

Oliver Roger Berner

**Lebensdauer von Stahlseilen beim
kombinierten Lauf über Treib- und
Ablenkscheiben unterschiedlicher
Rillenform**

Juni 2011

Lebensdauer von Stahlseilen beim kombinierten Lauf über Treib- und Ablenkscheiben unterschiedlicher Rillenform

Von der Fakultät Konstruktions-,
Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Oliver Roger Berner
geboren in Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Tag der Einreichung: 14.07.2010
Tag der mündlichen Prüfung: 25.10.2010

Institut für Fördertechnik und Logistik
der Universität Stuttgart

Für meine Eltern

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart. Die experimentellen Basisdaten wurden zum Großteil im Rahmen des Forschungsprojekts „Lebensdauer von Drahtseilen in Treibseibenaufzügen bei der Kombination von Rillenprofilen“ gewonnen, welches im Programm zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie BMWi über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert wurde.

An erster Stelle gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking, dem Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, seine Unterstützung und seine Geduld.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, dem Leiter des Instituts für Maschinenelemente, möchte ich für die Übernahme des Mitberichts und die interessierte Durchsicht der Arbeit danken.

Dem emeritierten Leiter der Abteilung Seiltechnik, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Feyrer, dessen Lebensdaueruntersuchungen an Seilen die Ausgangslage für dieses Forschungsprojekt bilden, möchte ich für das entgegengebrachte Interesse und die motivierenden fachlichen Diskussionen danken.

Auch meinen ehemaligen Kollegen aus der Abteilung Seiltechnik und meinem früheren Abteilungsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Vogel, der durch seine Industriekontakte das Projekt initiieren hat, möchte ich für ihre stete Hilfsbereitschaft und kollegiale Unterstützung danken. In diesen Dank einschließen möchte ich auch die Mitarbeiter der Werkstatt, welche unter der Leitung von Herrn Alexander Haase und mit Unterstützung verschiedener wissenschaftlicher Hilfskräfte den neuen Prüfstand für schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche realisiert und die zahlreichen Dauerbiegeversuche mitbetreut haben.

Mein persönlicher Dank gilt meiner Partnerin Frau Dr.-Ing. Silke Schönherr, die mich während der gesamten Zeit der Ausarbeitung motiviert und meine Launen ertragen hat und mir im fachlichen Diskurs als wertvolle Gesprächspartnerin zur Verfügung stand.

Oliver Berner

Sursee, im Juni 2011

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	7
Kurzzusammenfassung	11
Abstract	13
1. Einleitung	21
1.1. Problemstellung und Zielsetzung	22
1.2. Stand der Forschung	26
2. Theorie	36
2.1. Berechnung der Drahtseillebensdauer beim Lauf über Seilscheiben	36
2.2. Beanspruchung von Tragseilen beim Lauf in Treibscheibenaufzügen	37
2.2.1. Pressung in Treibrillen	38
2.2.1.1. Flächenpressung	38
2.2.1.2. Spezifische Pressung	38
2.2.1.3. Universeller Rillenfaktor	41
2.2.2. Traktionsübertragung, Seilschlupf und Seilverschleiß	45
2.2.2.1. Traktionsbedarf	45
2.2.2.2. Traktionskapazität (Treibfähigkeit)	45
2.2.2.3. Traktionsgrad	46
2.2.2.4. Reibwert in Treibscheiben	46
2.2.2.5. Seilschlupf	47
2.2.2.6. Seilverschleiß und Reibungsarbeit	50
2.2.3. Seilovalisierung in Treibscheibenaufzügen	56
2.2.3.1. Ovalisierung in Rundrillen mit Übermaß	56
2.2.3.2. Wechselbeanspruchung beim Lauf über Rund- und Formrillen	58
3. Experimentelle Untersuchung	62
3.1. Methodische Vorgehensweise	62
3.2. Versuchsprogramm	63
3.2.1. Dauerbiegeversuche Einzelscheibe mit Rundrille (Referenzversuche)	63
3.2.2. Dauerbiegeversuche Einzelscheibe mit Formrille	63
3.2.3. Traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche mit Treib- und Ablenkscheibe	64
3.3. Versuchsseile	65
3.4. Versuchsseilscheiben	68
3.4.1. Seilscheiben mit Rundrillen	68
3.4.2. Seilscheiben mit Keil- und Sitzrille	69
3.5. Versuchseinrichtungen	71
3.5.1. Dauerbiegemaschinen	71
3.5.1.1. Einzelscheibenanordnung	71
3.5.1.2. Doppelscheibenanordnung	72
3.5.2. Prüfstand für traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche	73
3.5.2.1. Prüfstandkonzept	73
3.5.2.2. Fahrdynamik	76

3.5.2.3. Seilkraftverhältnis und Treibkraft	77
3.5.2.4. Schlupfmesseinrichtung	81
3.5.2.5. Rechnerunterstützte Drahtbrucherfassung	84
4. Versuchsergebnisse.....	87
4.1. Dauerbiegeversuche auf Einzelscheiben mit Rundrille (Referenzversuche).....	87
4.1.1. Einfluss des Rundrillenübermaßes auf die Bruchbiegewechselzahl	87
4.1.2. Referenzwertbildung zur Korrektur der individuellen Seilqualität	90
4.2. Einzelscheibe mit Formrille ohne Treibkraftübertragung	91
4.2.1. Definition der Ablegekriterien	91
4.2.2. Sitzrillen mit Unterschnitt.....	92
4.2.3. Keilrille	97
4.3. Dauerbiegeversuche – Kombination von zwei Scheiben	100
4.4. Traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche	102
4.4.1. Ermittlung der Biegewechselfaktoren f_{N3} für Formrillen	104
4.4.2. Einfluss des angewendeten Ablegekriteriums und der Seilkonstruktion.....	105
4.4.3. Einfluss der Seilpressung.....	107
4.4.4. Einfluss von Traktionsgrad η und übertragener Treibkraft F_T	109
4.4.5. Regressionsanalyse auf Basis der Hauptschädigungsparameter	112
4.4.6. Ermittlung der Restbruchkraft abgelegter Versuchsseile	120
4.4.7. Vergleich unterschiedlicher Ablegekriterien	123
4.5. Schadensverlauf und Drahtbruchentwicklung	125
4.5.1. Schadensbilder	125
4.5.1.1. Schadensbild bei Formrillenversuchen ohne Traktionskraft- übertragung.....	126
4.5.1.2. Schadensbilder nach traktionsbehafteten Dauerbiegeversuchen ..	128
4.5.2. Drahtbruchprozess.....	131
4.5.2.1. Anordnung der Drahtbrüche am Seil	132
5. Zusammenfassung und Ausblick	133
Literatur.....	143
Anhang.....	148

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

DB	Doppelbiegung
EB	Einfachbiegung
FE	Fasereinlage
IFT	Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart
OIPEEC	Organisation internationale pour l'étude de l'endurance des câbles
S	Seale-Seilkonstruktion
SES	Stahlseileinlage
sz	Schlagrichtung rechtsgängig
TTL	Transistor-Transistor-Logik
W	Warrington-Seilkonstruktion

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a	m/s^2	Fahrkorbbeschleunigung
a; b	mm	Ellipsenhalbachsen a und b
A	mm^2	metallischer Nennquerschnitt des Seiles (nach EN 12385-2)
A_E	mm^2	Ellipsenquerschnittsfläche des ovalisierten Seils
A_K	mm^2	Querschnittsfläche des nicht ovalisierten Seils
A_0	mm^2	nominale Verschleißfläche
A_m	mm^2	wirklicher metallischer Querschnitt des Seiles
a_i	-	Regressionskoeffizienten nach Feyrer 1981/2
b_i	-	Regressionskoeffizienten nach Feyrer 2000
b_U	mm	Breite des Sitzrillenunterschnitts
B	%	Bestimmtheitsmaß
B_x	-	Drahtbruchanzahl auf der Bezugslänge x
B_{Ax}	-	Ablegedrahtbruchzahl auf der Bezugslänge x
c_i	-	Regressionskoeffizienten für die Ermittlung von f_{N3}
C_R	-	Rillenfaktor der Treibfähigkeit
d	mm	Seilnenn Durchmesser
d_L	mm	Litzendurchmesser
dx	mm	Verschleißweg
d_{ist}	mm	tatsächlicher Seildurchmesser
d_0	mm	Einheitsseildurchmesser, $d_0=1 \text{ mm}$
D	mm	Durchmesser der Seilprüfscheibe
D/d	-	Durchmesserverhältnis von Seilprüfscheibe zu Seil
e_R	J/mm^3	spezifische Reibungsenergie
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul von Stahldrähten
f_{Ni}	-	Korrekturfaktoren nach Feyrer
f_{N1}	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Seilschmierung

f_{N2}	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Seilkonstruktion
f_{N3}	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Rillenform
f_{N4}	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Seilschrägzugs
$f(\mu)$	-	Reibungszahl als Funktion der Rillenform
F	kg	Fahrkorbmasse des Aufzugs
$F_{e.m}$	N	ermittelte Bruchkraft (nach EN 12385-2)
$F_{e.min}$	N	rechnerische Bruchkraft (nach EN 12385-2)
F_m	N	wirkliche Bruchkraft des Seiles (ermittelt im Zerreißversuch)
F_{min}	N	Mindestbruchkraft des Seiles (nach EN 12385-2)
F_n	N	Nennbruchkraft des Seiles (gem. Hersteller)
F_r	N	Restbruchkraft des Seils
F_{RB}	N	Reibkraft
F_T	N	Traktionskraft
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
G	kg	Gegengewichtsmasse des Aufzugs
G_1	kg	Gewichtsmasse 1 des Prüfstands
G_2	kg	Gewichtsmasse 2 des Prüfstands
G_s	kg	Eigengewicht der Tragseile
H	-	Härte des verschlissenen Werkstoffs gemäß Yokota 1985
h	mm	Hublänge
h_f	mm	Flankenhöhe der Rille
l	mm	Biegelänge des Seiles
j	m/s ³	Ruck
K	-	Faktor zur Berechnung der Mindestbruchkraft
K_J	-	Verschleißkonstante gemäß Yokota 1985
k_{max}	N/mm ²	maximale spezifische Pressung in der Formrille
k_φ	N/mm ²	spezifische Pressung beim Kontaktwinkel φ
L	mm	Bezugslänge der Drahtbruchzahl, z.B. $L=6d$, $L=30d$
l_s	mm	Schlaglänge des Seils
n	-	Anzahl an Versuchsergebnissen
N	-	Bruchbiegewechselzahl (Lebensdauer)
N_φ	-	Bruchbiegewechselzahl bei einem Schrägzugwinkel (φ)
N_A	-	Ablegiebiegewechselzahl
N_{A-Form}	-	Ablegiebiegewechselzahl in der Formrille
N_{A-Rund}	-	Ablegiebiegewechselzahl in der Rundrille
N_m	-	mittlere Bruchbiegewechselzahl
N_{korr}	-	korrigierte Biegewechselzahl
P	N/mm ²	unspezifizierte Pressung gemäß Yokota 1985
p_0	N/mm ²	Flächenpressung eines biegeschlaffen Bandes
Q	kg	Zuladung des Aufzugs
q_0	N/mm	Linienpressung in Seillängsrichtung
r	mm	Radius der Rundrille

r	-	universeller Rillenformfaktor
$r_1; r_2$	mm	Laufradius zum Zeitpunkt 1 bzw. 2
Δr	mm	Eindringtiefe des Seils in die Formrille (Laufradiusdifferenz)
r_α	-	Rillenformfaktor der Sitzrille
r_δ	-	Rillenformfaktor der Halbrundrille
r_γ	-	Rillenformfaktor der Keilrille
R_i	mm	Windungsradius der Litze
R_1	mm	Windungsradius der ovalisierten Litze
R_H	mm	Radius des Ellipsenhauptscheitels des ovalisierten Seils
R_r	N/mm ²	Seilfestigkeitsklasse (auch: Drahtnennfestigkeit R_0)
R_N	mm	Radius des Ellipsennebenscheitels des ovalisierten Seils
R_0	N/mm ²	Drahtnennfestigkeit R_0
s	mm	Gesamtgleitstrecke
s_D	mm	Gleitstrecke aufgrund von Dehnungsschlupf
s_G	mm	Gleitstrecke aufgrund von Gleitschlupf
s_R	mm	Gleitstrecke aufgrund von Radialschlupf
s_L	mm	Gleitstrecke aufgrund von Laufradiusschlupf
S	N	Seilzugkraft
S_1	N	Seilzugkraft im höchstbelasteten Trum
S_2	N	Seilzugkraft im tiefstbelasteten Trum
S_0	N	Einheitskraft, $S_0=1$ N
S_f	-	Seilsicherheit
s_{Zm}	-	Standardabweichung
S/d^2	N/mm ²	durchmesserbezogene Seilzugkraft
T_B	-	Traktionsbedarf
T_K	-	Traktionskapazität
t_R	mm	Rillentiefe
t_k	mm	Keiltiefe
u	mm	Umschlingungsbogen der Seilscheiben
v	m/s	Fahrkorbgeschwindigkeit
v_S	m/s	Seillaufgeschwindigkeit
w_i	-	Anzahl der Beanspruchungselemente während eines Beanspruchungszyklus
V	mm ³	Verschleißvolumen
V_V	mm ³	abgetragenes Verschleißvolumen
W_{RB}	J	Reibarbeit
Z	-	Zyklenzahl (z.B. Seilhub oder Fahrten)
Z_m	-	mittlere Zyklenzahl bis zum Seilbruch nach Feyrer
Z_{10}	-	10% Grenze der Zyklenzahl bis zum Seilbruch gemäß Feyrer
Z_{90}	-	90% Grenze der Zyklenzahl bis zum Seilbruch gemäß Feyrer
z	-	Anzahl der Tragseile
x	mm	Seilposition x im Prüfstand

α	°	Unterschnittwinkel
β	°	Umschlingungswinkel der Treibscheibe
β	°	Schlagwinkel des Seils
δ	°	Rillenöffnungswinkel
δ	mm	Kerndrahtdurchmesser
ε	°	Freiwinkel der Halbrund- und Unterschnitttrille
$\phi(u_i)$	-	Summenhäufigkeit
γ	°	Rillenöffnungswinkel der Seilscheibe
μ	-	Reibungskoeffizient
η	-	Traktionsgrad
φ	°	Kontaktwinkel der Seiloberfläche mit der Formrille
σ_b	N/mm ²	Biegespannung
σ_{b0}	N/mm ²	Drahtbiegespannung im nicht ovalisierten geraden Seil
σ_{bov}	N/mm ²	Drahtbiegespannung aufgrund der Seilovalisierung
σ_z	N/mm ²	Zugspannung
$\bar{\tau}$	N/mm ³	mittlere Schubspannung
ω	°/s	Winkelgeschwindigkeit der Treibscheibe
$\Sigma(x)$	-	dynamisches Seilkraftverhältnis

Kurzzusammenfassung

Die Lebensdauer von Stahldrahtseilen in Treibscheibenaufzügen wird von unterschiedlichen Faktoren beeinflusst. Bei allen Anwendungen, bei denen Seile über Rollen laufen, erfahren die Seile eine Zug- und Biegebeanspruchung, die zu einer Materialermüdung und zu einem Verschleiß der Drähte an der Seiloberfläche und im Inneren der Seile führt. Darüber hinaus findet man bei Treibscheibenaufzügen systembedingt weitere anwendungsspezifische Beanspruchungen, die zu einer zusätzlichen Lebensdauererminderung der Seile führen. Zu diesen zusätzlichen lebensdauerbeeinflussenden Faktoren zählen der Seilschlupf, die hohe Pressungsbeanspruchung in Formrillen von Treibscheiben sowie eine wechselnde Ovalisierung der Seile.

In Kapitel 1 werden die Problemstellung und die sich hieraus ergebenden Zielsetzungen für die Arbeit dargestellt. Im Rahmen einer ausführlichen Literaturrecherche wird der derzeitige wissenschaftliche Stand der Forschung zum Thema Lebensdauer laufender Stahlseilen und speziell von Aufzugsseilen beschrieben. Hierbei werden u. a. die Arbeiten von **Holeschak 1987** und **Molkow 1982** auf diesem Gebiet erörtert.

Im theoretischen Teil der Arbeit (Kap. 2) erfolgt eine detaillierte Beschreibung und Analyse der aufzugspezifischen Schädigungsmechanismen für das Seil. Dazu werden zunächst die Arbeiten von **Schiffner 1986** und **Häberle 1995** zur Beanspruchung laufender Seile in Rundrillen um die Betrachtung der Pressung und Ovalisierung beim Lauf von Stahlseilen in Formrillen erweitert. Mit den gewonnen Erkenntnissen erfolgt eine Analyse der Wechselbeanspruchungen, die das Seil beim Lauf über eine Kombination aus Form- und Rundrille erfährt. Mögliche Einflussfaktoren, wie der Abstand der Seilscheiben und die Seilquersteifigkeit, werden ebenfalls betrachtet. Durch einen Vergleich der gewonnenen Versuchsergebnisse mit der berechneten Seillebensdauer wird die zur Berechnung erforderliche Schadensakkumulationshypothese nach **Palmgren 1924** und **Miner 1945** im Hinblick auf ihre Anwendbarkeit bei der Kombination von Form- und Rundrillen validiert.

In Unterkapitel 2.2 erfolgt eine grundlegende theoretische Analyse der Seillebensdauerreduzierung durch den in Treibscheibenaufzügen auftretenden Seilschlupf. Ausgehend von den im Aufzug vorhandenen statischen und dynamischen Seilkraftverhältnissen S_1/S_2 erfolgt, durch eine Betrachtung der geleisteten Reibarbeit, eine Modellbildung zur Quantifizierung des Seilverschleißes, die anhand von Dauerbiegeversuchen mit und ohne Schlupf verifiziert werden.

Die Ermittlung der experimentellen Basisdaten wird in Kapitel 3 beschrieben. Sie erfolgte größtenteils im Rahmen des Forschungsprojekts „Lebensdauer von Drahtseilen in Treibscheibenaufzügen bei der Kombination von Rillenprofilen“ welches im Programm zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie BMWi über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert wurde. In den Versuchen werden sowohl wesentliche seilspezifische Parameter, die sich aus der Wahl der Versuchsseile ergeben, als auch zahlreiche Pa-

parameter des Aufzugseiltriebs, z.B. Seilscheibengeometrien, variiert, um deren Einflüsse zu untersuchen. Zusätzlich zur Anwendung der bekannten Dauerbiegemaschinen wurde eigens für die Untersuchung der Problemstellung ein Prüfstand für schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche entwickelt und aufgebaut. Die methodische Vorgehensweise bei der Durchführung, Inspektion und Auswertung der Dauerbiegeversuche wird ebenfalls in Kapitel 3 erläutert.

Die bei den regelmäßigen Inspektionen während der Versuchsdurchführung gewonnenen Schadensverläufe und Drahtbruchentwicklungen werden in Kapitel 4 ausgewertet. Durch den Vergleich der Rundrillen-Referenzversuche mit den Versuchsreihen mit Formrille lässt sich der Schädigungsparameter Rillenform isoliert quantifizieren. Zusätzlich kann durch die Auswertung der Doppelscheibenversuche mit Kombinationen von Form- und Rundrillen der Einfluss der wechselnden Seilovalisierung ermittelt werden. Die Versuchsauswertung der schlupfbehafteten Dauerbiegeversuche gibt Aufschluss über den Einfluss der Seilkraftverhältnisse und die Minderung der Seillebensdauer durch zusätzlichen Seilschlupf. Im Hinblick auf sicherheitsrelevante Fragestellungen erfolgt eine Untersuchung der Drahtbruchentwicklung und des Treibscheibenverschleißes. Es wird erstmals bei Aufzugsseilen der Zusammenhang zwischen der Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche und der verbleibenden Restbruchkraft experimentell ermittelt, um damit die Frage nach der Sicherheit der bestehenden Ablegekriterien zu beleuchten.

Unter Berücksichtigung der Haupteinflussparameter wird auf Basis der Versuchsergebnisse ein mehrdimensionaler Regressionsansatz aufgestellt und die Regressionskoeffizienten ermittelt.

Für die praktische Umsetzung der ermittelten Versuchsergebnisse, d.h. für die Auslegung von Seilen in Treibscheibenaufzügen, wird in Kapitel 4 eine genauere Bemessungsmöglichkeit der Seillebensdauer aufgezeigt.

Im Kapitel 5 werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf zukünftige Untersuchungen gegeben.

Abstract

Service life of wire ropes running over a combination of traction and deflection sheaves with differently shaped groove profiles

With respect to energy efficiency, speed and travel height, traction elevators offer numerous advantages compared to hydraulic elevators or hoisting winch elevators. On the other hand it makes great demands on rope drive and rope endurance. One peculiarity is the transmission of traction between the drive sheave and the suspension rope.

Due to the different rope forces on the car and the counter weight side of the traction sheave different traction forces need to be transmitted between the rope and the sheave groove. The amount of required traction depends on the loading of the car and the riding dynamics. For elevators with semicircular groove, double wrap drives are used to increase the contact arc between the rope and the traction sheave. Thereby the traction capacity can be increased according to **Eytelwein 1808**. In single wrap traction drives the effective friction factor inside of the groove has to be increased and the traction sheaves are generally equipped with V-grooves or semicircular-undercut-grooves. This requires that the rope is alternately running over the special shaped traction sheave form groove and the normal semicircular groove of the deflection sheave.

