassung

Aufgrund des Einsatzes für Hebeoperationen von Baumstämmen ist während des Betriebes eine schwellende Beanspruchung des Freilaufes zu erwarten. Infolge der Aufnahme der Last und der daraus ergebenden höheren Leistungsforderung, wird der Freilauf in dieser Phase des Fluges höher beansprucht. Nach dem Ablegen der Baumstämme ist das Fluggewicht wieder reduziert, sodass der Helikopter ein geringerer Leistungsbedarf benötigt. Während eines Flugbetriebes wiederholt sich dieser Vorgang, sodass die Beanspruchung als schwellend kategorisiert werden kann.

Ein weiterer Punkt ist der plötzlich höherwerdende Energieverbrauch und daraus folgend ein höheres Moment zur Aufnahme der Last. Dies führt in der Baugruppe zu Stoßkräften bzw. Stoßmomenten während des Sperrbetriebes im Freilauf und erhöht die Kräfte und daraus folgend die Spannungen in den Kontaktflächen. Der umgekehrte Fall ist beim Ablegen der Last. Hier verringert sich die Belastung des Freilaufes. Diese alternierende Abfolge von hohen Spannungen in den Kontaktflächen zu normalen Einsatzbedingungen lässt auf eine Ermüdung des Materials führen.

3.4.3. OE-FXA; 03. Dez. 2002, AS 355F1

Art des Fluges

Testflug, Einstellungen aufgrund von Instandsetzungsarbeiten

Unfallhergang

Vibrationen der Hauptrotoren wurden im ersten Teil des Fluges gemessen und befanden sich im vorgesehenen Bereich. Es wurde mit dem Power-Check der

Triebwerke begonnen. Nach dem Beenden der Test bemerkten die Besatzungsmitglieder plötzlich starke Vibrationen, ein schlagendes Geräusch und der Helikopter begann kurzzeitig zu gieren um die Hochachse. Der Pilot führte eine Autorotation durch.

Zusammenfassung

Der Unfall ist sehr ähnlich dem der Helikopter G-XCEL. Der Bericht weist auch auf eine falsche Beschichtung der Rollen im Freilauf hin. Aus der Untersuchung geht hervor, dass an den Kupplungselementen deutliche Marken festgestellt wurden. Wie auch schon im obigen Bericht wurden auch hier die Kupplungselemente getauscht.

3.4.4. N346AA; 08. Aug. 2002, S-61L

Art des Fluges

„Logging-Operation“ – Aufnehmen von Baumstämmen um diese am Sammelplatz abzulegen

Unfallhergang

Während eines Hebevorgangs stoppte das Motorengeräusch. Der Helikopter begann zu sinken (ca. 700ft). Der Pilot führt im Ansatz noch eine Autorotation durch, jedoch war der Helikopter bereits zu tief, sodass dieser sich in den Bäumen verfang und auf den Boden aufschlug.

Freilauf

Das Hauptgetriebe und Komponenten davon zeigten keine Auffälligkeiten außer an den beiden Freiläufen. Es wurden weder Rückstände von Metall-Chips an den entsprechenden Magneten noch Ablagerungen im Filter festgestellt. Dennoch wurden einige feine Bronze-Partikel im Öl gefunden.

Die Freiläufe wurden am 12. Sept. 2001 überholt, wobei die Welle, Rollen, Käfig, Oilites, Außenring getauscht wurden. Der eingebaute Freilauf hat bereits wieder 532h Stunden angesammelt und musste somit in den nächsten Stunden inspiziert werden (TBO = 550h). Während der Untersuchung wurde der Freilauf zerlegt und genauer

untersucht. Es stellte sich heraus, dass sowohl der linke als auch der rechte Freilauf ähnliche Schadensbilder vorweisen. Die Abmessungen der Komponenten (Rollen, Außenring, Käfig, ...) waren nicht abnormal.

Die Bedingung der abgenützten Bereiche der Komponenten, speziell jene der Rollen und der Oilite, waren nicht typisch für einen Freilauf. Die Rollen hatten mehrere flache Stellen, Schmiermetall und Bronze-Verunreinigung. Der Grenzwert für die Härte der Rollen ist festgelegt bei RC 60-64 (durchgehärtet). Jedoch erreicht die gemessene Härte der Rollen nach dem Unfall in den lokal beschädigten Bereichen teilweise nicht das Minimum der benötigten Härte. Eine weitere Einzigartigkeit der Freiläufe waren die Verfärbungen der Rollen. Die Rollen wiesen weiße als auch dunkle Zonen auf, in denen die Härte variierte (die weißen Zonen stellten sich als die härteren heraus).

Des Weiteren ist es aufgrund der lokalen Wärmeentwicklung und durch die rasche Abkühlung durch das Öl zur Umwandlung des Gefüges gekommen. Es entstand untertemperierter Martensit.

Der Außenring war angefressen und wies Stellen von mehreren Auskuppel- und Wiedereinkuppel-Merkmalen auf. Der vorliegende Schaden ist laut Sikorsky Erfahrung kein Zeichen für das Überrollen des Freilaufes während des Eingriffes. Die Rampen an den Rollen hatten Vertiefungen, welche in Verbindung mit den Rollen gebracht werden können.

Die Bronze-Hülse (Oilite-Bushing) dient zum Unterstützen des Rollenkäfigs. Bei der Untersuchung stellte sich heraus, dass beide Hülsen mehrere Schadensbilder aufwiesen (Biegung, Bruch, Schlag, Abnutzung). Des Weiteren wurden sehr feine Bronze-Partikel von diesem Material an den Rollen, dem Käfig, der Welle und dem Außenring sowie dem Öl gefunden.

Zusammenfassung

Die Bronze-Hülse (Oilite-Bushing) stellt einen wichtigen Ausgangspunkt für eine genauere Untersuchung dar. Zum einen handelt es sich um ein, im Vergleich zu Stahl, eher weiches Material zum anderen konnten mehrere Unfälle mit diesem Bauteil in Verbindung gebracht werden. Durch die Verunreinigung des Öles und der

Komponenten im Freilauf konnte sich der Reibungskoeffizient verändern, sodass ein Rutschen der Rollen ein mögliches Szenario darstellt.

Die flachen Stellen an den Rollen lassen auf ein Durchdrehen des Außenrings rückführen. Durch die hohen Drehmomente bei der Lastaufnahme in Verbindung mit der Verunreinigung des Öles kann es zu einem Rutschen des Außenringes kommen.

Die Veränderung des Öles kann auch ein Indiz für das Fressen des Außenrings sein. Da die tribologischen Eigenschaften des Öles nicht mehr gegeben sind, konnte sich kein Schmierfilm mehr zwischen den Komponenten entwickeln und die Komponenten erwärmten sich. Aus diesem Vorgang folgt, dass sich die Rollen mit dem Außenring bzw. den Rampen lokal verschweißen und beim Entkuppeln bzw. beim Durchdrehen des Außenringes es zum Abtrag von Material kommt.

Zuletzt sollte noch auf die angesammelten Betriebsstunden des Freilaufes eingegangen werden. Die TBO für diesen Helikopter und den eingebauten Freilauf war 500 ± 50 festgesetzt. Dieses Intervall wurde eingehalten, man befand sich jedoch bereits am oberen Ende des maximalen Grenzwertes für eine Inspektion. Es stellt sich somit die Frage ob der Schaden am Freilauf erst in den letzten Betriebsstunden sich zu einem ernstzunehmenden Problem entwickelte oder dies auf andere Komponenten und/oder Prozesse zurückzuführen ist.

3.4.5. B-HRN; 27. Dez. 2010, AS 352L2 Super Puma

Art des Fluges

Löscheinsatz mit Wasserkübel an einem Seil

Unfallhergang

Bei der Aufnahme des sechsten Wasserkübels von einem See, bemerkte der Pilot, dass der Helikopter zu gieren begann. Die Crew-Mitglieder hörten ein abklingendes Geräusch. Die Alarmwarnleuchten im Cockpit gingen an (Alarm, PWR 2, OEI HI). Der Pilot bemerkte weiters, dass die Drehzahl von Triebwerk Nr. 2 abklingte. Kurz darauf wurde das Triebwerk komplett heruntergefahren. Der Helikopter meldete „Power Loss, Ditching“. Ein Crew-Mitglied entleerte den Kübel. Der Hubschrauber

schlug kontrolliert auf dem Wasser auf und wurde mit den Rettungsschwimmern über Wasser gehalten. Die Insassen wurden nicht verletzt.

Untersuchungen

Der Hubschrauber zeigte bei der ersten Untersuchung am Unfallort keine äußerlichen Beschädigungen. Für die weiteren Untersuchungen und Schadensfeststellung wurde der Helikopter in des GFS Hauptquartier transportiert.

Bei den Untersuchungen wurde das Hauptrotorgetriebe zerlegt und getestet. Im speziellen wurden hierbei die Komponenten des Triebwerkes Nr. 2 (rechte Seite des Hubschraubers) begutachtet. Das Hauptrotorgetriebe zeigt bei visueller Inspektion ein Bild von normaler Abnutzung und Verschleiß. Der Freilauf wurde ebenfalls entfernt und in die Einzelteile zerlegt.

- Freilaufwelle (Innenstern):

Bei der Inspektion der Freilaufwelle konnte Fressen in bestimmten Bereichen (Zwischen den Rampen 4 – 7 und 9 – 12) festgestellt werden. Der Fress-Verschleiß wurde verursacht durch ein Phänomen ausgelöst welches „False Brinell Effect“ bezeichnet wird. Dieser Effekt tritt ein, wenn der Freilauf im Überholbetrieb arbeitet, die Rollen und die Freilauflager dennoch stillstehen und Vibrationen an das Hauptgetriebe abgeben.

- Klemmrollen

Die Rollen waren leicht abgenutzt. Fressen, an der Stirnseite, konnte auch hier festgestellt werden. Die Untersuchungen stellten jedoch fest, dass die Abnutzungen im normalen Bereich waren. Die Federelemente waren in gutem Zustand.

- Käfig

Die Untersuchungen des Käfigs stellten fest, dass einige Rollen nicht parallel zu diesem ausgerichtet waren (Nr.: 1,3,7).

Zusammenfassung

Als Ergebnis der Inspektion wurde ein Rutschen des Freilaufes am Triebwerk Nr. 2 festgestellt. Lauf Eurocopter ist dies der erste Fall von Rutschen bei diesem Modell. Die Abnutzung an der Freilaufwelle war höher als in den Wartungsunterlagen von Eurocopter angeführt. Des Weiteren wurde bei einer Deformationsanalyse am Computer festgestellt, dass die Deformation im Bereich des Freilaufs signifikant höher ist. Mittels FEM-Analyse wurde die Belastung der beiden Freiläufe simuliert. Das Ergebnis zeigt, dass bei höherer Belastung das Hauptrotorgetriebe deformiert und sich auf die Rollen und Rampen im Freilauf auswirkt.

Den Untersuchungen zufolge wurde das Rutschen des Freilaufes ausgelöst durch eine unvorhergesehene hohe Wachstumsrate der Abnutzung der Rampe durch die Deformation des Hauptrotorgetriebes.

Die Belastungen der Getriebekomponenten eines Hubschraubers sind in Löschooperationen wesentlich höher, als bei der Beförderung von Passagieren.

3.4.6. N81664;

Art des Fluges

„Logging-operation“ – Transportieren von Baumstämmen zu einem vorgesehenen Sammelplatz.

Unfallhergang

Beim zweiten Hebevorgang, kurz nachdem die Baumstämmen abgelegt wurden, erfolgte ein Zittern des Rahmens des Hubschraubers, gefolgt von einem leichten Gieren zur Rechten. Die Instrumente zeigten daraufhin auf einen Sprung und es folgt ein sehr lauter Knall. Der Helikopter begann schnell nach links abzustiegen mit einer Drehung nach vorne. Der Hubschrauber kollidierte mit den umstehenden Bäumen und schlug auf den Boden auf.

Untersuchung

Aus der Untersuchung der Getriebeboxen konnte kein Mangel aufgedeckt werden. Ebenso waren die Chip-Detektoren frei von Metall-Chips bzw. Ablagerungen. Die

Getriebe sowie die Antriebswelle konnten gedreht werden. Ein Fehler diesbezüglich konnte nicht festgestellt werden.

Weiterführende Untersuchungen der Freiläufe haben jedoch einige Unregelmäßigkeiten aufgedeckt. Der linke Freilauf drehte und kuppelte sinngemäß. Jedoch trat ein knirschendes Geräusch im Überholzustand auf. Der Außenring war abgenutzt mit zahlreichen Merkmalen von Eindrückungen durch die Rollen. Die Klemmelemente wiesen eine sehr raue Oberfläche auf. Im Gegensatz zum linken Freilauf konnten keine Mängel an der rechten Baugruppe festgestellt werden.

Genauere Untersuchungen der Freiläufe wurden durchgeführt. Zum einen konnte aufgrund der Abnutzungsstellen an dem Außenring und den Rollen ein Rutschen der Klemmelemente bestätigt werden. Der Käfig an der linken Seite hatte Einkerbungen, infolge eines Kontaktes mit den Rampen der Welle. Der Käfig wurde vermutlich in einer falschen Ausrichtung eingebaut und in Verbindung mit der Bronze-Hülse (Oilite-Bushing) führt dies zu einem Versagen der Baugruppe.

In den Bereichen unter den Abnutzungsstellen konnten Bereich von weißen Stellen festgestellt werden.

Des Weiteren konnten Spuren von Fett im Öl nachgewiesen werden.

3.5. Kategorie 4

3.5.1. N346AA; 08. Aug. 2002, S-61L

Art des Fluges

„Logging-operation“ – Transportieren von Baumstämmen zu einem vorgesehenen Sammelplatz.

Unfallhergang

Der Helikopter war auf den Weg um Chokers von einem festgelegten Platz abzuholen. Nach einer Aussage eines Zeugen am Boden war der Hubschrauber im Gleitflug und eine Rauchfahne aus dem Bereich von Motor und Getriebe war zu

erkennen. Die Rotorblätter drehten nicht so schnell wie es für diese Operation üblich war. Zwei weitere Zeugen berichteten, dass Sie die Blätter zählen konnten und der Helikopter anschließend wie ein Stein zu Boden fiel.

Untersuchung

Die Getriebeboxen (Hauptgetriebe und „Combining Box“) wiesen Brandspuren durch das Feuer nach dem Einschlag auf. Die Freiläufe (IFWU) wurden in weiterführenden Untersuchungen geprüft.

Left IFWU

Auf Grundlage der Untersuchungen konnte kein Beweis für das Rutschen der Rollen festgestellt werden. Der Käfig war nicht gebrochen. Die Bronze-Hülse (Oilite-bushings) war nicht abgenützt und wies auch keinen Bruch auf.

Right IFWU

Der Zustand des rechten Freilaufes war ähnlich dem Linken. Jedoch mit einer Ausnahme in der Bronze-Hülse. Diese ist laut den Untersuchungsergebnissen geschmolzen. Die Komponenten in der Baugruppe waren bronze-verfärbt. Des Weiteren wurde wiederverfestigtes Metall auf der Oberfläche der Komponenten festgestellt, welche auf die Bronze-Hülse zurückführen lässt. Mikrostrukturelle Untersuchungen deckten visuelle Differenzen in den Rollen, den Innenbahnen der Rollen im Außenring und der Welle im Vergleich zum Linken Freilauf auf.

Zusammenfassung

Der Grund für das Schmelzen der Bronze-Hülse konnte aus dem Bericht nicht entnommen werden. Es konnte auch keine Aussage über den Zeitpunkt getroffen werden. Für ein Schmelzen einer Hülse muss eine thermische Überlastung des Materials zu Grunde liegen. So kann einerseits durch äußere Wärmequellen die Hülse geschmolzen werden, oder durch die Umwandlung von Reibungsenergie in Wärmeenergie durch unzureichende Schmierung.

3.5.2. N164KA; 04.11.1999, K-1200

Art des Fluges

„Long Line Logging-operations“

Unfallhergang

Der Hubschrauber löste die Last an der Leine und war im Begriff aufzusteigen aus der Landezone. Der Pilot drehte den Helikopter in einer Kurve rechts herum und die Geschwindigkeit war weniger als 10ktn. Kurz nach dem Erreichen einer Flughöhe von 200-250ft über Grund, war ein abnormales mechanisches Geräusch zu hören, welches in einem Verlust der Leistung endete.

Untersuchung

Aus dem Log-Buch des Helikopters konnte ein Tausch der Kupplung festgestellt werden. Der Grund für diesen Wechsel wurde im Log-Buch beschrieben mit der Aussage das es sich um mögliches Durchrutschen der Kupplung

Die Freilaufkupplung wurde einem weiterführenden Test unterzogen. Die Untersuchung ergab, dass bei inneren und äußeren Oberflächen von den einzelnen Klemmkörper massiv beschädigt wurden. Des Weiteren zeigten diese Anzeichen von schmieren und nicht einheitlichen Abnutzungen sowie Deformationen. Die Eingangswelle hatten ähnliche Merkmale. Starke Abnutzung, schrappen und Verzerrung von der Oberfläche der Welle wurden erkannt. Die Getriebeeingangswelle, Außenring des Freilaufes hatten ebenfalls Anzeichen von schwerer Abnutzung.