The service life of steel wire ropes in traction elevators is thereby affected by a variety of factors. Like in all applications in which ropes run over sheaves, they are also subjected to bending, tensile and compressive stress which results in material fatigue and in wear of the wires, both on the surface of the rope and also internally. In addition to these factors other application-specific loads are also applicable in traction sheave elevators which exacerbate the reduction of rope service life. These additional life-affecting factors include rope slip due to the transmission of traction, high compressive stress in the shaped grooves of traction sheaves and changing ovalisation of ropes due to differently shaped grooves in the rope drive of traction elevators. The objective of this thesis was to analyse and quantify the interaction of different elevator-specific damaging mechanisms with respect to the rope service life.

State of research

The service life and damage mechanisms of ropes running over sheaves with semicircular grooves without transmission of traction have already been intensively researched by **Feyrer 2000**. Using empirical data derived from many bending test he developed a formula to calculate the rope endurance in semi-circular grooves. However, to date only little attention has been paid to the study of additional elevator specific damage factors.

Even so **Woernle 1934** performed several bending tests with form grooves and different rope types his experimental investigations were not able to reflect the stress that

occurred in elevator application. In Woernle's test setup fluctuating ovalisation was missing because the rope was only running over a single test sheave with form groove and up to date no analysis has been performed of the extent to which this effect impacts on the service life of the rope. In the applied bending machines traction forces were not transmitted between the rope and the test sheave. The rope slip that is inevitably in traction elevators could therefore not be reproduced in Woernle's test setup.

In a comprehensive investigation **Molkow 1982** distinguishes between three types of slip: Elongation slip, running radius slip and gliding slip. As a result of differing rope forces S_1 and S_2 on both sides of the traction sheave, the elastic elongation of the rope changes between the run-on and run-off point, creating elongation slip. The different penetration depth of the rope in the groove brings about running radius slip. Gliding slip is caused during acceleration and braking processes due to the inertia of masses where these cannot be fully compensated by rope elongation.

Like previous investigations by **Hymans/Hellborn 1927** and **Donandt 1927** on the transmission of traction in elevators Molkow is also mainly focused on the friction coefficient and the friction factor between the rope and the form groove. He is not investigating the rope slip as a parameter which deteriorates the rope and thereby has an interrelationship to the service life reduction of the rope in the elevator system.

Today's service life prognosis of elevator ropes is based on certain correction factors used in order to take into consideration the more extensive damage sustained by ropes in traction elevators with V-grooves or semi-circular undercut grooves. Applying these f_{N3} correction factors the service life of ropes in semi-circular grooves calculated according to Feyrer is reduced dependant on the groove type and geometry.

The f_{N3} correction factors derived from a study by **Holeschak 1987**. Holeschak used statistical evaluations on actual lifts to deduce these correction factors. They are based on elevator installations equipped largely with fibre core ropes which predominated at that time. Yet, in absence of other available data, those correction factors were also implemented in the **EN 81-1** as general rules for the safety factor calculation of all rope types. Given that the requirements imposed on elevator ropes changed hand in hand with the technical advancement of elevator installations, with increased demands on lower elongation and greater nominal breaking force, over the past 15 years steel core ropes with substantially more complex designs have been used with increasing frequency. Consequently there is a need to analyse not only typical fibre core constructions but also ropes with steel core in order to permit a comparison of the different constructions in respect of their service life.

Objective and procedure of the study

In the mean time major advance was made in the construction of elevators. Beside the use of compact gearless drive systems there is a consequent trend towards lightweight elevator car structures and increased application of rope constructions with steel core. All those factors demand a review of the existing calculation rules. To per-

mit a fundamental analysis of different influencing factors and damage parameters - also in respect of the changed system parameters - a two phased approach consisting of in-depth theoretical analysis and an extensive experimental investigation was chosen. Based on the theoretical part it was possible to define a test setup which enables quantification of different life reducing damage parameters and develop a regression formula to calculate the rope lifetime reduction in traction systems with form grooves independent of the used rope construction. Based on this new formula the rope lifetime prognosis in traction elevators will improve significantly since for the first time all major physical influencing parameters are considered. Thereby the drawbacks of the old calculation method that is based on the empirical data from old type traction elevator systems will be overcome and the new calculation method will also be applicable for new rope constructions and drive designs.

Theoretical analysis

In the theoretical part the different damage parameters were analyzed.

In practice the grooves in deflection sheaves are exclusively semi-circular in shape, whereby an oversized groove radius r is customarily produced in order to prevent jamming of the rope. The theoretical analysis of ovalisation stress in differently oversized semi-circular undercut grooves showed that a significant lifetime reduction can not be expected from this effect. On the other hand a rope that is running over an extreme combination of 35° V-groove and semi-circular undercut groove is subject to fluctuating ovalisation stress with amplitude of up to 630 N. In this extreme case the ovalisation stress adds 56% of overall stress compared to the tension stress with 11% and the bending stress with 33%. However it is not clear whether this has a significant effect compared to deterioration caused by contact pressure in the form groove and the rope wear due to the transmission of traction.

As already shown by Woernle contact pressure in the form grooves is one of the key factors. To compare the pressure stress in different form grooves a universal groove factor r derived from the existing calculation models was used. Unlike Holeschak who uses two different regression equations to consider the pressure stress in undercut grooves and V-grooves this universal groove factor enables the development of a generic lifetime model independent of the groove type.

Already the theoretical analysis of the pressure stress showed that the rope dimensioning in traction elevators can not be based solely by considering rope safety factors like in today's **EN 81-1** standard. Due to different nominal breaking forces of fibre core, compared to steel core rope constructions the real pressure stress has to be considered. Otherwise it can happen that an elevator with steel core rope of relatively high nominal breaking force complies with EN 81-1 even though the extreme pressure stress will result in rapid deterioration and lifetime reduction. Like the Feyrer equation for the lifetime prognosis in semi-circular grooves a lifetime model for traction rope drives must also incorporate the specific pressure in the form groove.

Out of the available traction capacity T_K according to **Eytelwein 1808** and the traction demand in the respective traction system T_B a so called traction grade η can be calculated. With this new developed reference value different traction systems can be compared with respect to the amount of traction and rope slip in different operating conditions.

Using an energetic approach in the theoretical analysis it was proven, that the product of the traction grade η and the transmitted traction force F_T is an adequate regression coefficient to characterise the amount of wear caused by rope slip in the traction system. Together with the specific pressure and the ovalisation effect in the form grooves it defines the main deterioration mechanisms in traction systems.

Even though the theoretical analysis did already highlight many effects related to the reduction of lifetime in traction rope drives a quantification and analysis of the interaction of the different damage factors requires experimental investigation.

Experimental investigation

Different test series were therefore developed to determine the different rope damage factors:

- contact pressure in different form grooves,
- fluctuating ovalisation stress in rope drives with different groove geometries,
- dynamic change of rope forces and
- rope slip due to traction transmission.

The tests were accomplished with typical elevator rope design. 8x19 Seale and 8x19 Warrington with 8 mm, 10 mm and 13 mm diameter. Each rope construction was available as steel core and fibre core type to compare their behaviour. Thereby over a test period of more than 3 years over 70 tests were executed to prove the hypotheses developed in the theoretical analysis.

Rope reference testing on single sheaves with round grooves

The data base for Feyrer's service life formula derived from tests with single sheaves and round grooves. To categorize the test ropes into the Feyrer data base at beginning of the experimental campaign, reverencing tests until rope breakage were performed on single sheaves with round groove, $D/d=25$ and a relative rope force of $S/d^2=117 \text{ N/mm}^2$. In accordance to **DIN 15020** an oversize of 6% was selected for the round groove, corresponding to a ratio of $r/d=0.53$.

Influence of oversized round grooves on the number of bending cycles to break

With additional oversize of 3% ($r/d=0.515$) and 1% ($r/d=0.505$), the impact of smaller groove radius on the achievable number of bending cycles was examined. Based on the test data gained within these tests, it was not possible to discern any significant influence on the determined number of bending cycles to break. This result is in ac-

cordance with the outcome of the theoretical analysis. To get anyhow knowledge about the specific influence additional tests were performed with an even greater groove oversize of 20% ($r/d=0.6$), which is beyond that customary in practice. Ropes with a fibre core returned almost the same number of bending cycles to break it as was the case for round groove oversizes of $r/d=0.505$ to 0.53 , while the number of bending cycles to break in steel core ropes fell in this case to the factor $f_{N3}(SES)=0.77$. This reduction in service life approximately corresponds to the known value for a round groove oversize of 20% according to **Feyrer 2000** of $f_{N3}(SES)=0.66$ but the new finding was the slightly worse behaviour of the steel core compared to the fibre core ropes.

Elevator specific test setups

Contrary to reference testing and the tests with oversized semi-circular groove the test parameters for the elevator specific tests were limited in accordance with the regulations of the **EN 81-1** standard and consequently correspond to the parameters occurring in real elevator applications. The tests were executed with a traction sheave diameter to rope diameter ratio of $D/d=40$ and with a static maximum load on the test rope corresponding to a minimum safety factor one twelfth of the minimum breaking force $S=F_{min}/12$. The influence of different groove shapes and changing rope deformations on the service life of ropes was examined without traction $S_1/S_2=1$ on standard bending machines. As it is not possible to execute realistic continuous slip-afflicted fatigue bending tests using those standard rope bending machines, a special large-scale test rig was designed and built within the framework of the research project. This test rig was used for studying the additional elevator specific parameters traction and slip, allowing for the first time to perform reproducible dynamic fatigue bending tests under different rope force conditions $S_1/S_2 \neq 1$.

Fatigue bending tests with shaped grooves (single sheaves without traction force transmission)

Because of the fairly realistic test setup with big D/d ratio and – comparatively to previous rope bending tests – low tension load the tests were not continued until rope break but until discarding time of the ropes. Even though in some cases it was only possible to determine the discard criterion B_{A30} by extrapolation due to the extremely long test duration with sometimes over 3-5 million bending cycles and associated test running times of over 3 months. In the test results with shaped grooves, there were only 4 outliers falling below the correction factors valid to date for the reduction of service life in shaped grooves according to **Feyrer 2000** and **EN 81-1**. The outcome of the test without transmission of traction showed, that the stress in real elevator applications can not be reproduced with the standard bending machines. In contrast to real elevator application, during tests performed on bending machines no transmission of traction forces occurred and consequently there was no relative movement in the tangential direction between the rope and sheave. The rope wear discovered in the discarded ropes is due exclusively to radial slip on run-on and run-off of the rope. In

comparison to ropes with fibre core, the steel core ropes demonstrated a tendency towards smaller correction factors f_{N3} , in other words greater reduction of the service life. This behaviour can be explained by the higher pressure stress steel core ropes are exposed to if the same safety factor as for fibre core ropes is applied.

Fatigue bending tests on two sheaves with different groove shapes

Contrary to expectation, it was not possible to prove additional damage to the rope due to changing rope ovalisation. When a section of rope runs over a shaped groove and is subsequently bent over a semi-circular groove, both bending cycle numbers can be collated as independent loads according to **Feyrer 2000** using the damage accumulation hypothesis put forward by **Palmgren 1924** and **Miner 1945**. No additional “ovalisation damage factor” needs to be considered.

Slip-afflicted fatigue bending tests

The test rig developed specifically for assessing the impact of rope slip on the service life of elevator ropes corresponds to the principle of an elevator with one traction and one deflection sheave. The elevator car and counterweight masses were applied using two frames with variable masses G_1 and G_2 moving along vertical guide rails. Elevator operation was simulated by alternate lifting and lowering of the test weights with a travel height of about 8 m. The static rope tensile forces on one side of the traction sheave was always set to have a rope safety factor $S_T=12$. The other side was either set equal to have balanced conditions or with a lower load to induce transmission of traction from the traction sheave to the rope. Depending on the travel dynamic, each section of the test rope is subject to a specific traction force as it runs over the traction sheave. This results from the different rope forces occurring in the rope sections as they run on and off the two sides of the traction sheave, whereby the individual stress of a rope position x is independent of the direction of movement. The influence of the different damage factors, traction grade η , transmitted traction force F_T and contact pressure on the rope service life was quantified based on different discarding criteria. Using a computer-aided recording system, it was possible to generate a detailed diagram of wire break distribution alongside the rope. This was done by visually inspecting the entire rope length at regular intervals and electronically storing the occurring broken wires. The relevant wire break position was determined by means of a rope transducer on the basis of the position of the weights and saved in a file. The benefit of this method is that different discard criteria can be applied when evaluating the wire break values.

Already a rope force ratio $S_1/S_2=1$ results in traction stress on the rope with symmetrical increasing wire breaks in the region of the acceleration and deceleration phases of the weights G_1 and G_2 . It was shown that in the middle of the rope, in the section without dynamic traction stress, the lifetime reduction is directly proportional to the contact pressure which is the main damage factor for operating conditions without transmission of traction. With the same rope safety factor the observed lifetime reduction of the steel core ropes was therefore generally much higher than that of the fibre core ropes.

These results agree with the theoretical analysis in which it was already stated, that the lifetime determination must take note of the contact pressures as a basic lifetime reducing parameter. Contrary to the existing **Holeschak 1987** lifetime factor which only depends on the groove geometry, the actual rope force and the D/d ratio must be considered in order to reflect the contact pressure stress for the lifetime reduction in traction rope drives.

Based on this new cognition one member of the developed regression formula includes the contact pressure by incorporating the universal groove factor r defined in the theoretical investigation. The regression formula for the lifetime reduction in traction rope drives is therefore valid universally for all groove types, D/d ratios and rope constructions.

Conversely to the balanced loading, in case of uneven rope force ratio, the rope zone between 6000 mm and 8000 mm is exposed to the greatest degree of stress. During acceleration - which takes place on upward travel of the heavier weight G_1 - and the deceleration - which takes place on downward travel of G_1 - this section of the rope runs over the traction sheave.

The test results revealed interdependencies between the contact pressure and the traction stress. With sharp 35° V-groove, the rope is predominantly damaged by the high specific compression in the V-groove, while slip related wear contributes hardly at all to the rope damage by comparison. In the tests with 98° undercut-grooves the rope stress caused by the contact pressure is lower than is the case with the 35° V-groove, while instead the traction transmission exerts a significantly greater impact on the achieved number of bending cycles to discard. The rope slip and the associated rope wear have a greater impact on service life in comparison to the 35° V-groove tests. As an example compared to the tests without transmission in 98° undercut-groove the number of bending cycles until discard is quartered in sections with high traction grade η and transmitted traction force F_T of traction. The tendency already observed during tests with shaped grooves without transmission of traction, namely that the service life of ropes with steel core is more reduced compared to ropes with fibre core under the same rope safety conditions recurred. Under the selected test conditions other strand constructions with steel core also demonstrate a reduced service life: For instance the tested Warrington rope also falls substantially short of the existing correction values of **Holeschak 1987**.

Regression analysis

Out of the test results, it was possible to deduce the appropriate regression coefficients for a regression equation that is based on the theoretical part of the work. Incorporating the three main damage factors - contact pressure, traction grade η and transmitted traction force F_T , in one regression formula it is for the first time possible to reflect rather precisely the lifetime reduction in traction rope drives. This new approach can be integrated in the Feyrer rope lifetime calculation method and is thereby independent of the used groove type and rope construction.

Conclusions and future prospects

- The actual dimensioning method according to EN 81-1 does not differentiate between fibre core ropes and steel core ropes. The minimum admissible rope safety is determined independently of the used rope construction, although the used factors are based on an analysis of elevator installations using fibre core ropes. The executed tests with steel and fibre cores refute the validity of this generalized approach. What the test results actually show is that the effective rope tensile force and consequently the specific compression must be taken into consideration in any prognosis of rope service life in traction sheave elevators.
- Alongside the rope damage brought about by the traction groove shape, the traction transmission also exerts a substantial impact on the achievable number of bending cycles to discard. In traction rope drives with groove shapes which give rise to relatively low compression stress (e.g. undercut-grooves with small undercut angles), the rope force ratio is the factor which determines service life.
- The new developed regression equation considers these effects. It can be used to predict the number of bending cycles until discard in traction rope drives with form grooves. To have enough certainty, with respect to variation effects, the 10%-limit of the test result should be used for the prediction.
- Contrary to expectation, it was not possible to discover any significant influence exerted by changing rope ovalisation on the service life of ropes when running the rope over a combination of shaped and round grooves.
- The new type of testing facilities described here should be used in the future to ensure that the rope force ratio is included in the calculation factors when assessing rope service life for traction sheave elevators. Results which reflect the actual stress acting on ropes in traction sheave elevators can only be determined using test rigs with traction force transmission. Whenever bending machines without transmission of traction are used for rope qualification test in traction elevator applications this has to be considered by reducing the achieved number of bending cycles based on the results of this study.
- When using lightweight elevator cars, the rope force ratio and the damage factor rope slip will also gain in importance as calculation factors.

The trend towards ever smaller rope diameters and the use of extremely high-strength wires give rise to the need for further-reaching tests in respect of correlations between specific compression in shaped grooves and rope service life. Future analysis of the service life of ropes in traction systems should consequently be extended to include a diameter below 8 mm.

1. Einleitung

Der Ursprung des modernen Treibscheibenaufzugs mit Stahlseilen basiert auf dem Prinzip von Treibrädern, das bereits seit Jahrzehnten, z.B. in Spillwinden auf Schiffen und bei Transmissionstrieben zur Kraftübertragung in Getreidemühlen eingesetzt wurde. Die erste bekannte Aufzugsanwendung mit einem von Treibscheiben getriebenen Hanfseil war der in Bild 1.1 dargestellte „Teagle“ Aufzug, welcher in England um das Jahr 1845 vorgestellt wurde; **Strakosch 1998**.

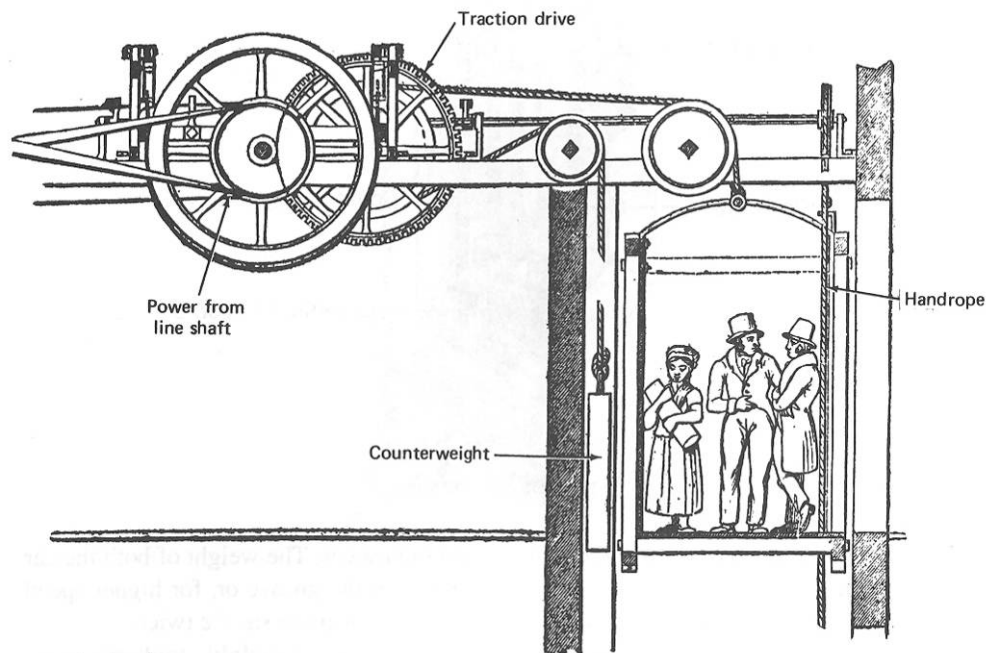


Bild 1.1: „Teagle“-Elevator (um 1845) aus Strakosch 1998

Nach der Erfindung der Treibscheiben-Förderung durch Carl Friedrich Koepe im Jahr 1877 verdrängte dieses ursprünglich vorwiegend im Bergbau eingesetzte Antriebskonzept auch in Deutschland die bis dahin weit verbreiteten Trommelantriebe in Aufzügen. Die Gründe hierfür waren eine größere Sicherheit gegen Absturz, durch die Einsatzmöglichkeit mehrerer redundanter Seile, größere maximale Förderhöhe, die theoretisch lediglich durch das Eigengewicht der Seile begrenzt wird sowie energetische Vorteile. Die erforderlichen Antriebsmomente sind im Vergleich zu Trommelantrieben kleiner und es können deutlich höhere Fördergeschwindigkeiten erreicht werden.

Der Treibscheibenantrieb stellt jedoch besondere Anforderungen an die Seile. Durch die unterschiedlichen Gewichte von Fahrkorb F mit der Nutzlast Q und dem Gegengewicht G wirken auf beiden Seiten der Treibscheibe unterschiedliche Seilzugkräfte S_1 und S_2 . Die Reibkraft, welche die Treibscheibe auf die Seile übertragen kann, muss größer sein als die Differenz der Seilkräfte auf den beiden Seiten der Treibscheibe. Zur Erzeugung dieser notwendigen Reibkraft werden die einfach umschlungenen Treibscheiben von Aufzügen für kleinere und mittlere Nenngeschwindigkeiten daher

mit Keil- oder Sitzrillen ausgestattet. Entsprechend Bild 1.2 laufen die Seile dabei über eine Treibscheibe mit Formrille und Ablenkrollen mit Rundrille.