3.5.3. C-FILW; 20.02.2004, R22

Art des Fluges

Flug von einem „Logging“-Camp zurück zu Prince Rupert und zurück.

Unfallhergang

Der Unfallhergang konnte nicht aus dem Bericht entnommen werden. Da der Hubschrauber nicht bei der Station angekommen war, wurde nach diesem gesucht.

Untersuchung

Die Hauptursache für den Unfall war die turbulente Wetterlage.

Aus dem Untersuchungsbericht geht hervor, dass der Freilauf genauer geprüft wurde. Es stellte sich dabei heraus, dass der Freilauf sehr starke Abnutzung hatte, wobei die Art der Abnutzung unüblich war. Des Weiteren wurden auch Anzeichen von harten Schaltvorgängen und Rutschen der Kupplung festgestellt. Aus den Unterlagen des Herstellers ergab sich eine maximale Lebensdauer von 2200h, welche bei der installierten Baugruppe mit 2906,5h bei weitem überschritten wurde.

Zusammenfassung

Obwohl die Hauptursache für den Absturz nicht einem Freilaufversagen zuzuordnen ist, ist aufgrund der großen Überschreitung der Lebensdauer des Freilaufes dieser sehr interessant als Basis für weitere Untersuchungen.

3.5.4. C-FHFS; 15.01.2001, S-61N

Art des Fluges

„Logging-operations“

Untersuchung

Für die Untersuchung der Getriebe wurde der Freilauf entfernt und genauer geprüft. Der Freilauf hatte normale Abnutzungen. Die Metalldetektoren im Öl-System hatten keine Anzeichen von Verunreinigung geliefert. Erst durch eine genauere Untersuchung wurden Metallpartikel im Öl gefunden. Metallurgische Untersuchungen deckten eine Verunreinigung von Öl auf. Die Herkunft dieser Partikel ließ sich auf die Bronze-Hülse, in welcher der Rollen-Käfig sitzt zurückführen. Die Komponenten in der Baugruppe zeigten Anzeichen von Instabilität sowie Schlupf und Rutschen.

Die Hülse zeigt Bereich von großen Poren, welche auf einen unvollständigen Prozess des Sinterns schließen. Dies führte in weiterer Folge zu Instabilitäten auf den Rollen, da der Rollen-Käfig auf der Bronze-Hülse ruht. In weiterer Folge führen dies Instabilitäten ebenso zu einem Rutschen der Rollen sowie das „Ausspucken“ und resultieren in einem Auskuppeln der Verbindung.

3.5.5. C-GXYM; 08.11.2001, SA 315B Lama

Art des Fluges

„Logging-operations“

Unfallhergang

Der Hubschrauber nahm eine Ladung von Baumstämmen auf. Aufgrund der Erfahrung des Piloten, spürte dieser eine Unstimmigkeit und ließ die Ladung abwerfen. Ein mechanisches Quietschen war zu hören. Der Helikopter stieg momentan schnell in die Höhe und sank dann in einem 45° Winkel in den Boden.

Untersuchung

Aufgrund der Untersuchungen am Wrack des Hubschraubers wurde festgestellt, dass die Freilaufkomponente fehlt. Nach einer Suche im Einschlagbereich wurde dieser gefunden. Eurocopter gab für diese Komponente keine Service-Lebenszeit an. Während der Überholung wurde neu Bauteile mit alten vermischt. Der Freilauf wurde für weitere Untersuchungen zerlegt. Die Baugruppe zeigte Anzeichen von Fehlfunktionen. Der Käfig war gebrochen an mehrere Stellen und die Rollen selbst zeigten Anzeichen von Rutschen. Beide Komponenten zeigten im Allgemeinen eine sehr abgenutzte Oberfläche. Die Materialeigenschaften waren in Übereinstimmung mit den Herstellerangaben. Des Weiteren zeigte der Freilauf Zeichen von Erschütterung aufgrund mehrmaligen hohen Belastungen, welcher arbeitsbedingt durch das ständige Aufnehmen der Lasten, sowie das anschließende Ablegen.

3.6. Zusammenfassung

Die obigen Flugunfälle beschreiben ein Bild in dem die Komponente Freilauf als nur wenig erforscht gilt. Diese Tatsache muss jedoch relativiert werden, wenn man den Zeitraum berücksichtigt. Die Hauptbezugsquellen waren hierfür die amerikanischen (NTSB), die kanadischen (TSB) Behörden. Einige exotische Berichte aus Hongkong (CAD), Frankreich (BEA), Deutschland (BFU), Österreich (BMVIT-VERSA) und Australien (ATSB) wurde auch mit einbezogen. Die Suche nach den Unfallberichten wurde auf den jeweiligen Plattformen bzw. Datenbanken nur auf jene beschränkt in denen explizit das Schlagwort Freilauf (engl.: freewheel, sprag clutch) aufscheint. Insgesamt wurden zu diesem Thema 117 Flugunfallbericht analysiert und bewertet. Es gibt jedoch in Bezug auf die Anzahl der Unfallbericht noch folgende Punkte zu beachten:

- Die Analyse umfasst nur Vorfälle an Hubschraubern
- Militärische Unfallbericht scheinen in dieser Liste nicht auf, da diese nicht öffentlich zugänglich sind
- Unfälle oder Störungen am Fluggerät, welche in den letzten Jahren vorgefallen sind, sind teilweise noch in der Berichterstellung oder in der Versuchsentwicklung
- Relevante Flugbericht zu diesem Thema konnten bis ins Jahr 1972 zurückdatiert werden. Unfälle vor 1970, teilweise 1980, sind meist nicht in den Datenbanken vorhanden
- Die Berichterstellung hat erst in den 90er Jahren stark zugenommen, sodass diese ab diesen Jahren umfangreicher und genauer ausgearbeitet sind, als in den Jahren zuvor.

Eine überblicksmäßige Zusammenfassung der Berichte ist in Abbildung 68 dargestellt. Die Abbildung zeigt, dass in den meisten Fällen (Kriterium 0, 82 Berichte (entspricht ca. 70%)) der Freilauf in Ordnung und voll funktionsfähig war. Lediglich bei 10% der Fälle (6 Berichte) konnte der Freilauf als Unfallursache definitiv bestätigt werden. In den restlichen 20% wurde die Baugruppe in Mitleidenschaft gezogen.

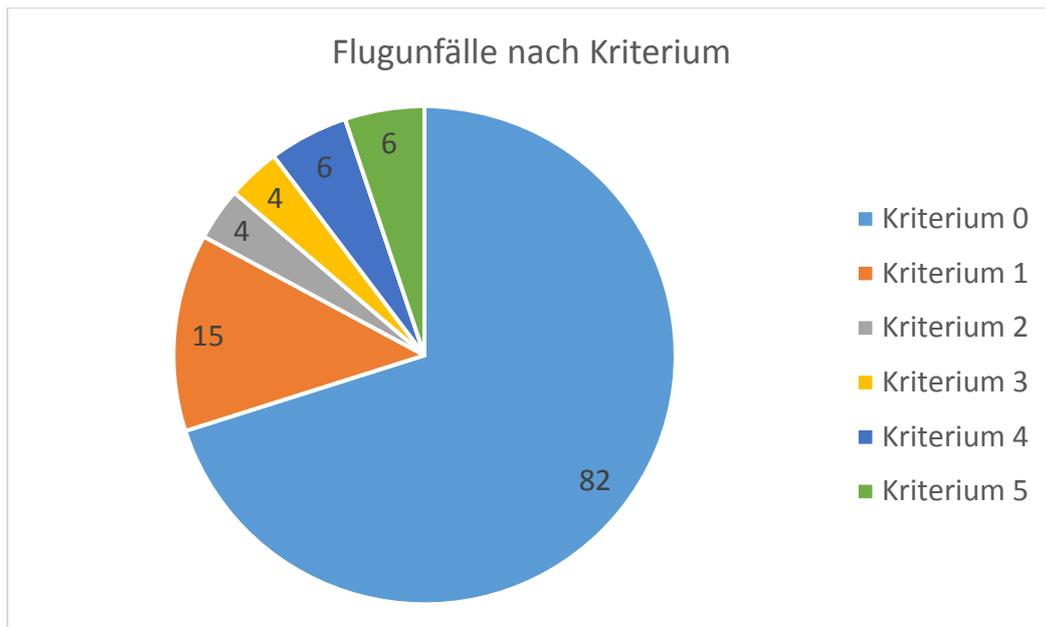


Abbildung 68 – Anzahlmäßige Aufteilung in den Kriterien

Einen besseren Überblick über die Unfallhäufigkeit in Verbindung mit den Kriterien ist in Abbildung 69 gegeben. Die Kriterien wurden hierbei anzahlmäßig über den Jahrzehnten aufgetragen. Es ergibt sich ein Bild in dem die Anzahl der Vorfälle pro Jahr rasant zunimmt. Dies ist in erster Linie auf die, wie eingangs erwähnten, besseren Analyse und Aufarbeitung der Daten zurückzuführen. In älteren Berichten wurde nur das Ausmaß des Unfalls festgestellt und nur in seltenen Fällen die korrekte Diagnose abgeleitet.