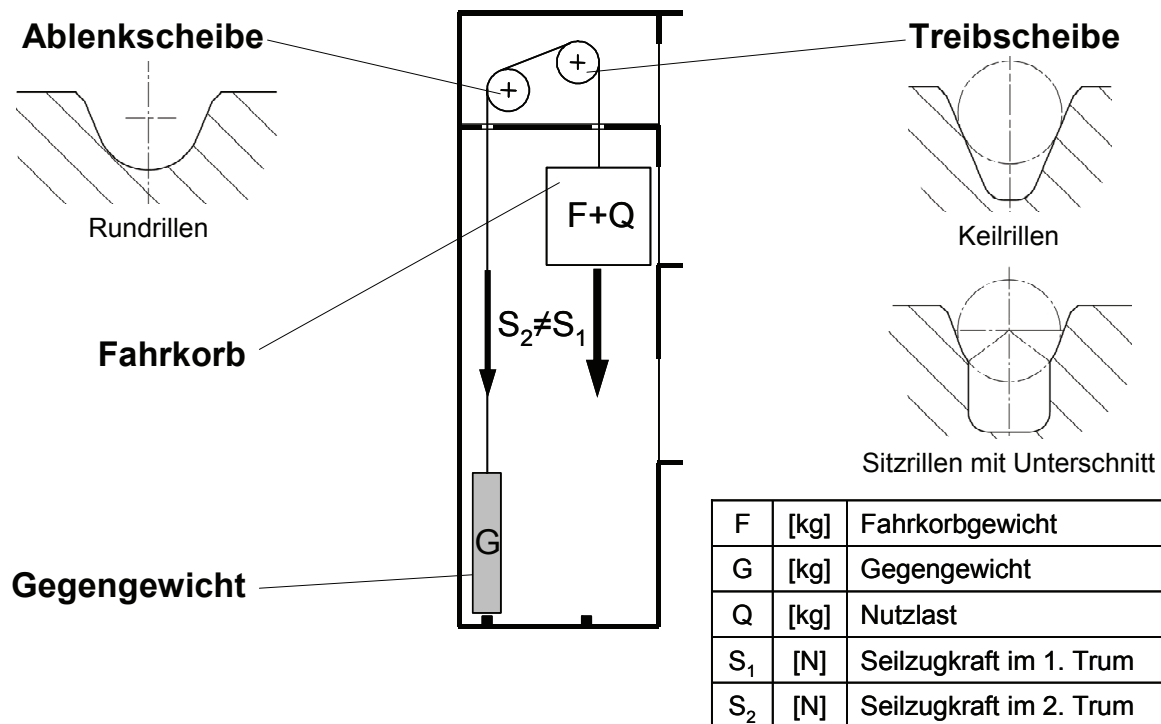


Bild 1.2: Prinzip des Treibscheibenantriebs mit typischen verwendeten Formrillenprofilen

Aufgrund dieser Besonderheiten des Seiltriebs in Aufzügen erfahren die Seile sehr spezifische Belastungen. Die Seile werden im Aufzug deutlich stärker beansprucht als dies in Seiltrieben ohne Treibscheibe der Fall ist.

Heutzutage sind mehr als zwei Drittel aller Aufzugsanlagen für den Transport von Personen und Lasten mit einem Treibscheibenantrieb und Stahlseilen ausgestattet. Zuverlässige Funktion und ausreichende Lebensdauer der Seile sind von entscheidender Bedeutung für eine sichere und wirtschaftliche Anwendung von Treibscheibenaufzügen. Sowohl aus sicherheitstechnischer als auch aus ökonomischer Sicht ist ein grundlegendes Verständnis der spezifischen Seilbeanspruchung in Treibscheibenaufzügen und die Entwicklung zuverlässiger Bemessungsregeln für die Lebensdauerprognose der Tragseile in Aufzügen von großer Bedeutung.

1.1. Problemstellung und Zielsetzung

In Aufzügen, bei denen Treibscheiben mit Formrillen zum Einsatz kommen, ist die Seillebensdauer gegenüber dem Lauf von Seilen über Seilrollen mit Rundrillen stark reduziert. Dies ist seit langem bekannt, wobei als Ursache unterschiedliche Schädigungsmechanismen wie beispielsweise Pressungsbeanspruchung der Seile oder Seilschlupf in Betracht kommen. Ein weiterer möglicher Schädigungsfaktor, der in dieser Arbeit untersucht wird, ist das Auftreten von wechselnden Ovalisierungsspannungen in den Seilen. Wie schematisch in Bild 1.3 dargestellt werden Aufzugsseile beim Lauf über Kombinationen von Form- und Rundrillen wechselnd ovalisiert. **Feyrer 2000** ver-

mutet hier einen Hauptschädigungsmechanismen in Treibscheibenaufzügen, was bisher noch nicht experimentell bestätigt werden konnte.

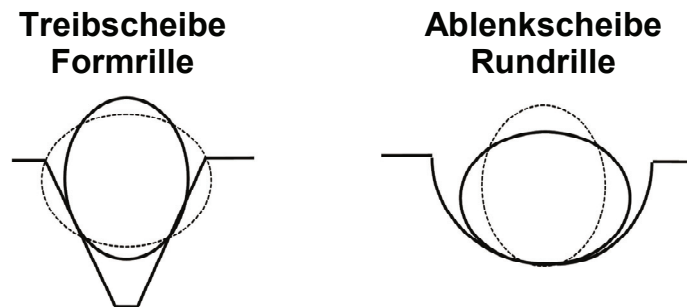


Bild 1.3: Schematische Darstellung der Seilovalisierung bei Form- und Rundrillen

Durch die Verwendung von Formrillen entstehen hohe Pressungen zwischen Seil und Treibscheibe, welche plastische Verformungen der Drahtkuppen hervorrufen. Aufgrund der unterschiedlichen Gewichte von Fahrkorb, Nutzlast und Gegengewicht sowie durch die Fahrdynamik entsteht zusätzlich Schlupf zwischen der Treibscheibe und dem Seil. Es ist daher zu erwarten, dass der äußere Seilverschleiß einen deutlich größeren Einfluss auf die Lebensdauer mindering hat als dies bei Biegeversuchen ohne Kraftübertragung der Fall ist. In dieser Arbeit werden deshalb erstmals schlupf-behaftete Dauerbiegeversuche durchgeführt, um den Seilverschleiß in Abhängigkeit von der übertragenen Treibkraft zu ermitteln.

Experimentelle Untersuchungen mit in Formrillen laufenden Seilen erfolgten bereits durch **Woernle 1934**. Die Versuchsparameter entsprachen jedoch nicht denen bei Aufzugsanwendungen. Hinzu kommt, dass bei den Versuchen mit den üblichen Dauerbiegemaschinen, entsprechend Bild 1.5 auf S.27, keine Kraftübertragung und damit auch kein Schlupf zwischen der Versuchsscheibe und dem Seil auftritt. Biegeversuche mit der Kombination von zwei Scheiben und unterschiedlichen Rillenformen zur Untersuchung der wechselnden Seilovalisierung wurden bisher ebenfalls nicht durchgeführt.

Der einzige in der Literatur bekannte Ansatz zur Berechnung der Seillebensdauer von Seilen beim Lauf über Treibscheiben mit Formrillen stammt von **Feyrer 2000**. Hierbei erfolgt eine Reduzierung der berechneten Biegewechselzahlen bei Rundrillen durch den Biegewechselfaktor der Scheibenrillenform f_{N3} . Dieser Faktor wurde von Feyrer aus den Erhebungen an abgelegten Aufzugsseilen von **Holeschak 1987** abgeleitet.

Für die Auslegung von Aufzugsseilen entsprechend den Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen **EN 81-1** (Anhang N – Ermittlung der Sicherheitsfaktoren von Tragseilen) werden für Treibscheiben mit Keil- oder Sitzrille Äquivalenzfaktoren angegeben. Ein Biegewechsel über die Treibscheibe mit Formrille wird dabei einer bestimmten äquivalenten Anzahl von Biegungen über Seilrollen mit Rundrille gleichgesetzt $N_{equiv(t)}$. Abhängig von diesem Wert erfolgt die Berechnung der erforderlichen Sicherheitsfaktoren der Tragseile. Bei den Faktoren in der **EN 81-1**

handelt es sich um die reziproken Werte der von **Feyrer 2000** zur Berechnung der Seillebensdauer verwendeten Korrekturfaktoren f_{N3} .

Das zurzeit in Europa gültige Regelwerk zur Auslegung von Aufzugsseilen stützt sich allein auf die Untersuchung von Holeschak. Die Grundlage der Untersuchung von Holeschak bilden jedoch keine Laborversuche sondern eine statistische Auswertung der Aufliegezeiten von Warrington-Seilen 8x19+FE sZ in verschiedenen Aufzugsanlagen. Streng genommen gilt der Faktor damit nur für diese Seilkonstruktion mit Fasereinlage. Eine weitere Problematik ist, dass aus der verfügbaren Datenbasis nicht alle Einflussgrößen erhoben werden konnten. Holeschak hat für die statistische Auswertung verschiedene Annahmen treffen müssen. Zur Berücksichtigung des Einflusses der Seilzugkraft wurde beispielsweise eine generelle Beladung der Aufzüge mit 75% Nutzlast angenommen. Unterschiedliche Beschleunigungswerte der Aufzüge sowie der Einfluss der Kombination von Form- und Rundrille wurden ebenfalls nur pauschalisiert berücksichtigt. Eine Differenzierung und Quantifizierung der einzelnen lebensdauer-mindernden Einflussfaktoren im Seiltrieb von Treibscheibenaufzügen kann auf Basis der Ergebnisse von Holeschak nicht erfolgen.

Für die augenblicklichen Entwicklungen im Bereich der Aufzugstechnik, d.h. der Trend hin zu leichten, energieeffizienten Aufzugssystemen mit kompakten Antrieben ist das Wissen über die spezifischen Einflüsse einzelner Parameter, welche die Seillebensdauer beeinflussen von entscheidender Bedeutung. Vergleicht man Aufzüge mit gleicher Nutzlast Q ist für die maximal benötigte Traktionskapazität entscheidend wie groß das Kabinengewicht F ist. Bild 1.4 zeigt den Zusammenhang zwischen der benötigten Treibfähigkeit S_1/S_2 und dem auf die maximale Nutzlast bezogenen Kabinengewicht F/Q . Dynamische Einflüsse sowie Eigengewichte der Tragseile und etwaige Ausgleichsorgane wurden in der zugrunde liegenden Berechnung vernachlässigt.

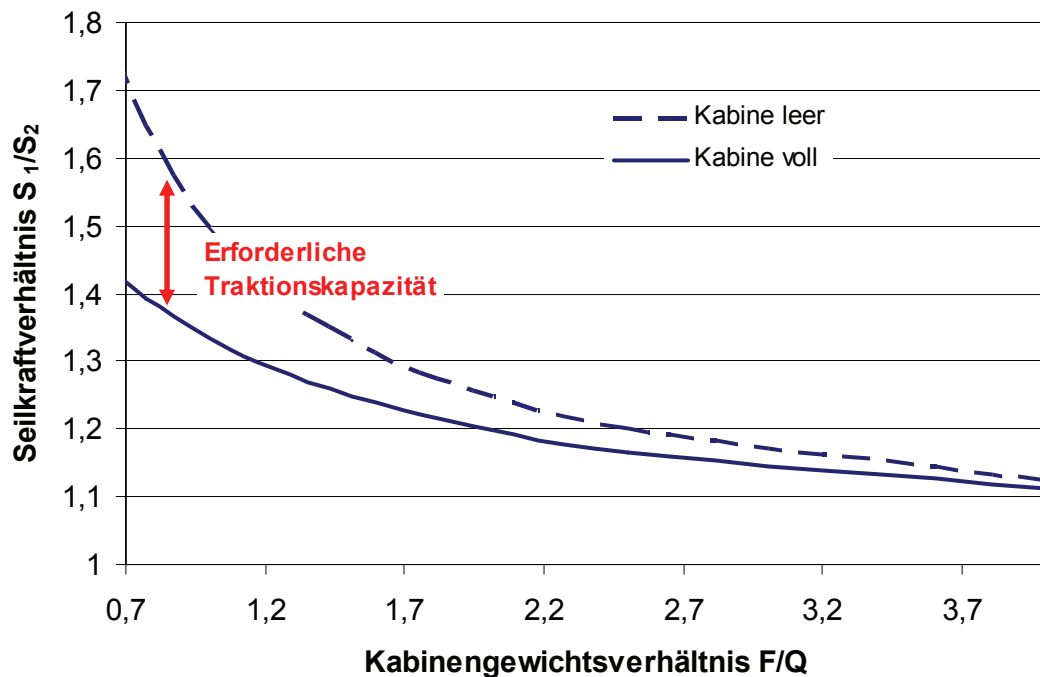


Bild 1.4: Seilkraftverhältnis S_1/S_2 in Abhängigkeit vom Kabinengewichtsverhältnis F/Q

Die Entwicklung immer leichter Kabinen führt zu einer höheren erforderlichen Traktionskapazität und daher zwangsläufig auch zu einem verstärkten Schlupf zwischen Seil und Treibscheibe. Moderne Aufzugssteuerungen mit einer absoluten Positionsmessung bieten die Möglichkeit einen gewissen Seilschlupf zu kompensieren indem die Kabinenposition zu jedem Zeitpunkt bekannt ist und die Fahrkurve unabhängig von der Relativbewegung zwischen Treibscheibe und Tragseil durch einen Soll-Ist-Vergleich geregelt wird. Die Seile werden dabei jedoch stärker beansprucht.

Da die experimentellen Versuche zum Seilschlupf, z.B. durch **Recknagel 1972** und **Molkow 1982**, ausschließlich zur Ermittlung der maximal möglichen Traktionskapazität bei unterschiedlichen Rillenformen und nicht zur Untersuchung der damit im Zusammenhang stehenden Seillebensdauer erfolgten, kann die Auswirkung entsprechender technischer Entwicklung auf die Standzeit der Aufzugsseile bisher nicht quantifiziert werden.

Seiltechnologisch kommen in modernen Aufzugssystemen auch andere Konstruktionen als die von Molkow untersuchten zum Einsatz. Zu nennen sind hier beispielsweise andere Drahtfestigkeitsklassen, Seale- und Filler-Konstruktionen sowie Vollstahlseile in 8- oder 9-litziger Parallelkonstruktion. Seile mit Stahleinlage verdrängen dabei aufgrund ihrer höheren Mindestbruchkraft und ihrer geringeren Dehnung in Aufzügen für kleine und mittlere Förderhöhen, die hier bisher vorwiegend verwendeten Seile mit Fasereinlage. Der Mangel an systematischen, experimentellen Untersuchungen zur Lebensdauer von Drahtseilen in Treibscheibenantrieben führt daher, aufgrund der fortschreitenden technischen Entwicklung, zu einer Wissens- und Sicherheitslücke.

Um diese Lücke zu schließen ist es zwingend erforderlich schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche mit aufzugstypischen Rillenparametern unter praxisgerechter Belastung durchzuführen. Die bestehenden Bemessungsregeln sollen damit überprüft und ggf. erweitert werden. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es mit gesicherten Ergebnissen aus Laborversuchen ein grundlegendes Verständnis für die in Aufzugsseiltrieben vorhandenen Seilschädigungsmechanismen zu gewinnen. Damit soll die Seilbemessung für die sicherheitstechnisch anspruchsvolle Anwendung Treibscheibenaufzug verbessert werden und den Unternehmen der Aufzugsindustrie neue Möglichkeiten aufgezeigt werden ihre Produkte hinsichtlich Betriebssicherheit, Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit zu optimieren.

1.2. Stand der Forschung

Lebensdauer laufender Stahlseile

Über Seilscheiben laufende Stahlseile sind keine dauerfesten Maschinenelemente. Die mögliche Betriebsdauer bis zum Bruch bzw. bis zum Zeitpunkt, an dem entsprechende Ablege Kriterien erfüllt sind und das Seil ausgetauscht werden muss, ist begrenzt. Ein Hauptziel der Seilforschung war daher bereits früh die Entwicklung von Berechnungsverfahren, die es ermöglichen sollten die zu erwartende Betriebsdauer mit großer Genauigkeit vorherzusagen. Aufgrund der zahlreichen, sich teilweise gegenseitig beeinflussenden Einflussgrößen konnten aus rein theoretischen Betrachtungen der Beanspruchung laufender Seilen, wie z.B. in **Isaachsen 1907**, keine zuverlässigen Bemessungsmethoden entwickelt werden. Zur qualitativen und quantitativen Untersuchung der Einflüsse erfolgten daher bereits zu Beginn des 20. Jahrhunderts experimentelle Laboruntersuchungen durch **Benoit 1915**, **Woernle 1915**, u.a. Woernle stellte dabei fest, dass die Biegebeanspruchung eines über eine Seilscheibe laufenden Seils, durch das Verhältnis der Durchmesser von Seilscheibe zu Seil D/d und die Seilzugkraft S bestimmt wird, ein Haupteinflussfaktor für die Seillebensdauerreduzierung ist.

Experimentelle Seillebensdaueruntersuchungen erfolgen dabei bis heute zumeist auf Dauerbiegemaschinen mit einem Funktionsprinzip entsprechend Bild 1.5.

Das zu prüfende Seilstück wird in einer Seildauerbiegemaschine mit einer Zugkraft belastet und von einer Antriebsscheibe über eine Prüfscheibe hin und her gebogen. Die Anzahl der bis zum Bruch ertragbaren Biegewechsel N ist das Maß für die Lebensdauer. Durch die Verwendung unterschiedlicher Prüfscheiben können mit entsprechenden Dauerbiegemaschinen verschiedene Seilkonstruktionen und Einflussfaktoren des Seiltriebs, wie z.B. das Durchmesser Verhältnis D/d , verschiedene Rillenformen sowie Rillenwerkstoffe, untersucht werden. Die Lebensdauer von Drahtseilen, die über eine Seilscheibe mit Rundrillen laufen, sind für genormte und häufig verwendete Seilkonstruktionen bereits intensiv erforscht worden, vgl. **Feyrer 1980**, **Feyrer 1981/2**, **Feyrer 1984/1**, **Wolf 1987**, **Feyrer 1992/2**, **Feyrer 1997/2** u.v.m.

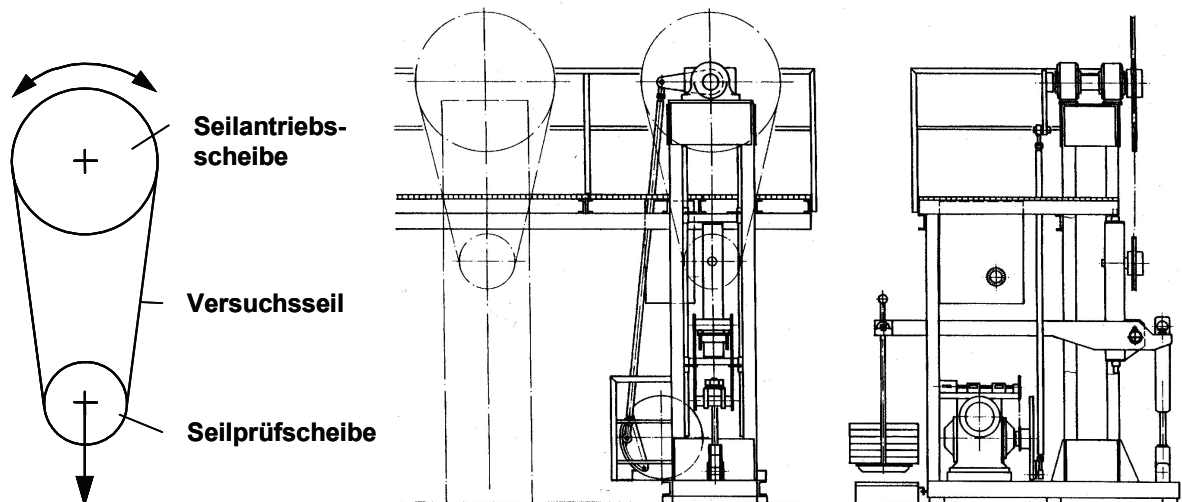


Bild 1.5: Prinzip einer Dauerbiegemaschine mit getrennter Prüf- und Antriebsscheibe

Aus sicherheitstechnischer Sicht ist neben der absoluten Lebensdauer, d.h. der Bruchbiegewechselzahl, auch das rechtzeitige Erkennen der Ablegereife von sehr großer Bedeutung. Bei Seilen, die über Stahlscheiben laufen, ist das am häufigsten angewandte Kriterium für die Erkennbarkeit der Ablegereife die Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche B je Bezugslänge L . Zur Ermittlung von Ablegedrahtbruchzahlen und Ablegiebiegewechselzahlen gängiger Seilkonstruktionen sind zahlreiche Untersuchungen durchgeführt worden u.a. **Feyrer 1982**, **Feyrer 1983/1**, **Feyrer 1984/2** und **Jahne 1992**. In der **DIN 15020** sind für unterschiedliche Stahlseilanwendungen und in der **ISO 4344** speziell für Aufzugsseile individuelle Ablegedrahtbruchzahlen für jeden gängigen Seiltyp festgelegt.

Aus den Ergebnissen vieler Dauerbiegeversuche und auf der Grundlage bereits bestehender Lebensdauergleichungen hat **Feyrer 1981/2** eine Lebensdauergleichung für Seile, die mit Einfachbiegung über eine Seilscheibe laufen, entwickelt.

Die Biegewechselzahl N ist eine Funktion der Seilzugkraft S , des Seildurchmessers d und des Scheibendurchmessers D , vgl. (Gl.1.1). Für die Berechnung der Biegewechselzahl spezifischer Seilkonstruktionen hat Feyrer in vielen Dauerbiegeversuchen die Regressionskoeffizienten a_0 - a_3 ermittelt

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} \lg \frac{D}{d} . \quad (1.1)$$

Auf der Grundlage dieser Gleichung können durch die Anwendung zusätzlicher, empirisch ermittelter Korrekturfaktoren f_{N1} - f_{N5} für die Berücksichtigung von Seilschmierung, Seilkonstruktion, Rillenform und der Lebensdauererminderung durch Schrägzug, wie in **Feyrer 1994** und **Feyrer 2000** beschrieben, beliebige Seiltriebe nach der erforderlichen Lebensdauer bemessen werden.

Die Berechnungsmethode nach Feyrer und die von ihm angegebenen Korrekturfaktoren werden auch in der derzeit gültigen Fassung der **EN 81-1** Anhang N zur Ermittlung des Sicherheitsfaktors von Tragseilen in Aufzügen angewendet.

Von besonderer Bedeutung für Treibscheibenaufzüge ist hierbei der Faktor f_{N3} , durch den berücksichtigt wird, welchen Einfluss das Übermaß der Rundrille und die Formrillenlänge auf die Aufliegezeit der Seile haben.

Rundrillenübermaß

Zur Bestimmung des Korrekturfaktors für die Rundrillenübermaßgröße hat Feyrer verschiedene Versuchsergebnisse von **Wolf 1987**, **Woernle 1929**, **Müller 1952**, **Shitkow/Pospechow 1957** und **Unterberg 1991** zusammengefasst. Bild 1.6 zeigt, dass das Maximum der Seillebensdauer erwartungsgemäß bei einem Verhältnis Rillenradius r zu Seildurchmesser d_{ist} , $r/d_{ist}=0,5$ liegt.

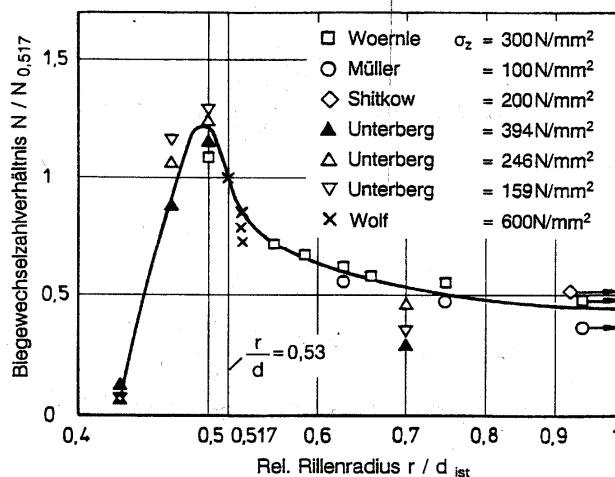


Bild 1.6: Einfluss des Rundrillenübermaßes auf die Bruchbiegewechselzahl; Feyrer 2000

Abweichend von dem experimentell ermittelten Optimum der Seillebensdauer wird in der **DIN 15020** aufgrund der zulässigen Durchmesser-toleranzen bei Normdrahtseilen von maximal 6% ein Rillenradius r bezogen auf den Seilnenn-durchmesser d von $r/d=0,525$ bis $0,53$ empfohlen. Entsprechend dieser Empfehlung erfolgte bisher auch die überwiegende Anzahl von Dauerbiegeversuchen mit entsprechenden Normrillen, d.h. einem Rillenübermaß von 6%.

Nach **ISO 4344** sind für Aufzugsseile bei Konstruktionen mit Fasereinlage (FE) und $d \leq 10\text{mm}$ im unbelasteten Zustand maximal 6% Übermaß, bezogen auf den Nenn-durchmesser d , und bei Konstruktionen mit Stahlseileinlage (SES) maximal 3% Übermaß zulässig. Dadurch würde sich bei einer Rundrille ohne Übermaß mit $r=d/2$ im ungünstigsten Fall ein Verhältnis $r/d_{ist}=0,472$ einstellen. Nach den Ergebnissen von **Unterberg 1991** (vgl. Bild 1.6) ist damit jedoch noch keine gravierende Lebensdauer-minderung zu erwarten. Beim Vergleich seiner Ergebnisse mit denen von **Feyrer/Holeschak 1988** stellt Unterberg fest, dass der Einfluss des Rillenübermaßes auf die Biegewechselzahl mit kleiner werdenden Seilzugkräften und größerem D/d

Verhältnis abnimmt. Mann kann daher folgern, dass das Rillenübermaß auch für den Aufzugsbetrieb mit Sicherheitsfaktoren von $S_F \geq 12$ eine geringere Bedeutung besitzt.

Formrillen

Dauerbiegeversuche mit Formrillen wurden als erstes von **Woernle 1934** durchgeführt. Die Versuchsergebnisse der entsprechenden Biegeversuche bei unterschiedlichen Rillenformen sind in Bild 1.7 aufgetragen.

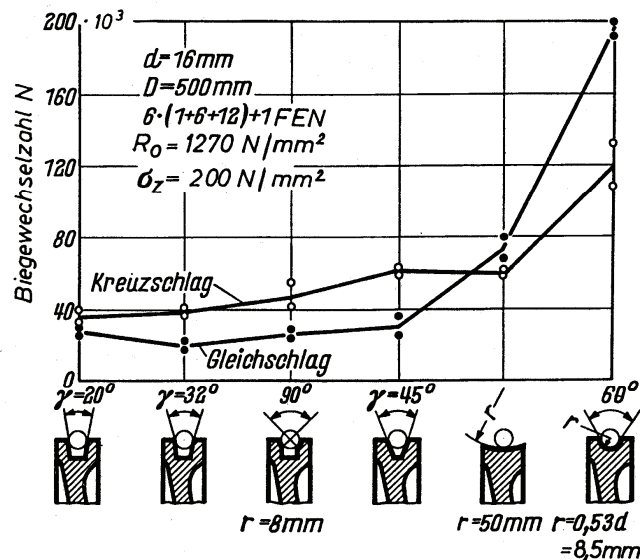


Bild 1.7: Einfluss der Rillenform auf die Bruchbiegewechselzahl von Kreuz- und Gleichschlagseilen nach Woernle 1934

Die Ergebnisse dieser Versuche zeigen in Bezug auf die Lebensdauer eine Überlegenheit der Kreuzschlagseile in Seilscheiben mit Keilrille und Sitzrille gegenüber Gleichschlagseilen. Mit einem Verhältnis von $D/d=30$ und einer Drahtzugspannung $\sigma_z=196 \text{ N/mm}^2$ hat Woernle die Parameter jedoch so gewählt, dass diese weit entfernt vom Anwendungsbereich in Treibscheibenaufzügen ($D/d \geq 40$; $\sigma_z \leq 150 \text{ N/mm}^2$) liegen. Hinzu kommt, dass die experimentelle Untersuchung der Seillebensdauer in Formrillen von Wörnle ausschließlich auf Dauerbiegemaschinen mit einem Funktionsprinzip entsprechend Bild 1.5 erfolgte. Im Vergleich zur realen Aufzugsanwendung findet bei diesen Maschinen keine Antriebskraftübertragung zwischen der Prüfscheibe und dem Seil statt. Der in Treibscheibenaufzügen zwischen Treibscheibe und Seil entstehende Schlupf tritt nicht auf. Der zusätzliche Einfluss von Schlupf auf die Seillebensdauerreduzierung von Seilen in Formrillen wird daher in Woernles Versuchsergebnissen nicht berücksichtigt.

Die derzeit angewandten Faktoren f_{N3} für die Berücksichtigung der Lebensdauermin- derung durch Keil- und Sitzrillen in Aufzügen stammen aus einer Untersuchung von **Holeschak 1987**. Die Untersuchung basiert auf der Auswertung einer Stichprobe von 521 Aufzugsanlagen verschiedener Betreiber, unter anderem von Großbetreibern wie der damaligen Deutschen Bundespost. Holeschak entwickelt anhand der 188 Seile,

die im Betrachtungszeitraum von 1960 bis 1983 an den überwachten Anlagen ausgetauscht wurden, zwei Regressionsansätze für Treibscheibenaufzüge mit Sitz- und Keilrille. Bild 1.8 zeigt das Verhältnis der Ablegiebiegewechselzahlen in Formrille N_{AForm} zur Ablegiebiegewechselzahl in Rundrillen $N_{ARundrille}$ nach Holeschak.

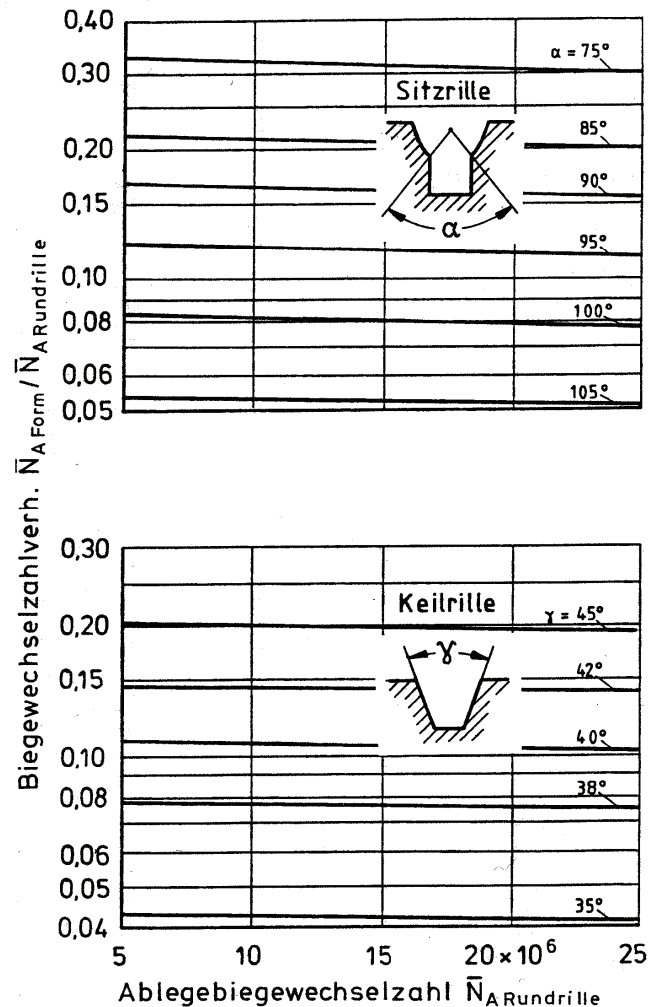


Bild 1.8: Lebensdauerfaktor f_{N3} für 8-litzige Warrington-Seile auf Sitz- und Keilrille; Holeschak 1987

Berücksichtigt wird in beiden Regressionsansätzen die nach Feyrer berechnete Lebensdauer der Seile in Rundrillen und - zur Berücksichtigung der Pressung zwischen Seil und Scheibe - die spezifische Pressung entsprechend den Technischen Regeln für Aufzüge **TRA 003**. Im Vergleich zu den Dauerbiegeversuchen mit Formrille von **Woernle 1934** ist die von Holeschak ermittelte Lebensdauererminderung in Treibscheibenaufzügen deutlich größer. **Feyrer 2000** führt dies auf die Kombination von Form- und Rundrillen in Aufzugsseiltrieben zurück. Er sieht in der wechselnden Querverformung der Seile beim Lauf über Scheiben mit unterschiedlichen Rillengeometrien den Grund für die Inkonsistenz der Ergebnisse von Woernle und Holeschak. In Rahmen dieser Arbeit soll diese Hypothese erstmals experimentell untersucht werden.

Treibfähigkeit

Aufgrund der unterschiedlichen Gewichte von Fahrkorb F und Gegengewicht G ergeben sich abhängig von der Nutzlast Q auf den beiden Seiten der Treibscheibe ungleiche Seilzugkräfte S_1 und S_2 . Der in Bild 1.9 dargestellte Umschlingungswinkel β muss dabei so gewählt werden, dass für jeden Betriebszustand des Aufzugs ausreichend Treibfähigkeit vorhanden ist.

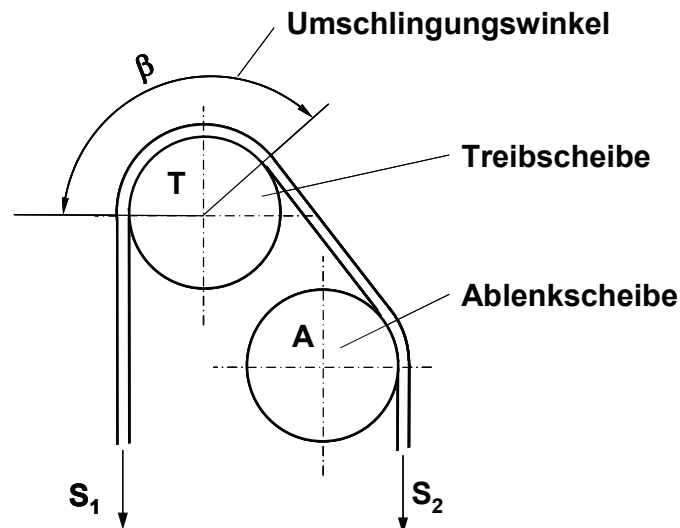


Bild 1.9: Position von Treib- und der Ablenkscheibe und der sich daraus ergebende Umschlingungswinkel φ

Die Grundlage für die heute noch geltenden Berechnungsmethoden der Treibfähigkeit in Abhängigkeit vom Reibungskoeffizient μ und dem Umschlingungswinkel β lieferte **Eytelwein 1808** mit der Gleichung 1.2 für das Verhältnis der Seilkräfte an einem seilumschlungenen Zylinder.

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \beta} \quad (1.2)$$

Von **Donandt 1927** und **Hymans/Hellborn 1927** wurde nahezu zeitgleich eine Berechnungsmethode zur Auslegung der Treibfähigkeit von Aufzugstreibscheiben mit Keilrille und Sitzrille unter Verwendung der Gleichung 1.2 vorgestellt. Wegen der Notwendigkeit die benötigte Treibfähigkeit über die gesamte Nutzungsdauer des Aufzuges zu gewährleisten, betrachtet Donandt in seiner Untersuchung auch bereits das Verschleißverhalten der Treibscheibe. Mit Hilfe eines dynamischen Treibscheibenprüfstands überprüft **Recknagel 1972** diese geltenden Berechnungsgrundlagen. Für unterschiedliche Seilkonstruktionen ermittelt er experimentell den Rillenfaktor der Treibfähigkeit C_R von Treibscheiben mit Sitzrillen und Unterschnittwinkeln von $\alpha=77,2^\circ$, 90° und 106° . Dabei stellt er fest, dass Seile mit ungerader Litzenzahl aufgrund der ungleichmäßigeren Auflage in der Rille einem stärkeren Verschleiß unterliegen als Seile mit gerader Litzenanzahl. Wegen der kurzen Versuchszeiten bis ca. 17.000 Biegewechsel kann Recknagel jedoch keine Aussagen zur Lebensdauer der

Drahtseile machen. Die Ergebnisse der Versuche von Recknagel liefern lediglich qualitative Aussagen für den praktischen Betrieb von Aufzügen.

Seilschlupf

Der zwischen der Treibscheibe und dem Seil auftretenden Schlupf findet in den geltenden Berechnungsverfahren zur Seilauslegung für Aufzüge keine Berücksichtigung. Seine Betrachtung erfolgt bisher ausschließlich aus der Notwendigkeit heraus für alle Betriebszustände des Aufzugs eine ausreichende Treibfähigkeit zu gewährleisten. In der Arbeit von **Molkow 1982** wird mit Hilfe eines aufwändigen Prüfstands die Treibfähigkeit und der Seilschlupf in Treibscheiben mit gehärteter Keilrille untersucht. Molkow unterteilt den Schlupf zwischen Treibscheibe und Seil in den Dehnungsschlupf, den scheinbaren Laufradiusschlupf sowie den Gleitschlupf:

- Durch die unterschiedlichen Seilzugkräfte S_1 und S_2 wird das Seil auf den beiden Seiten der Treibscheibe unterschiedlich gedehnt. Diese Wegdifferenz wird beim Überrollen der Treibscheibe durch den Dehnschlupf ausgeglichen.
- Der scheinbare Laufradiusschlupf ist ein Phänomen, welches durch unterschiedliche Eindringtiefen des Seils in die Rillengeometrie hervorgerufen wird. Durch lastabhängige Laufradiusunterschieden entsteht dabei jedoch kein Schlupf im Sinn einer tangentialen Relativbewegung zwischen Seil und Treibscheibe.
- Gleitschlupf ist definiert als das vollständige Gleiten des Seils über den gesamten Treibscheibenumschlingungsbogen. Dies ist der Fall, wenn das Seilkraftverhältnis zu groß ist und die verfügbare Traktionskapazität überschritten wird.

Bild 1.10 zeigt schematisch anhand eines Beispiels die unterschiedlichen Schlupfarten in Abhängigkeit vom Seilkraftverhältnis S_1/S_2 .

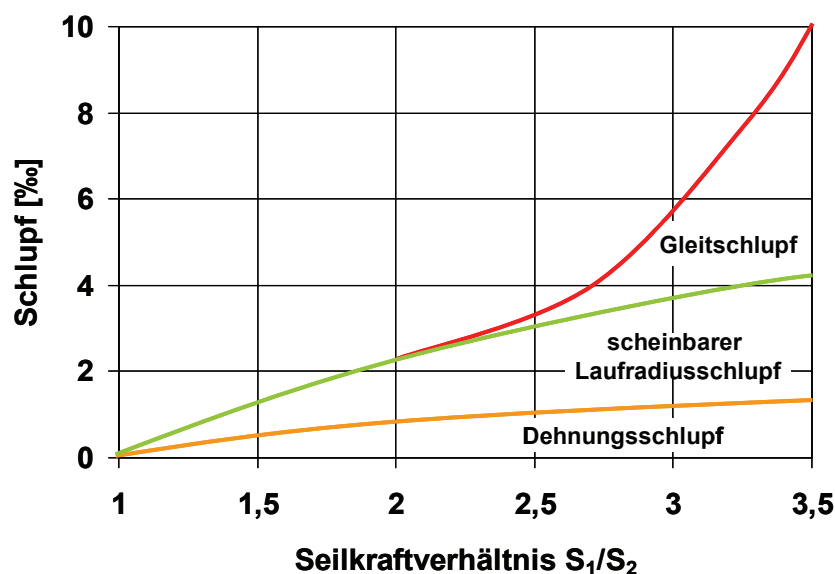


Bild 1.10: Schlupfarten in Abhängigkeit vom Seilkraftverhältnis S_1/S_2 nach Molkow 1982

Bei der Messung der Seillaufdraden stellt Molkow erhebliche Unterschiede zwischen den beiden Betriebszuständen treibende und getriebene Treibscheibe fest. Da sich bei dem von Molkow verwendeten Prüfstand im Normalbetrieb beide Betriebsarten ständig überlagern kann eine Trennung der Schlupfwerte für treibende und getriebene Treibscheibe nur durch zyklische Fahrweise, mit einer zu untersuchenden Seilkraftdifferenz $S_1/S_2 \neq 1$ in eine Hubrichtung und Rückfahrt mit ausgeglichenem Seilkraftverhältnis $S_1/S_2 = 1$, erfolgen. Dieses Verfahren ist jedoch sehr aufwendig, da die Kräfte bei dem von Molkow verwendeten Prüfstand für jeden Hubzyklus erneut manuell eingestellt werden müssen.

Alle Versuche von Molkow erfolgen mit einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 0,8$ m/s. Eine Berücksichtigung der dynamischen Beschleunigungskräfte und des Geschwindigkeitseinflusses findet nicht statt. Molkow führt darüber hinaus keine Langzeitversuche durch. Ergebnisse bezüglich des Einlauf- und Verschleißverhaltens der Seile und Treibscheiben sowie Auswirkungen des Verschleißes auf Treibfähigkeit und Seilschlupf konnten daher nicht gewonnen werden.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Prüfstand unterliegt nicht diesen Einschränkungen, sondern bietet vielfältige Möglichkeit für eine breite Variation der Untersuchungsparameter, welche im Kap. 3.5.2. beschrieben werden.