Gegen Ende des Diagrammes, also im Bereich von 1.1.2010 bis 1.1.2016, kann der Bereich nur grob als aussagekräftig eingestuft werden. Einerseits wurde hier nur ein Zeitraum von sechs Jahren betrachtet. Auf der anderen Seite befinden sich noch viele Dokumente in der Analyse und Begutachtung. Es zeigt sich dennoch über den kleinen Zeitraum, dass die Anzahl der Unfälle bereits jetzt auf hohem Niveau ist, sodass im Bereich der Unfallvorbeugung im Sektor der Hubschrauber ein gewisses Maß an Aufholbedarf liegt.

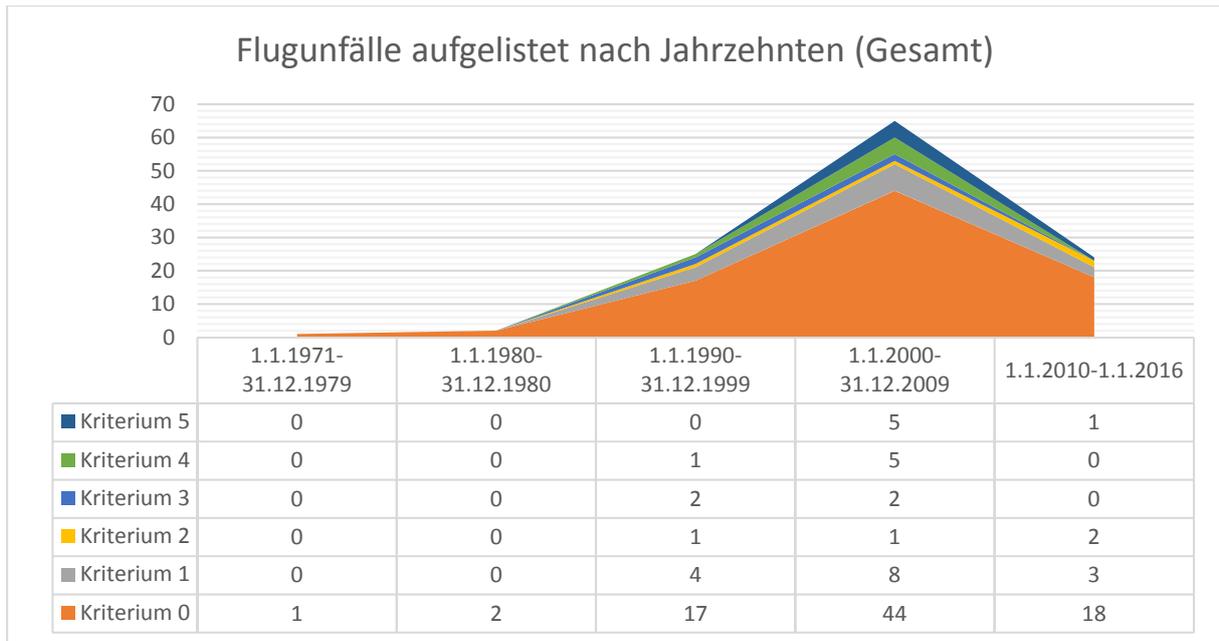


Abbildung 69 – Darstellung der Flugunfälle in Jahrzehnten (Gesamt)

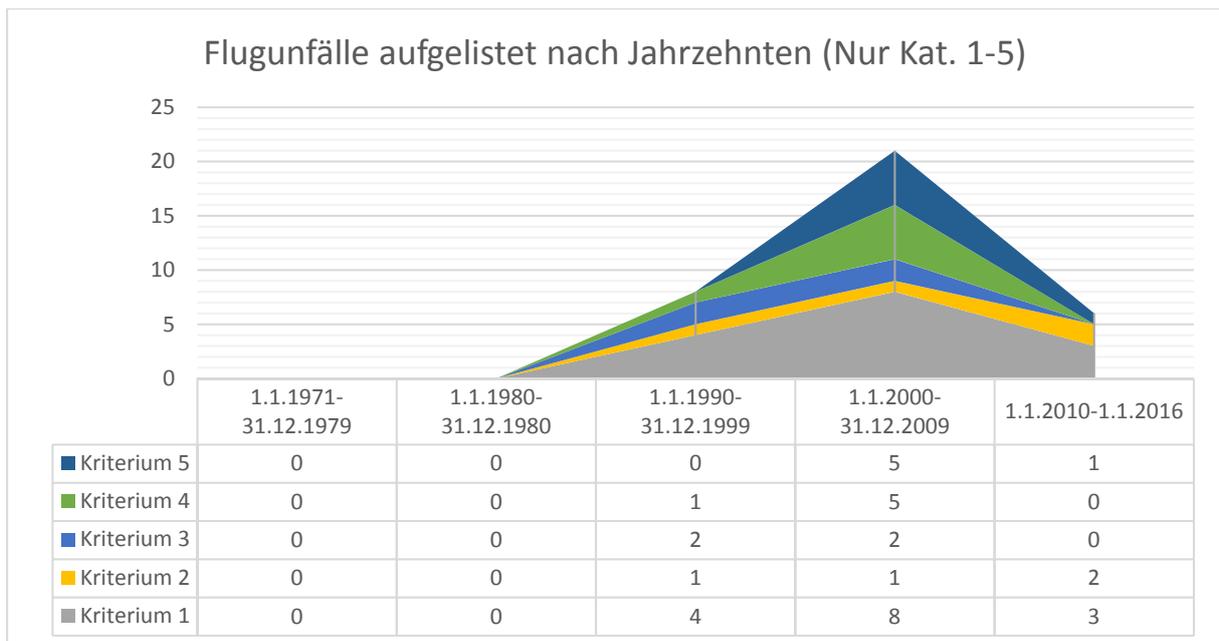


Abbildung 70 - Darstellung der Flugunfälle in Jahrzehnten nur von den Kat. 1-5

4. Zukünftige Untersuchungen zu dieser Thematik

Die Unfallberichte bzw. Schadensmeldungen beschreiben im Allgemeinen ein Bild in welchem der Freilauf als Baugruppe noch nicht vollkommen entwickelt ist. Gemessen an der Leistungsdichte zur Baugröße und der Funktionsweise nimmt der Freilauf eine besondere Stellung in den Maschinenelementen ein. Es soll in diesem Zusammenhang jedoch nicht der Eindruck entstehen, dass die bereits eingesetzten Freiläufe mangelhaft oder unterentwickelt sind.

Im Folgenden soll ein Ausblick auf mögliche zukünftige Forschungsvorhaben oder Entwicklungsarbeiten auf Basis der Unfallberichte gegeben werden.

4.1. Standardisierung

Ein wesentlicher Vorteil für die Anwendung von Freiläufen wäre eine einheitliche Standardisierung der Baugruppe. Dies betrifft nicht nur den Flugverkehr, sondern auch die industrielle Anwendung. Der Freilauf findet in den Normen im Bereich der Kupplung nur eine Erwähnung am Rande. Einen genaueren Einblick in die Berechnung und Auslegung wird nicht gegeben. Einzig in der VDI finden einige Vorträge und Erklärungsansätze. Im amerikanischen Raum konnte keine Verbindung in irgendeiner Weise zu den Normen hergestellt werden.

In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze zur Berechnung der Erlebenswahrscheinlichkeit. Diese sind in den meisten Fällen jedoch an den Berechnungen der Wälzlager orientiert. Andere Lebensdauerkalkulationen haben eine Verbindung zu experimentellen Versuchen. Einen ähnlichen Unterschied ist auch in der Berechnung der Belastungen und der Spannungen zu erkennen. Dies haben sich in den letzten Jahrzehnten von einfachen Modellen zu komplexen kinematischen Bewegungssystem mit mehreren Gleichungssystemen entwickelt. Die Basis ist hier bereits geschaffen um einen einheitlichen Berechnungsansatz erstellen zu können.