Zusammenfassung

Die Reduzierung der Lebensdauer von Drahtseilen in Treibscheibenaufzügen durch die - im Vergleich zu Seiltrieben ohne Treibscheibe - speziellen Beanspruchungen ist seit langem bekannt. Die bisher geltenden Bemessungsregeln für die Auslegung von Aufzugsseilen in der **EN 81-1** beruhen jedoch nur auf einer einzigen statistischen Auswertung abgelegter Aufzugsseile der Konstruktion Warrington 8x19+FE sZ von **Holeschak 1987**. Die von **Woernle 1934** durchgeführten Labordauerbiegeversuche bewegten sich in einem Parameterbereich weit außerhalb der Anwendung in Treibscheibenaufzügen und erfolgten auf Standard-Seilbiegemaschinen mit Einzelscheiben, bei denen keine Antriebskraftübertragung zwischen der Prüfscheibe und dem Seil erfolgte. Die mit solchen Prüfmaschinen ermittelte Lebensdauererminderung weicht stark von Holeschaks Ergebnissen ab. Untersuchungen zum Seilschlupf, die diese Diskrepanz aufklären könnten, wurden bisher ausschließlich im Hinblick auf die Treibfähigkeit und den Rillenverschleiß durchgeführt. Zahlreiche Zusammenhänge der Schädigung von Stahlseilen in Treibscheibenaufzügen sind daher noch ungeklärt. Zu nennen sind hier insbesondere die folgenden Punkte.

- Die geltenden, aus den statistischen Erhebungen von **Holeschak 1987** abgeleiteten, Bemessungsregeln zur Auslegung von Aufzugsseiltrieben in der **EN 81-1** und die Faktoren der Lebensdauererminderung durch Formrillen in **Feyrer 2000** gelten streng genommen nur für die Seilkonstruktion Warrington 8x19+FE sZ. Ergebnisse zur Lebensdauer anderer Seilkonstruktionen in Treib-

scheibenaufzügen, insbesondere auch zu Seilen mit Stahlseileinlage, liegen bisher nicht vor.

- Der Einfluss einer wechselnden Querverformung beim kombinierten Lauf über Formrillen und Rundrillen ist bisher nicht geklärt. **Feyrer 2000** vermutet zwar, dass die deutlich größere Lebensdauerminde- rung nach der Erhebung von **Holeschak 1987** an realen Aufzugsanlagen, im Vergleich zu den Dauerbiegeversuchen von **Woernle 1934**, auf diesen Effekt zurückzuführen ist, eine Quantifizierung durch spezielle Laborversuchen mit Doppelscheibenkombinationen erfolgte bisher jedoch nicht.
- Bisher wurden keine Versuchseinrichtungen, bei denen eine Antriebskraftübertragung zwischen Prüfscheibe und Seil erfolgt, zur Ermittlung der Seillebensdauer in Reihenversuchen mit definierten und veränderbaren Versuchsparametern eingesetzt. Dementsprechend wurden die Auswirkungen von Seilzugkraftverhältnissen $S_2/S_1 \neq 1$, die in realen Aufzugsanlagen auftreten, nie in systematischen Dauerbiegeversuchen erforscht. Somit besteht ein Mangel an experimentellen Erkenntnissen zum Verschleißverhalten im Tribosystem Treibscheibenaufzug.
- Auch die Seillebensdauerreduzierung durch den im Aufzugseiltrieb auftretenden Schlupf zwischen Treibscheibe und Seil konnte bisher nicht quantifiziert werden.
- Erkenntnisse zur Drahtbruchentwicklung an laufenden Seilen stammen ausschließlich aus Dauerbiegeversuchen mit Rundrillen ohne Seilschlupf. Eine systematische Erfassung und Auswertung der Drahtbrüche während der gesamten Aufliegezeit eines Seils in einem Treibscheibenantrieb mit Formrillen erfolgte in den bisherigen Untersuchungen nicht.
- Es muss geklärt werden, ob die zur Berechnung der Seillebensdauer in Seiltrieben mit mehreren Seilscheiben angewendete Schadensakkumulationshypothese nach **Palmgren 1924** und **Miner 1945**, auch für den Lauf von Seilen über Seilscheiben mit unterschiedlicher Rillenform und damit auch unterschiedlichen Beanspruchungen verwendet werden kann.
- In der **DIN 15020** wird zur Auslegung von Seiltrieben ein Übermaß der Rundrille im Verhältnis zum Seilnenndurchmesser von $r/d=0,53$ vorgeschrieben. Mögliche Chancen zur Lebensdauersteigerung der Seile durch kleinere Rillenübermaßgrößen können bisher aufgrund eines Mangels an Versuchsergebnisse nicht ausgeschöpft werden. Hierzu müssen gezielt Dauerbiegeversuche mit einem Rillendurchmesserverhältnis $0,50 < r/d < 0,53$ durchgeführt werden.
- Die Treibfähigkeitsuntersuchungen von **Molkow 1982** wurden mit Keilrillen bei konstanter, relativ geringer, Seilgeschwindigkeit von 0,8 m/s durchgeführt. Die dynamischen Verhältnisse entsprachen damit nicht dem realen Anwendungsfall in Aufzügen mit Beschleunigung, Verzögerung und höheren Seilgeschwindig-

keiten. Eine Untersuchung von Treibscheiben mit Sitzrille und die differenzierte Betrachtung der Betriebsarten treibende und getriebene Scheibe erfolgte dabei nicht.

- Da es sich bei Molkows Versuchen nicht um Dauerversuche handelt, liegen bisher keine Erkenntnisse vor, wie sich der Seilschlupf und die Treibfähigkeit über die gesamte Aufliegezeit eines Aufzugsseils verändert.

Fazit

Eine Klärung der genannten offenen Punkte ist nur über eine ausführliche theoretische und experimentelle Untersuchung der aufzugstypischen Beanspruchungsparameter möglich. Die Schädigungsmechanismen müssen detailliert und möglichst isoliert analysiert und in den bisherigen Kenntnistand eingeordnet werden. In umfangreichen Versuchsreihen sollen hierzu erstmals schlupfbehafte Seildauerbiegeversuche mit einer Kombination von Treibscheibe und Ablenkscheibe durchgeführt werden. Aufgrund der Grenzen konventioneller Dauerbiegemaschinen sind die Entwicklung und der Aufbau eines vollkommen neuartigen Prüfstands für schlupfbehafte Dauerbiegeversuche erforderlich. Durch Referenzversuche auf normalen Dauerbiegemaschinen ohne Seilschlupf, aber mit sonst gleichen Versuchsbedingungen, sind Vergleichswerte zu ermitteln und die bisher verwendeten Testverfahren zu evaluieren. Auf der Basis der so gewonnenen Versuchsergebnisse müssen die Berechnungsfaktoren für die Anwendung in Treibscheibenantrieben überprüft und bei Bedarf korrigiert werden. Nur durch eine Versuchsdurchführung unter definierten Laborbedingungen ist es möglich die einzelnen Beanspruchungsparameter wie wechselnde Seilverformung, Seilschlupf und Pressung durch Formrillen zu variieren und dadurch ihre Einflüsse auf die Lebensdauerminderung der Seile in Treibscheibenaufzügen zu quantifizieren.

2. Theorie

2.1. Berechnung der Drahtseillebensdauer beim Lauf über Seilscheiben

Über Seilscheiben laufende Stahldrahtseile sind nicht dauerfest. Aufgrund der wellenförmigen Struktur von Litzen und Drähten ergeben sich, bei der Biegung des Seils über Seilscheiben, zahlreiche unterschiedliche Beanspruchungen. Die schwellenden Zug- und Biegebeanspruchung der Drähte sowie die Pressung in Verbindung mit Relativbewegung an Draht-Draht und Draht-Scheiben Kontakten führen zur Materialermüdung und einem kontinuierlich voranschreitenden Verschleiß sowie zum Bruch einzelner Drähte im Seilverband. An der Drahtbruchstelle vermindert sich der metallische Querschnitt des Seils. Der Bruch einzelner Drähte wird, durch eine Umverteilung der Belastung auf noch intakte, tragende Drähte kompensiert, solange bis die Resttragfähigkeit des Seilquerschnitts überschritten ist und es zum Gewaltbruch des Seils an dieser Stelle kommt.

Aufgrund der Vielzahl von, sich teilweise gegenseitig beeinflussenden, Einflussgrößen und der komplexen geometrischen Struktur der Drahtseile gibt es bisher kein, auf rein deduktive Modellbildung, beruhendes analytisches Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer laufender Stahlseile.

Der heutige Stand und die Grundlage der Seillebensdauerberechnung in beliebigen Seiltrieben ist das empirische Parametermodell für die Einfachbiegung von Feyrer entsprechend Gleichung 2.1.

$$\lg N = b_0 + \left(b_1 + b_4 \lg \frac{D}{d} \right) \left(\lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} - 0,4 \lg \frac{R_0}{1770} \right) + b_2 \lg \frac{D}{d} + b_3 \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{1}{d}} \quad (2.1)$$

In diesem Modell werden die wichtigsten Einflussgrößen auf die Lebensdauer, z.B. Seilscheibendurchmesser D , Seildurchmesser d , Spannung, Pressung, mathematisch-physikalisch beschrieben. Eine Anpassung an unterschiedliche Seilkonstruktionen erfolgt durch die experimentell aus zahlreichen Dauerbiegeversuchen gewonnenen Regressionsparameter b_i , die in **Feyrer 2000** aufgeführt sind.

Mit der Gleichung 2.1 können für bestimmte seil- und seiltriebsspezifische Bedingungen sowohl Bruchbiegewechselzahlen N als auch Ablegiebiegewechselzahlen N_A bestimmt werden.

Die Berechnung nach Gleichung 2.1 setzt voraus, dass die folgenden Bedingungen erfüllt sind:

- Einfachbiegung,
- Rundrillen aus Stahl,
- Rillenradius $r=0,53d$,
- Seilführung ohne Schrägzug,

- gute Schmierung mit zähem Öl oder Vaseline,
- keine Feuchtigkeit,
- keine Traktion.

Da die aufgeführten Bedingungen nur in Labordauerbiegeversuchen vorherrschen, muss für die praktische Anwendung an beliebigen Seiltrieben eine Anpassung der ermittelten Biegewechselzahlen an die tatsächlich vorliegenden Seiltriebsparameter vorgenommen werden. Das Lebensdauerverhalten von Seilen in realen Beanspruchungssituationen kann über die korrigierte Biegewechselzahl N_{korr} gemäß Gl 2.2 ermittelt werden. Einflussfaktoren wie Seilschmierung, Seilkonstruktion (Litzenzahl und Einlage), Scheibenrillenform und Schrägzug werden mittels der Korrekturfaktoren f_N berücksichtigt

$$N_{\text{korr}} = N \cdot f_{N1} \cdot f_{N2} \cdot f_{N3} \cdot f_{N4} . \quad (2.2)$$

Bei Gegenbiegung muss die errechnete Biegewechselzahl für Einfachbiegung über eine Parametergleichung angepasst werden. In **EN 81-1** wird vereinfacht angenommen, dass die Schädigung bei Gegenbiegung äquivalent zu einer Schädigung von vier Einfachbiegungen ist.

Bei Seiltrieben, in denen Biegewechsel mit mehreren unterschiedlichen Seilrollen und Belastungen auftreten, wird die Gesamtbelastung des höchstbeanspruchten Seilstücks mit Hilfe der Schadensakkumulationshypothese nach **Palmgren 1924** und **Miner 1945** entsprechend Gleichung 2.3 zusammengefasst

$$\frac{1}{Z} = \sum \frac{w_i}{N_{\text{korr},i}} . \quad (2.3)$$

Bei der Berechnung der Seillebensdauer in Treibscheibenaufzügen werden die verschiedenen Beanspruchungen beim Lauf des Seils über die verschiedenen Treib- und Ablenkscheiben mit Hilfe von Gl. 2.3 zusammengefasst. Durch den Faktor f_{N3} wird die Zusatzschädigung durch Formrillen der Treibscheibe berücksichtigt.

2.2. Beanspruchung von Tragseilen beim Lauf in Treibscheibenaufzügen

Tragseile in Treibscheibenaufzügen erfahren unterschiedliche Beanspruchungen durch die ihre Lebensdauer beeinflusst wird. Neben reinen Biegebeanspruchungen, die auch in anderen Seiltrieben auftreten und in Dauerbiegeversuchen gut nachgebildet werden können, entstehen durch die Besonderheiten des Treibscheibenantriebs weitere Zusatzbeanspruchungen. Die Seile unterliegen durch die Antriebskraftübertragung an der Treibscheibe einer Zugschwellbeanspruchung und durch den zwangsweise auftretenden Seilschlupf einem Reibverschleiß. Durch die Verwendung von Formrillen ist die Pressungsbeanspruchung deutlich größer als beim Lauf des Seils über Seilscheiben mit Rundrille. Beim Lauf über eine Treibscheibe mit Keilrille und eine Umlenkscheibe mit Rundrille wird das Seil zudem wechselnd ovalisiert.

Zum Verständnis und zur Analyse der Lebensdauer von Seilen in Aufzugsseiltrieben werden die Einflüsse der einzelnen Zusatzbeanspruchungen im Folgenden theoretisch analysiert.

2.2.1. Pressung in Treibrillen

2.2.1.1. Flächenpressung

Für die analytische Berechnung der Pressung zwischen Seil und Seilscheibe müssen verschiedene Vereinfachungen getroffen werden. Ausgehend von der modellhaften Betrachtung des Seils als biegeschlaffes, dünnes Band kann für die Umschlingung einer Seilscheibe mit dem Durchmesser D die Linienpressung q_0 in Seillängsrichtung

$$q_0 = \frac{2 \cdot S}{D} \quad (2.4)$$

und bei Berücksichtigung der Bandbreite d auch eine Flächenpressung p_0 wie folgt berechnet werden

$$p_0 = \frac{q_0}{d} = \frac{2 \cdot S}{D \cdot d} \quad (2.5)$$

Die hiermit berechnete Flächenpressung p_0 kann als aussagefähiger Wert zum Vergleich von Seilscheiben mit Rundrille herangezogen werden. Ein Vergleich von Pressungsbeanspruchung aufgrund unterschiedlicher Rillenformen kann mit Gl. 2.5 jedoch nicht erfolgen.

2.2.1.2. Spezifische Pressung

Durch die Verwendung von unterschrittenen Rundrillen (Sitzrillen) oder Keilrillen bei Treibscheibenaufzügen ergeben sich im Vergleich zu Rundrillen deutlich höhere Pressungsbeanspruchungen. Die Grundlagen zur Berechnung der so genannten spezifischen Seilpressung und damit zum Vergleich unterschiedlicher Rillenformen stammen von **Hymans/Hellborn 1927** und **Donandt 1927**. Von ihnen wurden zeitgleich die entsprechenden Beziehungen zur Berechnung des Pressungsverlaufs in Keilrillen und unterschrittenen Sitzrillen hergeleitet. In den Technischen Regeln für Aufzüge **TRA 003** wird der Ausdruck spezifische Pressung für die maximale Pressung in Seilquerrichtung verwendet. Wie bei der Berechnung der Flächenpressung in Kap. 2.2.1.1 wird vereinfacht angenommen, dass das Seil keine Biegesteifigkeit besitzt. Ebenso wird nicht berücksichtigt, dass die Pressung aufgrund der komplexen Draht-Litzen-Struktur tatsächlich nur zwischen den einzelnen Drahtkuppen des Seils und den Seilrillen auftritt. Hymans und Hellborn geben als maximal zulässigen Wert für die Pressung in der unterschrittenen Rundrille $k_{\max} 90 \text{ kg/cm}^2$ an.

Rundrille und Sitzrille

Für Rundrillen und Sitzrillen wird entsprechend Bild 2.1 ein cosinus-förmiger Pressungsverlauf zwischen einem unstrukturierten zylinderförmigen Seil und der Rille angenommen. Die maximale Pressung $k_{\max}$ tritt dabei direkt am Übergang vom Unterschnitt zur Rillenflanke auf.

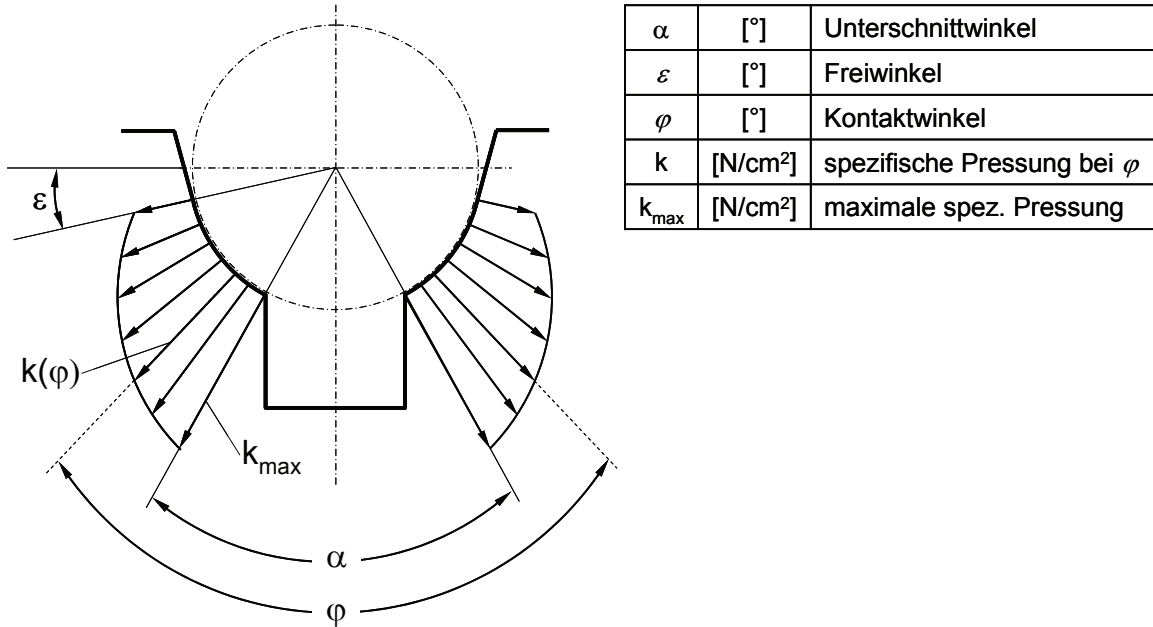


Bild 2.1: Pressung zwischen Seil und Sitzrille

Nach **Hymans/Hellborn 1927** ergibt sich so unter Berücksichtigung des Unterschnittwinkels α und der Linienpressung q_0 entsprechend Gleichung 2.6 bei dem Winkel φ eine Seilpressung $k(\varphi)$

$$k(\varphi) = q_0 \cdot \frac{4 \cdot \cos \varphi/2}{d(\pi - \alpha - 2\varepsilon - \sin \alpha + \sin 2\varepsilon)} = \frac{S}{d \cdot D} \cdot \frac{8 \cdot \cos \varphi/2}{(\pi - \alpha - 2\varepsilon - \sin \alpha + \sin 2\varepsilon)} \quad (2.6)$$

Setzt man $\varphi = \alpha$, ist die maximale Seilpressung in einer Rundrille mit Unterschnittwinkel α

$$k_{\max} = \frac{S}{d \cdot D} \cdot \frac{8 \cdot \cos \alpha/2}{(\pi - \alpha - 2\varepsilon - \sin \alpha + \sin 2\varepsilon)} \quad (2.7)$$

In der **TRA 003** wird vereinfacht mit einem Freiwinkel $\varepsilon = 0$ gerechnet. Unter Berücksichtigung von Fahrkorbgewicht F , Nutzlast Q , Eigengewicht der Tragseile G_S und Anzahl der Tragseile z ergibt sich die maximal auftretende spezifische Pressung $k_{\max}$ für Sitzrillen

$$k_{\max}(r_\alpha) = \frac{F + Q + G_S}{z \cdot d \cdot D} \cdot r_\alpha = \frac{F + Q + G_S}{z \cdot d \cdot D} \cdot \frac{8 \cdot \cos \alpha/2}{(\pi - \alpha - \sin \alpha)} \quad (2.8)$$

Die von der Rillengeometrie abhängigen Faktoren sind im Rillenformfaktor r_α der Sitzrille zusammengefasst. Gemäß **TRA 003** soll in Treibscheibenaufzügen mit Sitzrillen

eine maximale Pressung von 900 N/cm^2 nicht überschritten werden, um das Verklemmen der Seile im Unterschnitt der Treibrille zu verhindern. Dieser Grenzwert stammt ursprünglich aus der Arbeit von **Hymans/Hellborn 1927**.

Für den Spezialfall Unterschnittwinkel $\alpha=0$ ergibt sich die maximale Pressung in einer Rundrille ohne Unterschnitt mit einem Rillenöffnungswinkel δ

$$k_{\max}(r_{\delta}) = \frac{S}{d \cdot D} \cdot r_{\delta} = \frac{S}{d \cdot D} \frac{8}{(\pi - \delta + \sin \delta)} \quad (2.9)$$

Keilrille

Für die Berechnung der Pressung in einer Keilrille nimmt **Donandt 1927**, aufgrund von Messungen mit nicht genau spezifizierten Seilkonstruktionen, eine Abplattung des Seils mit einer Auflagelänge von $d/3$ an. Entsprechend Bild 2.2 wird dabei vorausgesetzt, dass die Pressung auf dieser Breite dem Sinussatz folgt.