Die bereits bekannten Lebensdauerberechnungen befassen sich mit der Erlebenswahrscheinlichkeit. Der Teil der weniger bestätigt und daher noch nicht Ziel von Forschungsvorhaben war, ist jener Teil der Lebenserwartung, welcher am Ende

sich befindet. Forschungsvorhaben zu diesem Thema könnten dazu beitragen um die Lebensdauer eventuell zu verlängern oder aber auch die Ausfallprozesse genauer vorhersagen zu können bzw. die Lebensdauer abhängig von äußeren Einflüssen anpassen zu können.

Im Bereich der Flugsicherheit von Mensch und Maschine sind die Intervalle der Instandsetzung bzw. Austausch von Komponenten maßgebend. Einzig in einem Bericht konnte ein Intervall angegeben werden. Dieser Zeitraum scheint in den meisten Fällen auf Erfahrungswerten für die Lebensdauer bzw. auf Anweisung der Konstrukteure des Freilaufs zu beruhen. Genauere Untersuchungen in Bezug auf die Erlebenswahrscheinlichkeit mit einem Rückschluss auf die Angabe eines Intervalls wäre in dieser Sicht ein großer Vorteil.

4.2. Beschichtungen

Beschichtungen oder Oberflächenvergütungen spielen in der heutigen Welt für die Auslegung von Maschinenelementen eine tragende Rolle. Der gezielte Einsatz von Oberflächenveränderungen kann in vielerlei Hinsicht einen positiven Einfluss auf die Komponenten haben. Einerseits kann der Werkstoff lokal verändert werden, sodass die Belastungen (Spannungen, Kräfte, usw. ...) besser aufgenommen werden können und dadurch die Lebenserwartung verlängert werden kann. Andererseits kann die Oberfläche des Werkstoffes chemisch verändert werden, sodass die tribologischen Eigenschaften verbessert werden können.

In einigen Untersuchungsprotokollen konnte eine fehlerhafte Beschichtung als Hauptauslöser von Flugunfällen ausgemacht werden. Es liegt die Vermutung nahe, dass mit dem Wissen über die verschiedenen Eigenschaften der Oberflächenbehandlungen die Beschichtungen ausgewählt und eingesetzt wurden. Sodass die Erfahrungswerte der Konstrukteure hier einen großen Einfluss haben. Einzig ein Dokument der FVA befasst sich, fundiert mit Experimenten, mit den unterschiedlichen Beschichtungsverfahren.

Genauere Untersuchungen und Experimente in diese Richtung der Materialforschung würden einen wesentlichen Beitrag dazu liefern die Grenzen von Freiläufen bessere verstehen zu können. Die Kombination der Beschichtungen mit

den verwendeten Ölen sollte hier ebenfalls einen Einfluss haben. Die Betrachtung des Verschleißes mit einer Beschichtung der Oberfläche wurde in der Literatur nicht gefunden.

4.3. Werkstoffe

Werkstoffpaarungen sind in den einzelnen Baugruppen und schlussendlich in den Getrieben von entscheidender Rolle. Die richtigen Werkstoffe für den korrekten Einsatz, in Bezug auf Belastung und Lebensdauer, zu finden, unterliegt strengen Auswahlkriterien. Die Verwendung der Werkstoff ist jedoch nicht eindeutig geregelt. In den letzten Jahren wurden hierbei einige Forschungsprojekte durchgeführt. Im Allgemeinen wurden jedoch nicht die Einflüsse von Öl und Beschichtungen untersucht.

Ein wesentlicher Punkt stellt bei der Auswahl des Werkstoffes, der Verschleiß dar. Der Klemmkörperfreilauf ist in diesem Bezug, durch die Verwendung von Klemmkörper, verschleißresistenter, als die Klemmrollenfreiläufe. Der Verschleiß in theoretischen Überlegungen und die Auswirkungen auf den Freilauf waren bereits in den frühen Jahren Ziel zahlreicher Untersuchungen. Früher noch die Spannungen mittels Kräfte und Momentengleichgewichten berechnet und mit den Kennwerten der Werkstoffe verglichen. Heutige Spannungsberechnungen beinhalten Differentialgleichungen für die Ermittlung der Kräfte und Momente und anschließend werden diese mittels der Hertzchen Pressung auf einen Werkstoff umgelegt.

4.4. Umgebungszustände

Ein Freilauf wird in den meisten Fällen als Sicherheitsbauelement in einer Maschine bzw. in einem Getrieben eingebaut. Die Umgebungszustände sind meist durch äußere Einflüsse vorgegeben. Ob als Freilauf in Hubschraubertriebwerken oder als Sicherheitselement (als Backstop) für Wellen in Maschinen: Erschütterungen, Stöße und Vibrationen sind in diesem Zusammenhang wichtige Schlagwörter, welche den Freilauf im Betrieb nachhaltig beeinflussen. Kennzeichnend für die Umgebungszustände sind Rattermarken oder besondere Merkmal an den Klemmelementen und dem Außenring.

Ein weiterer wichtiger Punkt betrifft die in der Umgebung befindlichen Materialien und Komponenten. In Kombination mit dem eingesetzten Öl und eventueller thermischer Energieumwandlung kann ein Vorgang getreten werden, welcher in einer Veränderung der Oberflächenstruktur mündet (siehe Flugberichte mit Oilite-Bushing). Dieser Prozess ist irreversibel, sodass eine Fehlfunktion oder im schlechtesten Fall eine Beschädigung der Baugruppe nach sich zieht und somit der Freilauf als Sicherheitselement nicht mehr einsatzfähig ist.

Stoßmomente und/oder Stoßkräfte, beispielsweise hervorgerufen durch die Aufnahme von Ballast, ist ein weiterer Punkt welcher einer intensiveren Forschung bedarf. Bei einem in der Leistungsübertragung befindlichen Baugruppe können Stöße eine elastische Verformung des Außenrings oder auch der Klemmkörper nach sich ziehen. Ist die Belastung in diesen Fällen zu hoch kann eine plastische Veränderung der Komponenten nicht ausgeschlossen werden. Rillen und Vertiefungen an den Wälzflächen können entstehen und den Betrieb nach einem Stoß erheblich beeinträchtigen.

Auf diesem Gebiet wird bereits seit einigen Jahren an der FVA geforscht und ist noch Thema von zahlreichen Untersuchungen. Es sollten in diesem Zusammenhang die Einflussfaktoren und deren Auswirkung auf den Freilauf genauer beschrieben werden. Durch diese Erkenntnisse könnten eventuelle Einflüsse beim Einbau an bestimmten Stellen in Getrieben oder Maschinen berücksichtigt werden. Ebenso könnten die Umgebungsfaktoren für einen Freilauf bestimmt werden, sodass diese in weiterer Folge kategorisiert und bewertet werden können.

4.5. Schmierung der Rollen

Die Schmierung der Rollen ist im Bereich der richtungsabhängigen Kupplungen ein wichtiges Thema. Während im Prozess des Sperrrens kein Öl in den Kontaktstellen erwünscht ist, so ist die Sachlage im Überholbetrieb eine ganz andere. In diesem Betriebszustand wird durch die tribologischen Eigenschaften eine entsprechende Schmierfilmdicke erzeugt, sodass im Idealfall die Rolle vom Außenring bzw. dem Innenring getrennt läuft und somit stellt sich ein verschleißärmerer Zustand ein. Wird der Schmierfilm zu dünn, so berühren die Flächen einander und es stellt sich ein entsprechender Verschleiß ein.

Um diese konträren Eigenschaften der Schmierung zu erfüllen, müssen hohe Anforderungen an den Werkstoff und einer eventuellen Beschichtung gestellt werden. Die Anforderungen und Auswirkungen der Schmierung war bereits Ziel zahlreicher Forschungsprojekte der FVA. In diesem Zusammenhang sollte jedoch auch der Werkstoffhintergrund näher beleuchtet werden.

4.6. Käfig

Der Käfig zur Lagerung der Klemmelemente ist in vielerlei Hinsicht von Vorteil. Einerseits werden die Klemmrollen durch einen entsprechenden Käfig in der Umfangsrichtung richtig gelagert, sodass ein Überspringen einer einzelnen Rolle unterbunden werden kann. Andererseits wird durch einen Käfig die Baugröße des Freilaufes vergrößert und die Anzahl der bewegten Massen wird erhöht. Zu ersterem muss noch die Synchronisation der Klemmelemente gezählt werden, da durch die Vorgabe der Abstände zueinander ein Freiheitsgrad pro Rolle reduziert werden kann. Bei falscher Anwendung, beispielsweise bei einem Zerfall des Käfigs in die Einzelteile (siehe Flugberichte), kann es rasch zu einem Versagen des Freilaufes kommen. Der richtige Einsatz von Käfigen stellt somit ein wesentliches Kriterium dar.

In vielen Fällen wird auf den Einsatz eines Käfigs verzichtet. Es finden sich somit nur sehr wenige Anhaltspunkte für die Ausführung und den Aufbau von Käfigen. Die zusätzliche Komponente eines Freilaufes ist daher noch weniger erforscht bzw. wissenschaftlich durchleuchtet.

4.7. Verunreinigung von Bronze im Öl – Verhalten der Komponenten

Verunreinigungen sind, egal welcher Art und Ausprägung, suboptimal für den Betrieb von mechanischen Komponenten. Abrieb (Verschleiß von Material) stellt in diesem Zusammenhang ein sehr großes Gefahrenpotential für die Baugruppe dar. Ein nicht unwichtiger Teil von Verschleiß betrifft die Abnutzung im mikroskopischen Bereich. Die andauernde Berührung von Bauteilen (durch Rotation oder Translation) kann es zwangsläufig zu einem Herausreißen einzelner Atomen (Molekülketten) kommen, sodass in weiterer Folge das umgebende Öl verunreinigt wird und anschließend an Bauteilen ablegen können. Die Verunreinigungen können in weiterer Folge zu einer

Oberflächenveränderung führen und direkten Einfluss auf den Reibungskoeffizienten haben. Für die Oberflächenveränderung zu einem Herabsetzen des Klemmwinkels kann der Freilauf bereits unter dem Grenzwinkel zu rutschen beginnen und ein sicherer Einsatz kann nicht mehr gewährleistet werden.

Dieser Prozess der Verunreinigung durch mikroskopische Verschleißpartikel konnte bei zwei Unfallberichten als Hauptschadensquelle festgestellt werden. Die Verschleißpartikel konnten hierbei einer Bronze-Hülse (Oilite-Bushing) in der Nähe des Freilaufes zugeordnet werden. Es stellt sich nun die Frage in welchem Grade das Öl verunreinigt werden kann, ohne die Funktion der Baugruppe zu gefährden. In der Wälzlagertheorie wird die Verunreinigung des Öles in der Lebensdauer berücksichtigt, sodass dieser Ansatz eventuell auch auf den Freilauf angewendet werden kann.

4.8. Untersuchungen am Außenring

Der Außenring ist im Vergleich zum Innenring/Innenstern jener Teil eines Freilaufes der einer hohen mechanischen Beanspruchung ausgesetzt ist. Außenringdehnung, Aufnahme von Stoßkräften und Verschleißmechanismen sind nur einige Beanspruchungsarten, welche im Betrieb der Baugruppe den Außenring belasten können. Ein weiterer wichtiger Punkt in diesem Zusammenhang ist die Schmierung im Kontaktbereich von Klemmelement zu Außenring. Die Zahl der Untersuchungen zu diesem Thema ist sehr beschränkt. Bei der FVA wurden Versuche nur in kleinem Maße durchgeführt und im Allgemeinen nur in Verbindung mit anderen Experimenten durchgeführt. Bei der VDI konnte nur ein Aufsatz zu dieser Thematik gefunden werden. Die entsprechende Literatur ist in den jeweiligen Unterpunkten von Kapitel 2.

Ein wesentlicher Faktor bei der Auslegung ist das Unterbinden des Durchrutschens am Außenring. Dieser Effekt kann im Grunde durch mehrere Prozesse ausgelöst werden. Ein essentieller Prozess ist die Verringerung des Klemmwinkels. Unterschreitet der Klemmwinkel den Haftwinkel führt dies zu einem Rutschen des Außenringes und dies impliziert einen Ausfall der Leistungsübertragung. Die Kenntnis der geometrischen Verhältnisse unter verschiedenen Lastkollektiven ist hierfür eine Grundvoraussetzung.

Die Eigenschaft der Schmierstoffe ist im Wesentlichen die Herabsetzung des Reibungskoeffizienten zwischen zwei sich berührenden Flächen bzw. die Kühlung von Komponenten. Umgelegt auf den Freilauf bedeutet dies, dass durch die Herabsetzung des Reibwertes der Haftwinkel minimiert wird und dadurch der Grenzklemmwinkel herabgesetzt wird. Die Schmierung ist somit im Sperrbetrieb unerwünscht. Dennoch muss ein genügend dicker Schmierfilm in der Kontaktstelle vorhanden sein um ein Fressen des Außenringes zu unterbinden. Das Fressen ist ein Verschleißmechanismus, welcher durch ein Herausreißen von makroskopischen Teilen der Kontaktstelle durch lokale Verschweißung.

Diese beiden Effekte der Außenringbeanspruchung werden in der Literatur nur am Rande erwähnt und sind im genaueren noch kaum Ziel von Forschungsprojekten gewesen. Ein möglicher Ansatz für die Untersuchungen zum Thema Verschleiß können die Ergebnisse von Versuchen im Gebiet der Wälzlager sein. Die Mechanismen beider Baugruppe ist im Überholbetrieb ident.

4.9. Betrieb (Logging Operations)

Bei der Durchsicht der Unfallberichte und der Reihung nach den Flugoperationen, wurde festgestellt, dass übermäßig viele schwere Unfälle in Verbindung mit Logging Operations gebracht werden können. Dies kann in erster Linie auf die Belastung durch die zusätzliche Last zurückgeführt werden. Die Belastung kann als schwellend angesehen werden. Die Beanspruchung ist bei der Aufnahme der Baumstämme am höchsten und nach dem Ablegen am Zielort wieder im Normalbereich. Die Belastung im Verhältnis zur aufgewendeten Flugzeit ist, beim Betreiben eines Hubschraubers in Logging-Operations, am höchsten.

Die zu klärende Frage ist nun, ob die eingesetzten Hubschrauber mit der aufgenommenen Last bereits nahe am Belastungsmaximum sind, sodass der eingesetzte Helikopter hierfür nicht die beste Wahl ist. Ein anderer Ansatz wäre, dass die Fluggeräte nicht ausreichend gewartet werden und somit die Lebensdauer von Bauteilen überschritten wird. Letztendlich kann noch der Pilot selber, durch falsche Bedienung ein Glied in der Kette der Ereignisse sein.

5. Literaturverzeichnis

- [1] B. Schlecht, „Maschinenelemente 1,“ in *Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen*, München, Paerson Studium, 2007, pp. 663-723.
- [2] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, „Rolof/Matek,“ in *Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*, Wiesbaden, Springer Vieweg, 2015, pp. 434-505.
- [3] W. Skolaut, *Maschinenbau*, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.
- [4] K.-H. Grote und J. Feldhusen, „Dubbel 24. Auflage,“ in *Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin Heidelberg, Springer Vieweg, 2014, pp. G 65 - G 79.
- [5] T. Heubach, B. Hagemann, M. Hüllenkremer, J. Loos und P.-W. Gold, „Einfluss von Teilentlastungen auf die Lebensdauer von Klemmfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2008.
- [6] F. Hasters. [Online]. Available: <http://www.codex-madrid.rwth-aachen.de/essays/freilauf/rahmen.html>. [Zugriff am 7 Dezember 2015].
- [7] G. Niemann und H. Winter, „Maschinenelemente,“ in *Band3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe*, Berlin Heidelberg, Springer, 2004, pp. 267-290.
- [8] A. Schalitz, *Kupplungsatlas*, 3. Auflage, Ludwigsburg: Georg Thum, 1969.
- [9] „Anwendungen von Freiläufen,“ Ringspann GmbH, [Online]. Available: http://www.ringspann.de/de/Produkte/Freilaeufe/Technik/Anwendungen__611/.

[Zugriff am 10 Dezember 2015].

- [10] K. Stölzle und S. Hart, Freilaufkupplungen: Berechnung und Konstruktion, Berlin: Springer, 1961.
- [11] P. Rossmann, „Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten von Freilaufkupplungen - Teil 1,“ *Antriebstechnik*, Nr. 1, pp. 55-57, 1995.
- [12] P.-W. Gold, H. Peeken, G. Czymek, W. Jordan und K. Dürkopp, „Hochlastreibwert von Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Okt. 1995.
- [13] V. Rombach, T. Kretschmer, B. Hagemann und T. Heubach, „Einfluss des Schmierstoffs auf die Schaltgüte und die Schaltsicherheit von reibschlüssigen Freiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main.
- [14] V. Popov, Kontaktmechanik und Reibung - Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2009.
- [15] V. Rombach, T. Kretschmer, B. Hagemann und T. Heubach, „Einfluss des Schmierstoffs auf die Schaltgüte und die Schaltsicherheit von reibschlüssigen Freiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Dez. 2009.
- [16] E.-G. Paland, P. Roßmanek und J. Ritter, „Dynamisches Betriebsverhalten von Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik E.V., Frankfurt am Main, April 1992.
- [17] Peeken H. und H. Hinzen, „Funktionsfähigkeit und Gebrauchsdauer von

Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb,“ 1985.