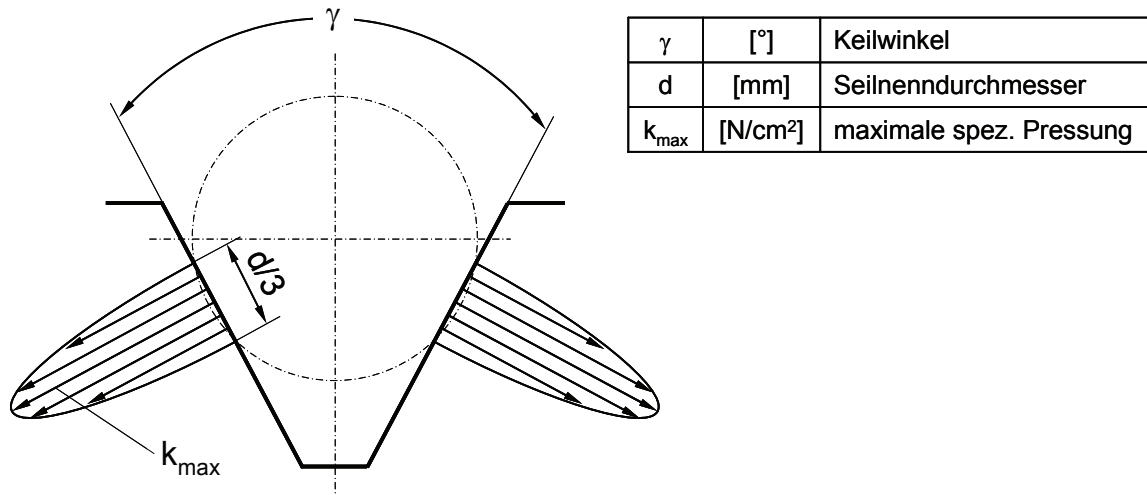


Bild 2.2: Pressung zwischen Seil und Keilrille

Mit einer Linienpressung q_0 ergibt sich damit für die maximale Pressung in der Keilrille

$$k_{\max} = q_0 \cdot \frac{3 \cdot \pi}{4 \cdot d \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{S}{d \cdot D} \cdot \frac{3 \cdot \pi}{2 \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} \quad (2.10)$$

Donandt empfiehlt in seiner Arbeit den von **Hymans/Hellborn 1927** für die unterschrittene Rille vorgeschriebenen Maximalwert von ca. 900 N/cm^2 hier gleichfalls bei der Auslegung zu berücksichtigen.

In der **TRA 003** ist die Formel durch Weglassen des Multiplikationsfaktors $3\pi/2$ vereinfacht. Hier ist

$$k_{\max}(r_{\gamma}) = \frac{F + Q + G_s}{z \cdot d \cdot D} \cdot r_{\gamma} = \frac{F + Q + G_s}{z \cdot d \cdot D} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (2.11)$$

mit einer entsprechend reduzierten maximal zulässigen Pressung von 200 N/cm^2 .

2.2.1.3. Universeller Rillenfaktor

Zur besseren Vergleichbarkeit der Pressungsbeanspruchung in den verschiedenen Rillenformen in dieser Arbeit wird im Folgenden ein universeller Rillenfaktor r eingeführt

$$r = r_\alpha = r_\delta = \frac{3}{2} \pi \cdot r_\gamma \quad (2.12)$$

In Bild 2.3 ist der Rillenfaktor r für Keilrillen und Sitzrillen dargestellt. Gesondert markiert sind die Rillenfaktoren der im Rahmen der experimentellen Arbeit verwendeten Rillengeometrien. Die Halbrundrille ohne Unterschnitt stellt einen Sonderfall der Sitzrille mit $\alpha=0^\circ$ Unterschnittwinkel dar. Ihr Rillenfaktor beträgt $r_\delta=2,55$ bzw. $r_\delta=2,61$ bei Berücksichtigung des Rillenöffnungswinkels der Versuchsscheiben $\delta=45^\circ$ entsprechend Gl. 2.9.

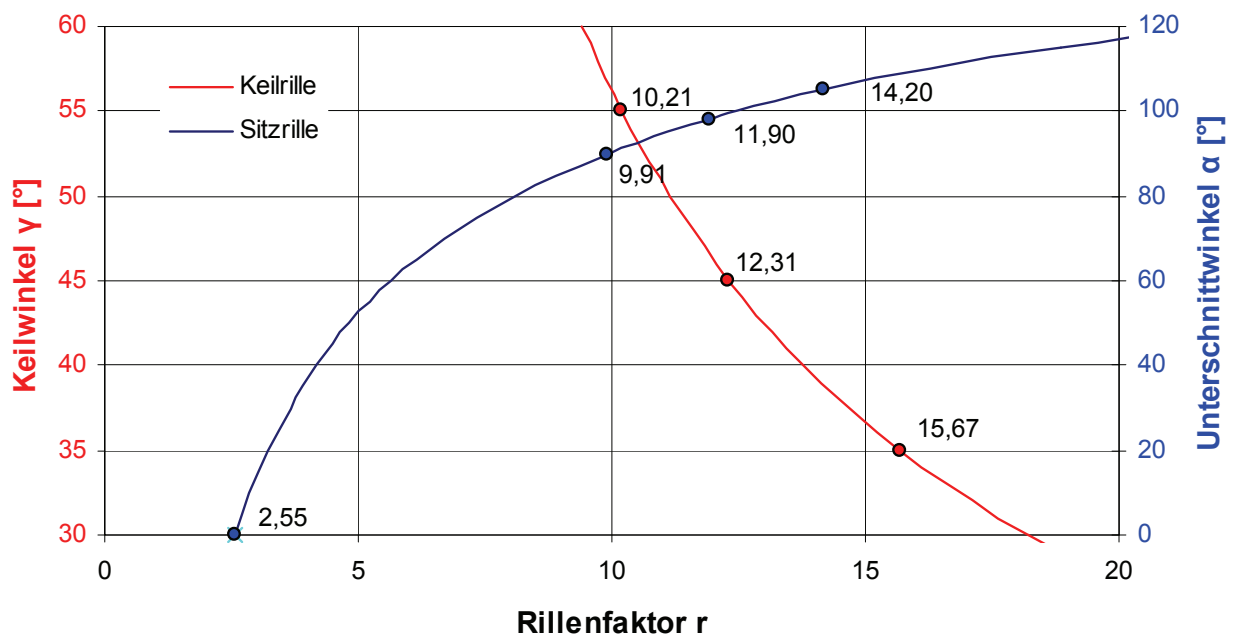


Bild 2.3: Rillenfaktor r bei Sitz- und Keilrillen

Bei sonst gleichen Einsatzbedingungen ermöglicht der universelle Rillenfaktor r einen direkten Vergleich verschiedener Treibrillenformen im Hinblick auf die zu erwartende Pressungsbeanspruchung der Seile. Durch Gleichsetzen von Gl. 2.8 und 2.11

$$\frac{F + Q + G_s}{z \cdot d \cdot D} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{F + Q + G_s}{z \cdot d \cdot D} \cdot \frac{8 \cdot \cos \alpha / 2}{(\pi - \alpha - \sin \alpha)}$$

ergibt sich

$$\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{8 \cdot \cos \alpha / 2}{(\pi - \alpha - \sin \alpha)}$$

bzw.

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{(\pi - \alpha - \sin \alpha)}{8 \cdot \cos \alpha / 2}. \quad (2.13)$$

Mit Gleichung 2.13 kann für beliebige Sitzrillen eine äquivalente Keilrillengeometrie bestimmt werden, die denselben Rillenfaktor und damit auch dieselbe Pressungsbeanspruchung des Seils hervorruft. In Bild 2.4 ist dieser Zusammenhang grafisch dargestellt. Eine Keilrille mit $\gamma=55^\circ$ hat beispielsweise denselben Rillenfaktor r wie eine Sitzrille mit einem Unterschnittwinkel von $\alpha=91,5^\circ$. Die Pressungsbeanspruchung, die ein Seil in beiden Rillenformen erfährt, ist gleich groß.

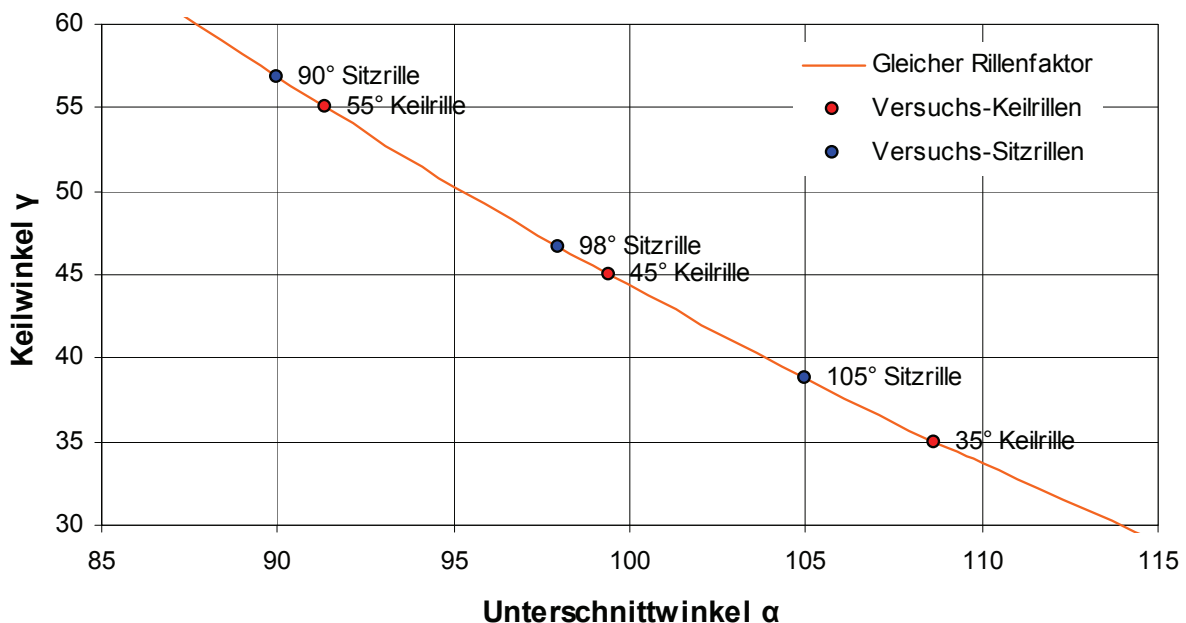


Bild 2.4: Rillenfaktor r bei Sitz- und Keilrillen

Der Rillenfaktor r bietet die geeignete Basis für ein Lebensdauermodell, welches die individuelle Pressungsbeanspruchung der Seile in Treibscheibenaufzügen unabhängig von der verwendeten Treibrillenart (Keil-, Sitz- oder Rundrille) berücksichtigt. Im Gegensatz zu den bisherigen Berechnungsmethoden mit f_{N3} -Faktoren, welche auf unterschiedlichen Regressionsansätzen für Sitzrillen und Keilrillen basieren, wird in Kap. 4.4.5 auf der Grundlage des in dieser Arbeit eingeführten universellen Rillenfaktors ein generisches, von der verwendeten Rillenform unabhängiges Lebensdauermodell erarbeitet, das für Rund-, Sitz- und Keilrillen gültig ist.

Einfluss der Seilkonstruktion auf die Pressungsbeanspruchung

Bei der Auslegung von Aufzugsseiltrieben nach **EN 81-1** Anhang N wird abhängig von den D/d -Verhältnissen und der Treibrillenform eine zulässige minimale Seilsicherheit

S_f berechnet. Die verwendete Seilkonstruktion wird hierbei nicht berücksichtigt. Je höher die Mindestbruchkraft der Seile, umso kompakter ist der Aufzugsseiltrieb, der sich auf der Grundlage einer Auslegung nach EN 81-1 realisieren lässt. Stahleinlageseile sind im Vergleich zu Fasereinlageseilen daher deutlich attraktiver. Mit ihnen lässt sich die Anzahl der benötigten parallelen Seile z und das D/d -Verhältnis vermindern ohne die zulässige Seilsicherheit zu unterschreiten.

Bei dieser Betrachtungsweise wird jedoch übersehen, dass trotz gleicher Seilsicherheit die Pressungsbeanspruchung eines Seils mit Stahleinlage infolge der höheren Seilzugkraft deutlich höher ist als die eines Fasereinlageseils. Im Folgenden ist dargestellt was dies in der Praxis bedeutet.

Entsprechend **EN 12385-5** wird die Mindestbruchkraft $F_{\min}$ in kN für Aufzugsseile wie folgt berechnet:

$$F_{\min} = \frac{K \cdot d^2 \cdot R_r}{1000} \quad (2.14)$$

Dabei ist d der Nenndurchmesser des Seils, R_r die Seilfestigkeitsklasse und K der empirische Faktor für die Mindestbruchkraft einer gegebenen Seilklasse entsprechend Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1: Faktoren zur Berechnung der Mindestbruchkraft gemäß EN 12385-5

Seilklassen gemäß EN 12385-5	Faktor für die Mindestbruchkraft
6x19 mit Fasereinlage (6x19S, 6x25F, 6x19W)	$K=0,330$
8x19 mit Fasereinlage (8x19S, 8x25F, 8x19W)	$K=0,293$
8x19 mit Stahleinlage (8x19S, 8x25F, 8x19W)	$K=0,356$

Die für die Pressungsbeanspruchung maßgeblich bestimmende Seilzugkraft S (in N) ergibt sich aus der Mindestbruchkraft der jeweiligen Seilkonstruktion gemäß Gl. 2.14 und der gewählten Seilsicherheit

$$S_f = \frac{F_{\min}}{S} \Rightarrow S = \frac{K \cdot d^2 \cdot R_r}{S_f} \quad (2.15)$$

Mit dem Rillenfaktor r kann die spezifischen Pressung entsprechend **Donandt 1927** berechnet werden

$$k_{\max} = \frac{S}{d \cdot D} \cdot r = \frac{K \cdot d \cdot R_r}{D \cdot S_f} \quad (2.16)$$

Berücksichtigt man nun die von **Hymans/Hellborn 1927** genannte zulässige Maximalpressung von $k_{\max}=900 \text{ N/cm}^2$ so kann durch Umformung von Gl. 2.16 in Abhängigkeit vom D/d und der entsprechend **EN 12385-5** gewählten Seilklasse die maximal zulässige Seilsicherheit S_f berechnet werden

$$S_f = \frac{d}{D} \cdot \frac{K \cdot R_r}{9 \text{ N/mm}^2} \cdot r \quad (2.17)$$

Vergleicht man mit Hilfe dieser Formel die erforderlichen Mindestseilsicherheiten von Fasereinlageseilen und Stahleinlageseilen wird deutlich welchen Einfluss die Wahl der Seilkonstruktion auf die Pressungsbeanspruchung hat. In Bild 2.5 ist dargestellt, welche Mindestseilsicherheit erforderlich ist, um bei einem gegebenem D/d -Verhältnis von 40 eine Maximalpressung von 900 N/cm^2 nicht zu überschreiten. Die gestrichelten Linien repräsentieren die Seilklasse 8x19 mit Fasereinlage, die durchgezogene Linie die Seilklasse 8x19 mit Stahleinlageseile. Beide Seilklassen entsprechen der Seilfestigkeitsklasse $R_r=1570 \text{ N/mm}^2$.

Während beispielsweise in Treibscheiben mit 90° -Sitzrille und $D/d=40$ eine Seilsicherheit $S_f=12,7$ für Fasereinlageseil noch ausreichend ist, um die maximal zulässige Pressung nicht zu überschreiten, erfordert der Einsatz von Stahleinlageseilen bereits eine Seilsicherheit von mehr als 15,4. In einer 35° -Keilrille mit $D/d=40$ darf das Stahleinlageseil nur mit einem Seilsicherheitsfaktor $S_f=24$ eingesetzt werden oder das D/d -Verhältnis muss auf mindestens 49 erhöht werden, im Vergleich zu einem Fasereinlageseil mit $S_f=20$ und $D/d=40$.

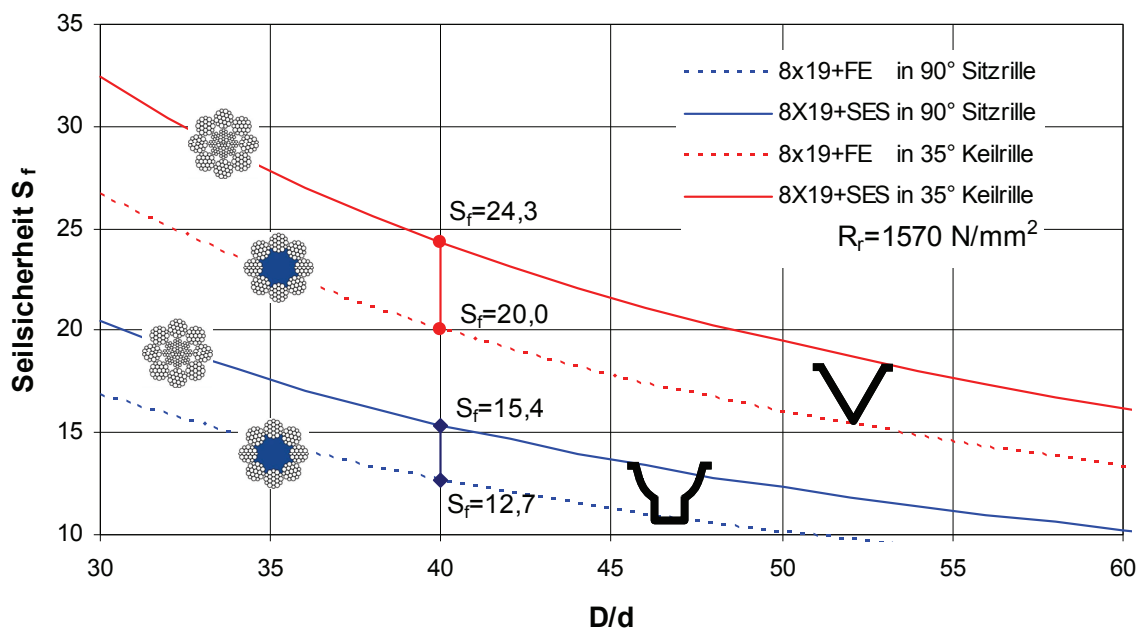


Bild 2.5: Erforderliche Mindestseilsicherheit S_f zur Begrenzung der Pressung auf 900 N/cm^2

Diese Analyse zeigt, dass gerade bei Treibscheibenaufzügen der Einflussparameter Pressung bei einem Lebensdauermodell für Aufzugsseile nicht alleine auf Basis des verwendeten Seilsicherheitsfaktors erfolgen kann. Aufgrund der unterschiedlichen Mindestbruchkräfte von Seilkonstruktionen mit Faser- und Stahleinlage ist es erforderlich die tatsächliche wirkende Pressung zu berücksichtigen. Wie in der Lebensdauer Gleichung von Feyrer (Gl. 2.1) für Rundrillen ohne Traktionsübertragung muss auch bei der Seillebensdauerprognose in Aufzugsseiltrieben mit Sitz- oder Keilrillen die ge-

naue Pressungsbeanspruchung und damit zwingend der Faktor K und die verwendete Seilfestigkeitsklasse berücksichtigt werden.

2.2.2. Traktionsübertragung, Seilschlupf und Seilverschleiß

Verglichen mit Seiltrieben ohne Traktionsübertragung werden Aufzugseile durch die Übertragung von Antriebs- und Bremskräften zwischen Treibrille und Seil besonders beansprucht. Die Kraftübertragung erfolgt durch Reibschluss zwischen Treibscheibe und Seil, wobei die Drähte des Seils nicht nur durch Pressungsbeanspruchung sondern auch durch zusätzliche Verschleißvorgänge geschädigt werden. Die Analyse dieser Schädigungsmechanismen erfordert eine grundlegende Betrachtung des Traktionssystem im Treibscheibenaufzug.

2.2.2.1. Traktionsbedarf

Der Traktionsbedarf T_B einer Aufzugsanlage, d.h. das während des Betriebs an der Treibscheibe anliegend maximale Seilkraftverhältnis S_1/S_2 , ist von verschiedenen Faktoren abhängig.

Neben aufzugsspezifischen Eigenarten, wie die Art der Aufhängung oder die Verwendung von Gewichtsausgleichsseilen, ist der benötigte Traktionsbedarf von den Parametern Kabinengewicht F , Gegengewicht G , Nutzlast Q , Eigengewicht der Tragseile G_S und der Fahrkorbbschleunigung a abhängig.

Für eine Aufzugsanlage ohne Gewichtsausgleichsorgane mit einfacher Einscherung entsprechend Bild 1.2 ergibt sich der dynamische Traktionsbedarf T_B aus dem Verhältnis der Seilzugkräfte auf der Fahrkorbseite S_1 und auf der Gegengewichtsseite S_2 gemäß

$$T_B = \frac{S_1}{S_2} = \frac{(F + Q + G_S) \cdot (g + a)}{G \cdot (g - a)}. \quad (2.18)$$

2.2.2.2. Traktionskapazität (Treibfähigkeit)

Vorraussetzung für den sicheren Aufzugsbetrieb ist, dass die vorhandene Traktionskapazität T_K in allen Betriebszuständen grösser ist als der benötigte Traktionsbedarf T_B

$$T_B < T_K. \quad (2.19)$$

Die auf Reibschluss beruhende Verbindung zwischen Seil und Treibscheibe darf nicht versagen, da es sonst zu einem Absturz des Gegengewichts oder - bei voller Beladung - zum Absturz des Fahrkorbs kommt.

Die Berechnung der Traktionskapazität erfolgt auf der Grundlage der Formel von **Eytelwein 1808** mit Berücksichtigung einer von der Rillenform abhängigen Reibungszahl als Funktion $f(\mu)$

$$T_K = e^{f(\mu)\beta} \quad (2.20)$$

Hymans/Hellborn 1927 und **Donandt 1927** haben ein Berechnungsverfahren für Halbrund-, Sitz- und Keilrillen vorgestellt, welches auch in der **TRA 003** und **EN 81-1** Anhang M zur Ermittlung der Treibfähigkeit verwendet wird.