- [18] W. Jorden, A. Tönsmann und J. Ritter, „Schaltverschleiß bei Rollenfreiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Sept. 1989.
- [19] M. Kilian, G. Knoll und T. Heubach, „Freilaufkontakte - Kontaktanalyse für reibschlüssige Freilaufkupplungen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Aug. 2000.
- [20] T. Heubach, B. Hagemann, M. Hüllenkremer, J. Loos und P.-W. Gold, „Ringbeanspruchung, JFRED 2.4,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2009.
- [21] D. Daners, J. Loos, P.-W. Gold und T. Heubach, „Erweiterung des Freilauf-Dimensionierungsprogrammes FRED für Klemmkörperfreiläufe (Integration von LD),“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt/Main, 2003.
- [22] H. Czichos und K.-H. Habig, Tribologie Handbuch - Reibung und Verschleiß, Berlin: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2003.
- [23] A. Böge, Technische Mechanik, 2011: Springer-Verlag, 261-384.
- [24] V. Popov, „Kontaktmechanik und Reibung,“ in *Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2010, pp. 59-74.
- [25] T. Heubach, B. Hagemann, M. Kilian und G. Knoll, „Programmentwicklung zum Freilaufdrehmoment bei exzentrischer Ringanordnung,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2008.
- [26] K. Sommer, R. Heinz und J. Schöfer, Verschleiß metallischer Werkstoffe - Erschneinungsformen sicher beurteilen, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag,

2010.

- [27] W. Bartz, *Grundlagen der Tribologie und Schmierungstechnik*, Wien: Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, TU Wien, 2012.
- [28] D. Seidel, „Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Klemmfreiläufen mit Radionuklidverfahren,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Juli 1980.
- [29] V. Häutle, A. Gervé und K. Timtner, „Verschleiß von Klemmfreiläufen - Literaturrecherche und -auswertung,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 1973/74.
- [30] R. Welter, „Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Sept. 1990.
- [31] P. Deppenkemper, H. Peeken, P. Gold und J. Ritter, „Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 1993.
- [32] P. Deppenkemper, A. Lohrengel, P. Gold und T. Heubach, „Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 1999.
- [33] W. Jorden, H.-J. Böhnke und J. Ritter, „Untersuchung zum Schmierstoffeinfluss auf die Lebensdauer eines Klemmrollenfreilaufs im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Okt. 1991.
- [34] R. Spörer, E.-G. Paland und E. Hüttig, „Verschleiß von Klemmkörper-Freiläufen im Leerlaufbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, März 1985.

- [35] V. Ploetz, B. Hagemann, S. Neubert, G. Ochse, C. Hentschke, G. Jacobs und A. Rienäcker, „Ermittlung der für die Funktion von reibschlüssigen Freiläufen notwendigen (minimalen und maximalen) Anfederkräfte unter Berücksichtigung von der Feder zu erfüllenden Aufgabe,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2013.
- [36] M. Overberg und P.-W. Gold, Leerlaufverschleiß von Klemmkörperfreiläufen, Aachen: Mainz Verlag, 2003.
- [37] H. Haberhauer und F. Bodenstein, Maschinenelemente - Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2014.
- [38] R. Spörer, „Schmierung von Klemmkörper-Freiläufen im Leerlaufbetrieb,“ 1985.
- [39] H. Kuhlmann, Strömungsmechanik, München: Pearson Studium, 2007.
- [40] T. Heubach, B. Hagemann, T. Kretschmer, V. Rombach und G. Jacobs, „Schmierstoffeinfluss Schaltverhalten - Einfluss des Schmierstoffs auf die Schaltgüte und die Schaltsicherheit von reibschlüssigen Freiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2009.
- [41] E. Truckenbrodt, Fluidmechanik: Band 1 - Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2008.
- [42] V. Ploetz, B. Hagemann, F. Felbinger, A. Rienäcker, G. Ochse und G. Knoll, „Räumliche Lastverteilung in Freiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2012.
- [43] T. Heubach, B. Hagemann, R. Koch und G. Knoll, „Schaltabweichung bei Freiläufen - Einfluss bauart- sowie betriebs- und schmierungstechnischer Parameter auf die Schaltabweichung reibschlüssiger Freiläufe,“

Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2008.

- [44] W. Jorden, B. Gödde, B. Künne, J. Schlattmann, W. Schwarzkopf, F. Gehrman und P. Bunte, „Einflussgrößen auf die erreichbare Schaltfrequenz und Schaltgenauigkeit von Klemmkörperfreiläufen,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, April 1983.
- [45] H. Haberhauer und M. Kaczmarek, Taschenbuch der Antriebstechnik, München: Carl Hanser Verlag, 2014.
- [46] P. Gold, M. Overberg, E. Lugscheider und M. Burckhardt, „Eignung von Oberflächenbeschichtungen für Klemmkörperfreiläufe in Leerlauf- und Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2001.
- [47] O. Dittrich und R. Schumann, Anwendungen der Antriebstechnik - Band II: Kupplungen, Mainz: Krausskopf-Verlag, 1974.
- [48] G. Jacobs, C. Hentschke und S. Neubert, „Zuverlässige Funktionsfähigkeit reibschlüssiger Freiläufe - eine Auslegungsempfehlung,“ *Konstruktion*, Nr. 5, pp. 79-82, 2015.
- [49] K. Karde, „Die Grundlagen der Berechnung und Bemessung des Klemmrollen-Freilaufs,“ *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 51, Nr. 3, pp. 49-58, 1949.
- [50] G. Reister, „Lebensdauerberechnung für Klemmrollenfreiläufe,“ *Industrieanzeiger*, Bd. 93. Jg., Nr. 71, pp. 1805-1811, 1971.
- [51] P. W. Gold, A. Lohrengel und T. Heubach, „Lebensdauermodell für Klemmrollenfreiläufe im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Sept. 2000.

- [52] W. Jorden, J. Schlattmann und J. Ritter, „Lebensdauerberechnung von Klemmrollenfreiläufen aufgrund von Werkstoffverformung, -ermüdung und Wälzverschleiss,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, März 1987.
- [53] W. Pepler, „Druckübertragung und geschmierte zylindrische Wälzflächen,“ *VDI Forschungsheft 391*, 1938.
- [54] P. Rossmannek, „Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten von Freilaufkupplungen, Teil 2,“ *Antriebstechnik*, Bd. 34, Nr. 2, pp. 45-48, 1995.
- [55] R. Welter, H. Peeken und J. Ritter, „Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, Sept. 1990.
- [56] H. Peeken, H. Hinzen, R. Welter und G. Czymek, „Klemmwinkelmessung von Freilaufklemmkörpern,“ *VDI-Z - Entwicklung, Konstruktion, Produktion*, Nr. 4, pp. 116-121, 1990.
- [57] K.-H. Decker, *Maschinenelemente - Funktion, Gestaltung und Berechnung*, München: Carl Hanser Verlag, 2011, pp. 540-545.
- [58] L. Föppl und E. Mönch, *Praktische Spannungsoptik*, 3. Auflage Hrsg., München: Springer Verlag, 1972.
- [59] „Atlas Technik,“ [Online]. Available: http://www.atlas-technik.com/Files/katalozi/GMN-Freilaeufe_de.pdf. [Zugriff am 1 Februar 2016].
- [60] „Ringspann AG,“ 2015/2016. [Online]. Available: http://www.ringspann.ch/de/Download/Kataloge/Kataloge-Group__849/. [Zugriff am 29 Januar 2016].