Für Halbrundrillen und Halbrundrillen mit Unterschnitt (Sitzrillen) gilt als Reibungszahl

$$f(\mu) = \mu \cdot \frac{4 \cdot \left(\cos \frac{\gamma}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{\pi - \alpha - \gamma - \sin \alpha + \sin \gamma} \quad (2.21)$$

und für gehärtete Keilrillen

$$f(\mu) = \mu \cdot \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (2.22)$$

Bei ungehärteten Keilrillen entspricht die Rillenform bereits nach kurzer Betriebszeit der einer Halbrundrille, weshalb sie zusätzlich mit Unterschnitt ausgeführt werden müssen und ihre Reibungszahl entsprechend Gl. 2.21 berechnet wird.

2.2.2.3. Traktionsgrad

Um unterschiedliche Traktionssysteme und die darin vorkommenden Betriebszustände vergleichen zu können wird im Rahmen dieser Arbeit eine neue Kenngröße, der Traktionsgrad η , eingeführt und durchgängig angewendet. Der Ausnützungsgrad der im Traktionssystem vorhandenen Traktionskapazität - kurz Traktionsgrad η - wird gemäß Gleichung 2.23

$$\eta = \frac{T_B - 1}{T_K - 1} \quad (2.23)$$

definiert als das Verhältnis von benötigtem Traktionsbedarf T_B zur theoretisch vorhandenen Traktionskapazität T_K . Die Traktionskapazität T_K entsprechend Gleichung 2.20 ist abhängig von Rillengeometrie, Reibwert und Umschlingungswinkel an der Treibscheibe. Mit dem Traktionsgrad ist eine geeignete Bezugsgröße gegeben um in den nachfolgenden Kapiteln die Traktionsbeanspruchung eines über die Treibscheibe laufenden Seilstücks beurteilen und vergleichen zu können.

2.2.2.4. Reibwert in Treibscheiben

Auf der Basis seiner experimentellen Untersuchungen mit Formrillen gibt Donandt einen Reibwert von $\mu=0,09$ für die Auslegung von Aufzugsseiltrieben an. Bei diesem Wert handelt es sich um den niedrigsten Reibwert, den er in seinen Versuchen ermittelt hat.

Für die Treibfähigkeitsberechnung gemäß EN 81-1 wird der Reibwert μ zwischen Seil und Rillenoberfläche abhängig vom betrachteten Betriebsfall angenommen. Während

beim statischen Fall „Beladen des Fahrkorbs“ ein konstanten Reibwert von $\mu=0,1$ verwendet wird, ist beim dynamischen Fall „Nothalt“ eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwerts

$$\mu = \frac{0,1}{1 + \frac{v}{10}} \quad (2.24)$$

zu berücksichtigen.

Der vorgeschriebene rechnerische Nachweis, dass ein unbeabsichtigtes Anheben des Fahrkorbes bei Pufferfahrt des Gegengewichts nicht möglich ist muss mit einem viel höheren Reibwert $\mu=0,2$ erbracht werden.

Molkow 1982 hat in seinen experimentellen Untersuchungen gezeigt, dass dieses Berechnungsverfahren in der Praxis genügend Sicherheitsreserven bietet, so dass weitere Faktoren, welche den Reibwert und damit die verfügbare Traktionskapazität beeinflussen, für die Aufzugsauslegung nicht berücksichtigt werden müssen.

Untersuchungen, wie beispielsweise von **Molkow 1982**, **Recknagel 1972**, bei denen der auftretende Seilschlupf und die Reibwerte experimentell ermittelt wurde, zeichnen ein sehr viel komplexeres Bild bezüglich der Vorgänge im Traktionssystem. Die Kontaktfläche Treibscheibe-Seil kann entsprechend diesen Untersuchungen nicht als einfache Materialpaarung Stahl/Stahl im Sinne einer Festkörperreibung mit konstantem Reibwert betrachtet werden. Eine Vielzahl von Parameter beeinflusst den Reibwert. Hierzu gehören beispielsweise Seilschmierung, Flächenpressung, verwendete Seilkonstruktion, Rillenwerkstoff und -härte und Verschleiß von Seil und Rille.

Infolge der unvermeidbaren Relativbewegung zwischen Seil und Treibrille kann darüber hinaus auch nicht eindeutig definiert werden, ob ein Haftreibwert oder ein Gleitreibwert entscheidend für die verfügbare Traktionskapazität ist. Dass sich der Reibwert unter bestimmten Bedingungen sogar sprunghaft ändern kann zeigen Stick-Slip-Erscheinungen, welche ebenfalls bereits von Donandt und Recknagel beobachtet wurden.

2.2.2.5. Seilschlupf

Für die Lebensdauer von Aufzugsseilen spielt die Treibfähigkeitsberechnung indirekt eine Rolle da sie, wie in Kap. 4 gezeigt wird, die Grundlage für eine Vorhersage des auftretenden Seilverschleißes und die damit einhergehende Lebensdauerminderung darstellt.

Abhängig vom Ausnützungsgrad der maximal möglichen Treibfähigkeit kommt es im Traktionssystem zu Relativbewegungen zwischen Treibscheibenrille und Tragseil. Im Traktionssystem treten dabei verschiedene Relativbewegungen und Schlupfformen auf. Eine Schlupfart ist der Dehnungsschlupf der auch als Seilschleichung (rope creep) bezeichnet wird.

In Bild 2.6 ist das idealisierte Modell der Seilschleiche gemäß **Hymans/Hellborn 1927** dargestellt. Dabei wird angenommen, dass eine Relativbewegung zwischen Seil und Treibscheibe nur in einer klar abgegrenzten Schleichzone stattfindet.

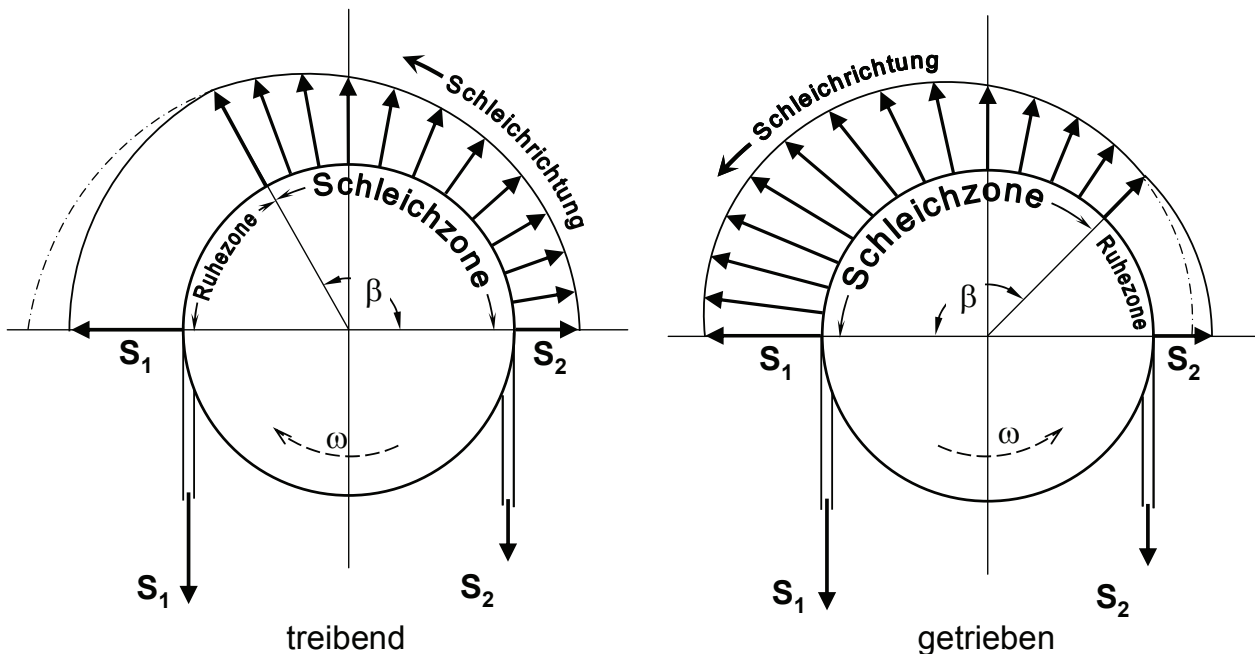


Bild 2.6: Modell der Seilschleiche entsprechend Hymans/Hellborn 1927

Die Voraussetzung für das Auftreten von Dehnungsschlupf sind unterschiedliche Seilzugkräfte auf beiden Seiten der Treibscheibe. Abhängig von der jeweiligen Seilzugkraft werden die Seilstücke auf den beiden Seiten der Treibscheibe unterschiedlich stark gedehnt. Um diesen Dehnungsunterschied beim Überrollen der Treibscheibe auszugleichen, tritt im Bereich der Schleichzone eine tangentielle Rutschbewegung des Seiles auf. Unabhängig von der Drehrichtung gleitet das Seil dabei immer in die Richtung der größeren Seilkraft S_1 . **Atrops 1961** konnte durch experimentelle Ermittlung des Kraftverlaufs in Perlenseilen während der Überrollung von Treibscheiben nachweisen, dass der tatsächliche Seilkraftverlauf dem Modell von Eytelwein mit einer Schleich- und Ruhezone weitestgehend entspricht. Darüber hinaus stellte er fest, dass sich bei unelastischen Rillenmaterialien, bei den von ihm verwendeten Holz- bzw. Aluminiumtreibscheiben, die Seilkräfte im Verlauf der Schleichzone nicht stetig, sondern sich sprunghaft ändern. Zwischen den Seilabschnitten bauen sich beim Überrollen der Seilscheibe Zugspannungen auf, die durch ruckartige Gleitvorgänge ausgeglichen werden, sobald die Grenze der Haftreibung überschritten wird.

Der Laufradiusschlupf wird ebenfalls durch die unterschiedlichen Seilkräfte S_1 und S_2 hervorgerufen. Gemäß den Versuchsergebnissen von **Molkow 1982** tritt er vor allem bei Rillenprofilen wie der Keil- oder Sitzrille auf kann jedoch auch bei Rundrillen nachgewiesen werden. Durch die Seilkraftdifferenz wird das Seil unterschiedlich tief in die Rille eingezogen und ein Laufradiusunterschied Δr entsteht beim Auf- und Ablauf des

Seiles auf der Treibscheibe. Da das Seil eine konstante Geschwindigkeit besitzt, müssen diese unterschiedlichen Laufradien durch Seilschlupf ausgeglichen werden.

In Zusammenhang mit dem Laufradiusschlupf erwähnt bereits **Donandt 1927**, dass der Laufradius bei treibender Seilscheibe im Vergleich zur getriebenen Treibscheibe kleiner ist. Dieses Verhalten konnte Molkow in seinen Versuchen bestätigen. Bei der treibenden Seilscheibe wird der Seilstrang mit der größeren Seilzugkraft S_1 bereits kurz nach dem Auflaufen tief in die Rille gezogen und durch die Klemmwirkung dort gehalten. Selbst wenn in der Schleichzone die Seilzugkraft wieder kontinuierlich kleiner wird behält der Seilquerschnitt seinen Laufradius bei und verlässt diese Position erst wieder kurz vor dem Ablaufpunkt. Bei getriebener Seilscheibe läuft das Seil mit niedriger Seilzugkraft S_2 und entsprechend großem Laufradius auf. Über die gesamte Strecke des Ruhebogens bleibt der Seilquerschnitt in dieser hohen Position. Erst in der Schleichzone mit zunehmender Seilzugkraft wandert er kontinuierlich tiefer. Der kleinste Laufradius, welcher der Seilzugkraft S_1 entspricht, stellt sich bei der getriebenen Seilscheibe erst kurz vor dem Ablauf an einem kurzen Abschnitt des Umschlingungsbogens ein.

Bei einer aufeinander folgenden Hub- und Senkbewegung mit markiertem Seil und Seilscheibe entsteht durch die unterschiedlichen Laufradien fälschlicherweise der Eindruck, dass das Seil auf der Treibscheibe gerutscht sei. Diese Erscheinung wird scheinbarer Laufradiusschlupf genannt.

Aus der zusätzlichen Klemmwirkung ergibt sich bei treibender Seilscheibe eine größere Traktionskapazität verglichen mit getriebener Seilscheibe. Dies konnte ebenfalls bereits von **Donandt 1927** in Versuchen bestätigt werden. Für die praktische Auslegung von Aufzugsseiltrieben hat dieser Effekt jedoch keine Bedeutung da immer der ungünstigste Fall berücksichtigt werden muss. Dies zeigt ebenfalls, dass die Treibfähigkeitsberechnung gemäß **Eytelwein 1808** mit konstanten Reibwerten nur eine idealisierte Betrachtung der Vorgänge im Traktionssystem ermöglicht.

Von Gleitschlupf spricht man, wenn das Seil auf der Treibscheibe über dem ganzen Umschlingungsbogen gleitet. Theoretisch tritt Gleitschlupf erst auf, wenn der erforderliche Traktionsbedarf T_B größer ist als die zur Verfügung stehende Traktionskapazität T_K . Die benötigte Schleichzone erstreckt sich dann über den gesamten Umschlingungsbogen. Es ist keine Ruhezone mehr vorhanden und das Seil rutscht über die gesamte Länge. Die Untersuchungen von Molkow zeigen jedoch, dass die Grenze des Übergangs zum Gleitschlupf nicht eindeutig anhand der Treibfähigkeitsberechnung gemäß **TRA 003** und **EN 81-1** bestimmt werden kann. Entgegen der idealisierten Annahme einer klar zu definierenden Grenze setzt der Gleitschlupf bereits bei Seilkraftverhältnissen ein die kleiner sind als gemäß Treibfähigkeitsberechnung ermittelt.

In Bild 2.7 sind die verschiedenen Arten des Schlupfes für eine Treibscheibe mit Keilrille aufgetragen, vgl. **Molkow 1982**.

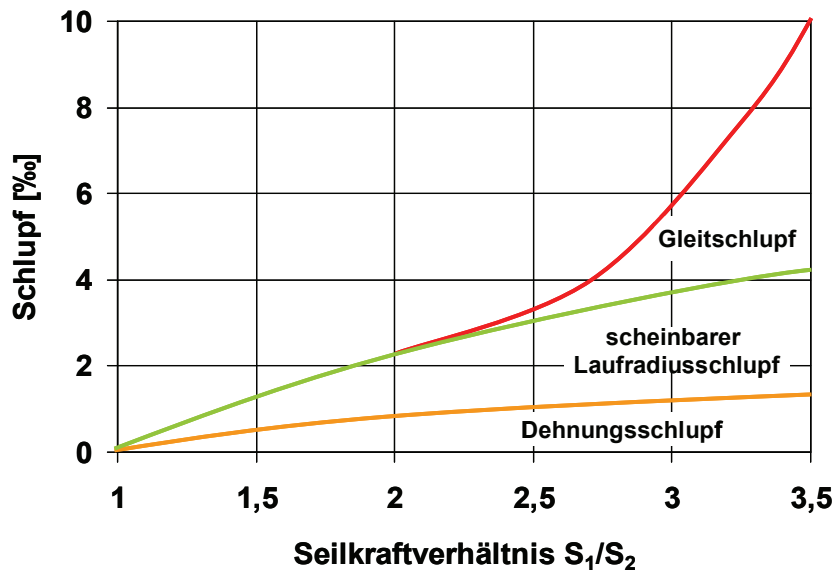


Bild 2.7: Aufgliederung in Schlupfarten nach Molkow 1982

Da die erwähnten Schlupfarten zumeist nicht einzeln auftreten, werden sie zu einem Gesamtschlupf zusammengefasst.

Eine besondere Form des Gleitschlupfes stellt der so genannten Zwangsschlupf dar. Er tritt bei mehrrolligen Treibscheiben auf, wenn die Rillen durch Fertigungsungenauigkeiten oder unterschiedlichen Verschleiß verschiedene Durchmesser haben.

2.2.2.6. Seilverschleiß und Reibungsarbeit

Die Verschleißvorgänge im Aufzugsseiltrieb sind gekennzeichnet durch die Abtragung von Partikeln der Reibpartner Stahlseil und Treibscheibe.

Der Materialabtrag kann hierbei durch unterschiedliche Verschleißmechanismen erfolgen. Gemäß **Czichos/Habig 2003** können bei Verschleißvorgängen sowohl bruchmechanische als auch stoffliche Wechselwirkungen zwischen den Reibpartnern auftreten.

Stoffliche Wechselwirkungen

- Durch Adhäsion kann es zu einer kurzzeitigen chemischen Bindung mit anschließender Separierung der Stoffe kommen. Dies kann ein so genanntes „Fressen“ der Kontaktflächen hervorrufen, bei dem ein Materialabtrag bzw. Übertrag stattfindet.
- Tribochemische Mechanismen sind aufgrund der übermäßiger Flächenpressung und erhöhter Temperatur hervorgerufene chemische Reaktionen der Reibpaarungen mit Zwischenstoffen oder Umgebungsstoffen. Hierzu gehört beispielsweise auch der Reibrost.

Bruchmechanische Wechselwirkungen

- Als Abrasion werden Pflüg- und Spanvorgänge bezeichnet, bei denen Material mechanisch abgetragen wird.
- Die Oberflächenzerrüttung bezeichnet eine Werkstoffermüdung, welche durch Spannungen in der Kontaktfläche der Reibpaarung hervorgerufen wird.

Da im Traktionssystem Stahlseil-Treibscheibe die Seile geschmiert werden, tritt keine reine Festkörperreibung sondern Grenz- bzw. Mischreibung auf. Nach **DIN 50320** wirken in solchen Tribosystemen alle vier der genannten Verschleißmechanismen und überlagern einander. Die Gesamtschädigung durch Seilverschleiß ist abhängig von verschiedenen Verschleißarten und Parametern.

Makroskopisch wird der Verschleiß im Traktionssystem als Verschleißellipsen (vgl. Bild 2.9) an den Außendrähten der Seile und als Veränderung der Rillengeometrie der Treibscheibe sichtbar. Der äußere Seilverschleiß führt zu einer Reduktion der metallischen Querschnittsfläche. In **Briem 1994** und **Briem 1995** wird am Beispiel von einfachen Seilkonstruktionen dargestellt welche Auswirkungen der Seiloberflächenverschleiß auf die Querschnittsminderung und damit auf die Restbruchkraft hat. Bei laufenden Aufzugsseilen führt eine Reduktion der Außendrahtquerschnittsfläche zu einer erhöhten Zug- und Biegebeanspruchung da sich in den verschlissenen Drähten die auftretenden Spannungsspitzen erhöhen. In der Folge kommt es zu einer deutlich schneller voranschreitenden Drahtbruchentwicklung im Vergleich zu Seilen ohne Traktionsbeanspruchung.

Die Größe des Verschleißes, d.h. das Verschleißvolumen, ist u. a. abhängig von der im Tribosystem verrichteten Reibungsarbeit W_{RB} , welche sich wiederum aus der Reibungskraft F_{RB} und dem zurückgelegten Gleitweg s ergibt

$$W_{RB} = F_{RB} \cdot s \quad . \quad (2.25)$$

Wie im vorigen Kapitel gezeigt, wird der äußere Seilverschleiß in Treibscheibenaufzügen durch verschiedene Formen der Relativbewegung zwischen Treibscheibe und Seil hervorgerufen. In diesem Zusammenhang weist bereits **Janovsky 1985** darauf hin, dass sowohl radiale als auch tangential Relativbewegungen einen Verschleiß der Treibscheibe und damit auch des Seils bewirken.

Radialverschleiß

Aufgrund ihrer Querelastizität und der wirkenden Seilzugkraft werden die Aufzugsseile beim Lauf über Treibscheiben mit Formrinne tief in die Seilrillen eingezogen.

Beim Auf- und Ablaufen auf die Treibscheibe gleiten die anliegenden Drahtkuppen radial über die Rillenflanken der Keil- und unterschrittenen Sitzrinne und unterliegen dabei einem Verschleiß, siehe Bild 2.8.