- [61] „Ringspann, Edmayr,“ [Online]. Available: http://www.edmayr.at/files/fkhg_db_d.pdf. [Zugriff am 1 Februar 2016].
- [62] A. Lohrengel, P. Gold und T. Heubach, „Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im dynamischen Schaltbetrieb - Ergänzungsversuche,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 1999.
- [63] Ringspann, Katalog Freiläufe, 2009.
- [64] EASA, „Certification Specifications for Small Rotorcraft CS-27,“ Nr. Amendment 3, 2012.
- [65] EASA, „Certification Specifications for Large Rotorcraft CS-29,“ Nr. Amendment 3, 2012.
- [66] FAA, „U.S. Government Publishing Office,“ GPO, 2 Mai 2016. [Online]. Available: http://www.ecfr.gov/cgi-bin/text-idx?SID=c7f238855312af89880236c1c1d6f5b5&mc=true&tpl=/ecfrbrowse/Title14/14cfrv1_02.tpl#0. [Zugriff am 4. Mai 2016].
- [67] „Aviation Investigation Report A01P0003,“ Transport Safety Board of Canada, Canada, 2006.
- [68] „Unfallbericht zu B-HRN (Eurocopter AS332 L2 Super Puma,“ CAD Hong Kong, Hong Kong, 2013.

6. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 – Hauptgruppen von Wellenkupplungen	1
Abbildung 2 - Systematische Einteilung der Kupplungen (vgl. VDI 2240) [2].....	3
Abbildung 3 – Einteilung der Wellenkupplungen nach Funktionen [4]	4
Abbildung 4 – Freilaufbauformen [5].....	5
Abbildung 5 – Freilauf von Leonardo da Vinci (Codex Madrid) [6].....	6
Abbildung 6 – Dampfwagen von Nicolas Cugnot (1769)	7
Abbildung 7 - Rücklaufsperr [9]	10
Abbildung 8 – Überholbetrieb [9]	11
Abbildung 9 – Schaltfreilauf [9]	12
Abbildung 10 – Schematische Darstellung eines Klemmrollenfreilaufs	13
Abbildung 11 – Axialer Freilauf mit Reibkegel (links) und als Planfläche (rechts) [10]	14
Abbildung 12 – Schematische Darstellung des Funktionskriteriums	15
Abbildung 13 – Einflussgrößen auf das Funktionskriterium [13]	15
Abbildung 14 – Schematische Darstellung der Kräfteverhältnisse sowie des Klemmwinkels und des Reibkoeffizienten.....	17
Abbildung 15 – Einflussgrößen des Klemmwinkels [11], [15, 15]	19
Abbildung 16 – Idealisierter Schaltzyklus mit sinusförmigem Schwingwinkel [17]....	20
Abbildung 17 – Einfluss der wichtigsten Kenngrößen auf den Schlupfwinkel [17]....	22
Abbildung 18 – Auswirkungen des Anfangswinkels und des Lastmomentes auf den Schlupfwinkel [17].....	23
Abbildung 19 – Oszillogramm des Einschaltvorganges eines in ein Schaltgetriebe mit Drehmomentwandler eingebauten Klemmkörperfreilaufs [10].....	24
Abbildung 20 – Oszillogramm eines Freilaufes beim Einschalten mit Dämpfung	25
Abbildung 21 – Oszillogramm eines Freilaufes beim Einschalten ohne Dämpfung..	26
Abbildung 22 – Schaltwinkelabweichung [17].....	27

Abbildung 23 - Links: Linienberührung [23], Rechts: Spannungsschaubild [24]	30
Abbildung 24 – Übersicht der Verschleißmechanismen [26]	34
Abbildung 25 – Ausfallursachen von Freiläufen [29].....	35
Abbildung 26 – Schematische Darstellung der Ausfallursache: Pop-Out [16]	36
Abbildung 27 – Darstellung des Schaltverschleißes mit Muldenbildung [17].....	37
Abbildung 28 – Klemmkörper-Freilauf nach Versagen durch Leerlaufverschleiß im Trockenlauf a) Außenring mit Verschleißspuren, b) Innenring mit Verschleißspuren, c) verschlissene Klemmkörper [35].....	39
Abbildung 29 – Stribeck-Kurve (Reibungswerte nach Stribeck) [18]	40
Abbildung 30 – Links: schematische Darstellung der wichtigsten Kenngrößen [38] Rechts: Geschwindigkeit und Druckverteilung am Klemmkörper [18]	41
Abbildung 31 – Konvention der Geschwindigkeiten im Schmierpalt [18]	44
Abbildung 32 – Geschwindigkeitskenngrößen im Leerlaufbetrieb [18]	45
Abbildung 33 – Darstellung der Freiheitsgrade und der Koordinatensysteme	46
Abbildung 34 – Modellierung des An- und Abtriebs als Torsionsschwinger	48
Abbildung 35 – Belastungen und Bewegungsgrößen am Klemmelement [43]	50
Abbildung 36 – Schematische Darstellung einer Einzelanfederung [35]	51
Abbildung 37 - Schematische Darstellung der gemeinsamen Anfederung [35].....	52
Abbildung 38 – Mögliche Oberflächenbehandlungen bzw. Beschichtungsverfahren von Klemmkörpern [46]	55
Abbildung 39 – Allgemeiner Aufbau eines Klemmrollenfreilaufes mit Einzelanfederung [48].....	56
Abbildung 40 – Einfluss der Maßabweichungen auf die Geometrie der Baugruppe [10]	59
Abbildung 41 – Geometrische Beziehungen am Innenstern mit ebener Rampe [10]	59
Abbildung 42 - Geometrische Beziehungen am Innenstern mit log. Rampe [10].....	61
Abbildung 43 – Darstellung der Geometrie für die Bestimmung der Bewegungszustände	62

Abbildung 44 – Spannungsoptisches Schaubild eines Klemmrollenfreilaufs [10].....	67
Abbildung 45 – Wöhlerkurve für Wälzfestigkeit K (16 MnCr 5) [10].....	69
Abbildung 46 – Verformungsverteilung bei einem Wälzlager [15]	73
Abbildung 47 – Durchbiegung und Aufweitung des Außenringes.....	75
Abbildung 48 – Konvention zur Berechnung der globalen Ringaufweitung [18]	77
Abbildung 49 – Ausführungen von Klemmkörper [10]	79
Abbildung 50 – Prinzipieller Aufbau eines Klemmkörperfreilaufs [48].....	80
Abbildung 51 – Klemmkörpergeometrie [55].....	81
Abbildung 52 – Geometrie eines primitiven Klemmkörpers [15]	82
Abbildung 53 – Geschwindigkeitsplan schematisch für einen Klemmkörperfreilauf .	87
Abbildung 54 – Geometrischer und Kräfte-Klemmwinkel [15].....	89
Abbildung 55 – Verdrehwinkel und Federkennlinie eines Klemmkörperfreilaufs	90
Abbildung 56 – schematische Darstellung des statischen Kraftansatzes [15]	92
Abbildung 57 – Schematischer Versuchsaufbau der Spannungsoptik mit einem zirkularpolarisierten Lichtstrahl	94
Abbildung 58 – Spannungsoptisches Schaubild eines Klemmkörperfreilaufs [15]....	95
Abbildung 59 – Übersicht der Verschleißminderungsmechanismen [59, 60].....	96
Abbildung 60 – Fliehkraftabhebung X: Links Abgehobener Zustand, Rechts Sperrzustand (Normalzustand) [60].....	98
Abbildung 61 - Fliehkraftabhebung Z: Links Abgehobener Zustand, Rechts Sperrzustand (Normalzustand) [60].....	99
Abbildung 62 – Aufbau eines Freilaufes mit Abhebung durch Schleppkräfte [38]	99
Abbildung 63 – Hydrodynamische Abhebung (Links: Schematischer Aufbau, Rechts: Ölzuführung) [61].....	101
Abbildung 64 – Freilaufausführungen (Links mit eigener Lagerung, Rechts ohne eigener Lagerung) [63]	103
Abbildung 65 – Übersicht der Hubschraubereinteilung in die Zulassungsbestimmungen.....	107

Abbildung 66 – Hauptrotorgetriebe einer Sikorsky S-61N [67]	110
Abbildung 67 – Schematische Darstellung der Verbindung von Triebwerk zu Hauptrotorgetriebe in einem EC-AS332 L2 Super Puma [68].....	111
Abbildung 68 – Anzahlmäßige Aufteilung in den Kriterien	129
Abbildung 69 – Darstellung der Flugunfälle in Jahrzehnten (Gesamt).....	130
Abbildung 70 - Darstellung der Flugunfälle in Jahrzehnten nur von den Kat. 1-5...	130

7. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 – Schwenkwinkel für die Betriebszustände	21
Tabelle 2 – Federbauformen der Einzelanfederung	52
Tabelle 3 – Federbauformen der gemeinsamen Anfederung	53
Tabelle 4 – Vor- und Nachteile von Klemmrollenfreiläufen [45].....	58
Tabelle 5 – Vor- und Nachteile von Klemmkörperfreiläufen [45].....	81
Tabelle 6 – Übersicht der Winkelgeschwindigkeiten je nach Betriebszustand.....	88