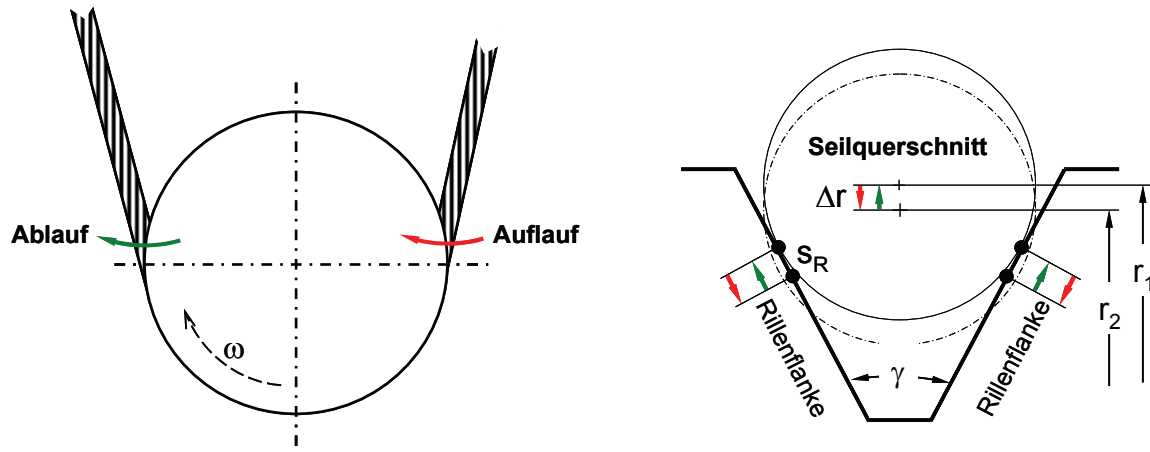


Bild 2.8: Radialverschleiß des Seils beim Auf- und Ablaufen auf einer Treibscheibe mit Keilrille

Anders als beim Laufradiusschlupf in Seillängsrichtung ist beim radialen Gleitvorgang die Größe des Seilkraftverhältnis S_1/S_2 unerheblich. Die Länge der Radialgleitstrecke s_R auf der Rillenflanke ist nur von der maximalen Eindringtiefe Δr des Seilquerschnitts (vgl. Bild 2.8) und damit von der maximal auftretenden Seilkraft abhängig

$$s_R = \frac{\Delta r}{\cos \frac{\gamma}{2}} \quad (2.26)$$

Radialverschleiß tritt stets auch in Dauerbiegemaschinen ohne Treibkraftübertragung auf, insbesondere bei Keilrillen. Bei Rundrillen oder unterschrittenen Rundrillen werden die Seile weniger stark in die Rille eingezogen, es tritt nur geringer Radialverschleiß auf.

Der Radialverschleiß in der Keilrille, siehe Bild 2.9, ist vergleichbar mit den in der Arbeit von **Schönherr 2005** beschriebenen Reibungs- und Verschleißvorgängen auf der Rillenflanke von Rundrillen bei seitlicher Seilablenkung.

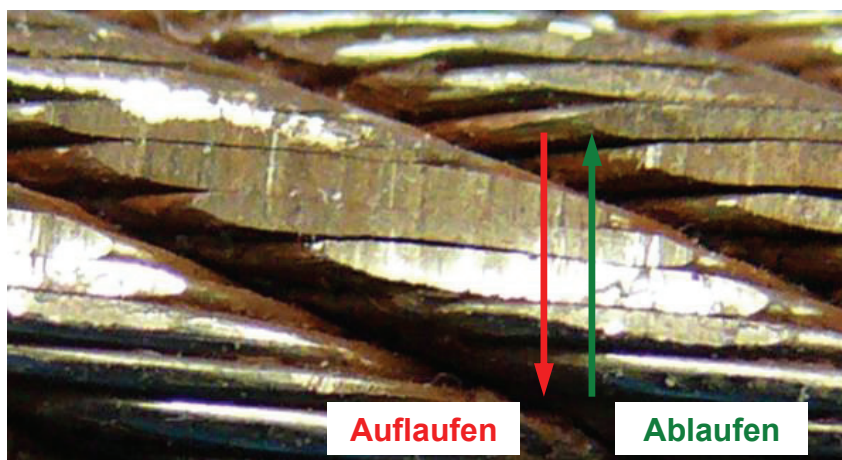


Bild 2.9: Abgelegtes Versuchsseil mit erheblichem Radialverschleiß (Biegeversuche mit Keilrille ohne Treibkraftübertragung, Pfeile bezeichnen Gleitrichtung beim Auf-/Ablaufen des Seils)

Dort tritt der Gleitverschleiß allerdings nur auf einer Seilseite auf und ist zusätzlich von einem Wälzvorgang überlagert.

Je Biegewechsel (Auf- und Ablaufen) beträgt die Verschleißstrecke auf der Rillenflanke $2s_R$.

Der Radialverschleiß ist von den folgenden Faktoren abhängig:

- Rillengeometrie
- Seilquerverelastizität (Eindringtiefe)
- Maximale Seilkraft S_2
- Winkelgeschwindigkeit der Treibscheibe
- Schmierung
- Seilkonstruktion (Anzahl der in der Formrinne aufliegenden Drähte und Litzen)

Tangential-/ Seillängsverschleiß

Oberflächenverschleiß, der durch Relativbewegung in Seillängsrichtung hervorgerufen wird, tritt ausschließlich bei Seiltrieben auf, in den eine Traktionskraft übertragen wird. Er kann durch Laufradiusschlupf, Dehnungsschlupf oder Gleitschlupf hervorgerufen werden.

Die Gleitstrecke s_L infolge Laufradiusschlupf ergibt sich aus der Differenz der Laufradien $r_1 - r_2 = \Delta r$ bezogen auf den Auflaufradius r_1 und dem zurückgelegten Seilhub h

$$s_{Lh} = \frac{\Delta r}{r_1} \cdot h \quad . \quad (2.27)$$

Je Treibscheibenüberrollung ist die Gleitstrecke s_L

$$s_L = \frac{\Delta r}{r_1} \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \frac{\beta}{180^\circ} = \frac{\Delta r \cdot \pi \cdot \beta}{180^\circ} \quad . \quad (2.28)$$

Der Zwangsschlupf, der bei mehreren parallelen, über eine gemeinsame Seilscheibe laufenden Seilsträngen entsteht, ist vergleichbar mit dem Laufradiusschlupf. Die verschiedenen Laufradien werden hierbei jedoch durch unterschiedliche Rillentiefen, z.B. aufgrund von Fertigungstoleranzen oder ungleichförmigen Rillenverschleiß hervorgerufen. Ist der Laufradiusunterschied bekannt, so lässt sich die Gleitstrecke bei einer Überrollung ebenfalls entsprechend Gl. 2.27 berechnen.

Die aufgrund von Dehnungsschlupf entstehende Gleitstrecke s_D je Überrollung ergibt sich in Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls E , der metallischen Querschnittsfläche A des Seils und der Treibkraft F_T .

Mit

$$F_T = S_1 - S_2 \quad (2.29)$$

folgt

$$s_D \approx \frac{S_1 - S_2}{A \cdot E} \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \frac{\beta}{180^\circ} = \frac{F_T}{A \cdot E} \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \frac{\beta}{180^\circ} . \quad (2.30)$$

Die Gleitstrecke aufgrund von Gleitschlupf s_G ergibt sich aus der Differenz von zurückgelegtem Treibscheibenweg und Seilweg, wobei die durch den scheinbaren Laufradiuschlupf und den Dehnungsschlupf verursachte Wegdifferenz berücksichtigt, d.h. von der Gesamtdifferenz abgezogen werden muss.

Bereits Molkow weist darauf hin, dass die Vorstellung vom Gleitschlupf - der schlagartig auftritt sobald der verfügbare Umschlingungsbogen kleiner ist als der benötigte Arbeitsbogen - nicht zutrifft. Aufgrund unterschiedlicher Reibungszustände im Verlauf des Seileingriffs auf der Treibscheibe gibt es keine klare, numerisch zu ermittelnde Traktionsgrenze. Dies liegt daran, dass sobald ein Seilkraftverhältnis an der Treibscheibe wirkt immer auch Dehnungs-, Laufradiuschlupf und radiales Gleiten vorhanden sind. Diese Gleitvorgänge finden während der Überrollung des Seils unabhängig von der nach Eytelwein zu berechnenden theoretischen Treibfähigkeitsgrenze statt. Durch die hierbei hervorgerufenen, sich ständig verändernden Relativgeschwindigkeiten der Berührstellen an den Drahtkuppen kann nicht davon ausgegangen werden, dass über den gesamten Umschlingungsbogen ein einheitlicher, konstanter Haftreibungskoeffizient wirkt. So ist es selbst bei bereits einsetzendem Gleitschlupf möglich das übertragbare Drehmoment noch weiter zu steigern bevor es zu einem völligen Versagen des Traktionssystems kommt andererseits tritt aber auch bereits bei Seilkraftverhältnissen weit unterhalb der ermittelten Traktionsgrenze ein gewisser Gleitschlupf auf wenn die lokalen Reibwerte aufgrund der unvermeidlichen Relativbewegungen an den Kontaktstellen geringer sind als der für die Treibfähigkeitsberechnung gemäß Eytelwein angenommenen Haftreibungskoeffizienten.

Die Größe des Gleitschlupfs, der durch die Bewegung über den gesamten Umschlingungsbogen charakterisiert ist, ist abhängig vom Verhältnis der verfügbaren Traktionskapazität T_B zur benötigten Traktionskapazität T_K . Da die tatsächlich wirkenden Reibwerte an den Kontaktstellen zusätzlich von deren Relativgeschwindigkeit abhängen müssen noch weitere Faktoren wie beispielsweise die Seillaufgeschwindigkeit v_s einen Einfluss auf die Größe des Gleitschlupfs haben.

$$s_G = f\left(\frac{T_B}{T_K}, v_s\right) . \quad (2.31)$$

Die bei einer Überrollung zwischen Seil und Treibscheibe auftretende Gesamtreibungsstrecke ergibt sich aus der Summe der bereits beschriebenen Einzelkomponenten

$$s = 2\vec{s}_R + \vec{s}_L + \vec{s}_D + \vec{s}_G . \quad (2.32)$$

Während **Hymans/Hellborn 1927** die Hypothese aufstellten, dass der Treibscheibenverschleiß proportional zur Reibarbeit gemäß Gleichung 2.25 ist, wird in den beiden Veröffentlichungen **Gräbner 1963** und **Gräbner 1966** auf der Grundlage von theoretischen und experimentellen Untersuchungen gezeigt, dass die spezifische Pressung eine enorme Bedeutung für die Abnutzung der Aufzugstreibscheiben hat. Gräbner zeigt, dass der auftretende Treibscheibenverschleiß proportional zum Produkt von Seilschleichung (Dehnungsschlupf) und spezifischer Pressung ist. Auch die von **Yokota 1985** vorgestellte Untersuchung, in der sowohl der Treibscheiben- als auch der Seilverschleiß untersucht werden, zeigt einen ähnlichen Zusammenhang. Die von Yokota beschriebene Formel basiert auf der von **Holm 1998** und **Archard 1953** postulierten Verschleißbeziehung. Das Verschleißvolumen V ergibt sich entsprechend dieser Formel ebenfalls aus dem Produkt von Normalkraft (Pressung) P und Verschleißstrecke s wobei zusätzlich die Härte H des verschleißenden Werkstoffs berücksichtigt und eine Konstante K_J eingeführt wird

$$V = K_J \cdot \frac{P \cdot s}{H} . \quad (2.33)$$

Yokota nimmt auf der Basis dieser theoretischen Betrachtung an, dass die optimale Reibpaarung Seil/Treibscheibe dann gegeben ist, wenn die Verschleißrate von beiden Komponenten gleich ist, weil damit sowohl für die Treibscheibe als auch für das Seil eine ausreichende Lebensdauer erreicht wird. Dies muss aber im Einzelfall hinterfragt werden, da sich im Aufzug ein Austausch der Treibscheibe deutlich aufwändiger gestalten kann als ein Austausch der Seile. Bei seiner Verschleißuntersuchung berücksichtigt Yokota nur die Verschleißstrecke aufgrund von Seildehnung s_D , die anderen dargestellten Relativbewegungen, die ebenfalls zum Seilverschleiß beitragen, bleiben unberücksichtigt. Ein weiteres Problem des vorgeschlagenen Verschleißmodells ist, dass in Treib- oder Keilrillen keine homogenen Rillenpressung P vorhanden ist, die direkt in Gl. 2.33 eingesetzt werden kann. Daher wurde von Yokota vermutlich auch keine Einordnung der ermittelten Versuchsergebnisse in die theoretischen Beziehungen vorgenommen um den Ansatz zu überprüfen.

Reibarbeit und spezifische Verschleißenergie

Geht man von anderen physikalischen Vorstellungen wie Holms und Archard aus, so lassen sich weitere Verschleißhypothesen entwickeln. Weil die Mechanismen von Reibung und Verschleiß eng miteinander verknüpft sind geht das Verschleißmodell von **Kragelskij/Fleischer 1979** von einer elementaren Deformationsenergie jedes Oberflächenkontakts aus. Die Energieanteile der einzelnen Berührungen im Kontaktelement akkumulieren sich zur Bruchenergie und der Verschleißpartikel wird aus der Oberfläche heraus gelöst. Im Falle des abrasiven Verschleißes wird die Energie, die aus lokaler Reibkraft und Gleitweg gebildet wird, verwendet, um den Energiebedarf für die Zerspanung zu decken.

Nach dieser Überlegung liegt es nahe, die dissipierte Reibungsenergie dW_{RB} auf das abgetragene Materialvolumen dV_V zu beziehen. Man erhält eine spezifische Reibungsenergie e_R , die notwendig ist, um eine Volumeneinheit des Materials zu verschleifen

$$e_R = \frac{dW_R}{dV_V} \quad (2.34)$$

Formal kann die Reibungsenergie durch die mittlere Schubspannung $\bar{\tau}$, die nominale Fläche A_0 und den Verschleißweg dx ausgedrückt werden

$$dW_R = \bar{\tau} \cdot A_0 dx \quad (2.35)$$

Verfolgt man diese Verschleißhypothese weiter und versucht sie auf das Verschleißverhalten in Traktionsseiltreiben zu adaptieren so ergibt sich ein neuer viel versprechender Ansatz zur Quantifizierung der Lebensdauerminde rung durch Seilschlupf. Die Gleitstrecke s zwischen Seil und Treibscheibe entspricht dabei dem Verschleißweg dx und das Produkt aus Schubspannung $\bar{\tau}$ und Kontaktfläche A_0 wird direkt mit der relativ einfach zu ermittelnde Traktionskraft F_T substituiert. Die Einbeziehung von F_T in einen möglichen Regressionsansatz ist auch deshalb notwendig und sinnvoll, weil durch F_T entsprechend Gl. 2.29 maßgeblich die Größe des auftretenden Dehnungsschlupfs bestimmt wird.

Der neu entwickelte Ansatz geht davon aus, dass bei der Überrollung der Treibscheibe die dissipierte Reibungsenergie als Maß für die Seilschädigung durch das Produkt von Gesamtreibungsstrecke s entsprechend Gl. 2.32 und der übertragenen Traktionskraft F_T quantifizierbar ist

$$W_R = F_T \cdot s \quad (2.36)$$

In dem später in Kap. 4.4.5 aufgestellten neuen Regressionsansatz zur Berechnung von f_{N3} muss ein entsprechendes Parameterglied daher zwingend aufgenommen werden.

Die dargestellten theoretischen Zusammenhänge zeigen die Komplexität des Seilver schleißes bei der Traktionsübertragung. Die Bestätigung, welche Beziehungen und Parameter bestimmend für die Lebensdauerminde rung von Stahlseilen in Treibscheibenaufzügen sind, kann daher nur durch Versuche erfolgen. Die umfassende Beschreibung der analytischen Zusammenhänge ist jedoch eine notwendige Grundlage, um eine Deutung und Interpretation der Versuchsergebnisse vornehmen zu können.

2.2.3. Seilovalisierung in Treibscheibenaufzügen

2.2.3.1. Ovalisierung in Rundrillen mit Übermaß

Wie in jedem Seiltrieb kommt es auch in Treibscheibenaufzügen zu einer wechselnden Ovalisierung der Seile weil die Rundrillen der Ablenk- oder Umlenkscheiben mit einem gewissen Übermaß ausgeführt sind. Das Übermaß verhindert, dass sich Seile

mit einer normgerechten Durchmessertoleranz von 0 bis +5% in den Rillen verklemmen können. Nach **DIN 15020** werden die Rillen üblicherweise mit einem Rillenradius entsprechend $r/d=0,525$ bis $0,53$ ausgeführt. Abhängig von der Seilzugkraft und Seilquerelastizität passt sich der Seilquerschnitt an die Rillengeometrie an – es kommt zu einer Ovalisierung des Seils. Diese Ovalisierung wurde bereits von **Bechtloff 1969** beschrieben. Später wurden dann erstmals von **Schiffner 1986** die hierbei hervorgerufenen Biege- und Torsionsspannungen berechnet.

Die durch Ovalisierung hervorgerufene Torsionsspannung ist relativ klein, weshalb sie gegenüber den Biegespannungen vernachlässigt werden kann. Die Größenordnung der Biegespannung aufgrund von Seilovalisierung in Rundrillen kann nach **Feyrer 2000** auf der Grundlage der für die Litzenkerndrähte in geradem Seil noch relativ einfach zu bestimmenden Biegespannung σ_{b0} ermittelt werden

$$\sigma_{b0} = \left(\frac{\sin^2 \beta}{R} - \frac{\sin^2 \beta_0}{R_0} \right) \frac{\delta}{2} E \quad (2.37)$$

Hierbei wird angenommen, dass der Querschnitt der Litze konstant ist und der Schlagwinkel der Litze sich nur wenig ändert, so dass $\beta_0 = \beta$ gesetzt werden kann.

Im unverformten runden Seil ist der Windungsradius der Litze R_0

$$R_0 = \frac{d}{2} - \frac{d_L}{2} \quad (2.38)$$

Entsprechend Bild 2.10 ist der Radius R_1 des ovalisierten, an der Rille mit Radius r anliegenden Seils

$$R_1 = r - \frac{d_L}{2} \quad (2.39)$$

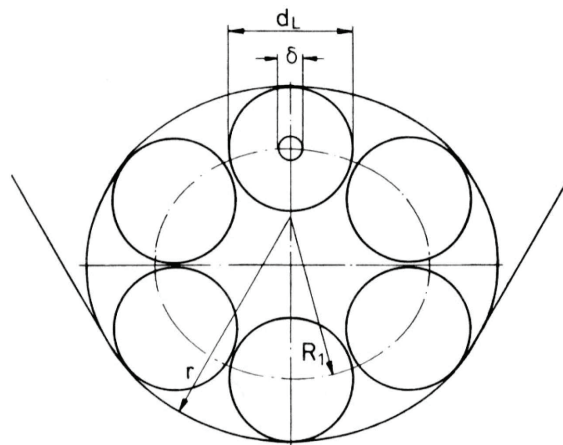


Bild 2.10: Seil mit ovalem Querschnitt in einer Rundrille mit Übermaß, Feyrer 2000

Mit Gleichung 2.37 kann für ein 8-litziges Seale-Seil (entsprechend Versuchsseil A aus Kapitel 3.3) mit einem Elastizitätsmodul von $E=196.000 \text{ N/mm}^2$ die Biegespan-

nung des Litzenkerndrahtes aus der Ovalisierung berechnet werden. Bei einem Kerndrahtdurchmesser $\delta=0,75$ mm, einem Schlagwinkel $\beta=19,5^\circ$ und einem Litzendurchmesser $d_L=2,79$ mm ergibt sich beispielsweise bei einem Rillenradius von $r=0,53d$ eine betragsmäßige Ovalisierungsspannung $|\sigma_{bov}|=175$ N/mm². Bild 2.11 zeigt die auftretende Ovalisierungsspannung im Seil A für Rillenradien $r=0,5d$ bis $r=0,6d$.

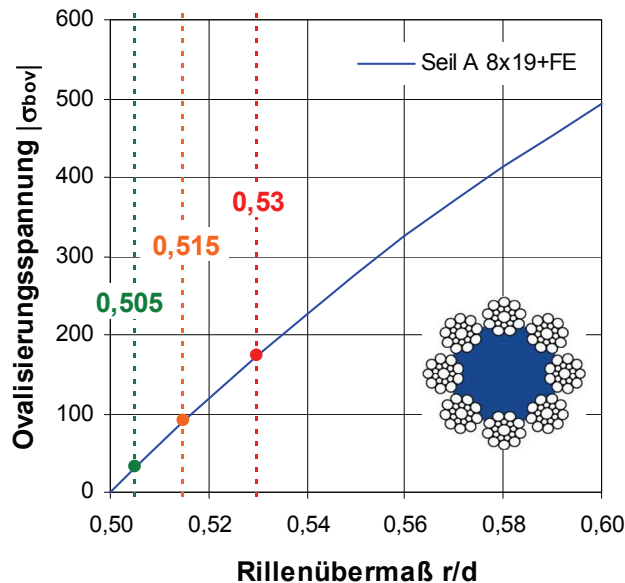


Bild 2.11: Berechnete Ovalisierungsspannung von Versuchsseil A

Bei Betrachtung der unterschiedlichen, in den Versuchen von Kap. 4.1.1 verwendeten Rillenübermaßgrößen r/d , zeigt sich wie gering die Beanspruchungsunterschiede aufgrund unterschiedlicher Ovalisierungsspannungen ausfallen. So beträgt z.B. die Differenz der maximal auftretenden Ovalisierungsspannung einer Rundrille mit $r/d=0,505$ im Vergleich zu einer Rundrille mit $r/d=0,515$ lediglich 59,7 N/mm². Es ist zu erwarten, dass diese geringe Zusatzbeanspruchung die Biegewechselzahlen nicht signifikant beeinflusst. In Kap. 4.1.1 wird diese theoretische Betrachtung durch die Ergebnisse der Dauerbiegeversuche bestätigt. Bei den Versuchen mit Rundrillenübermaßgrößen im Bereich von $r/d=0,505$ bis 0,53 konnten keine Unterschiede hinsichtlich der Seilebensdauer festgestellt werden.

2.2.3.2. Wechselbeanspruchung beim Lauf über Rund- und Formrillen

Läuft das Seil in einem Treibscheibenaufzug mit einfacher Umschlingung über eine Ablenkscheibe mit Rundrille und eine Treibscheibe mit Formrille wird das Seil dabei wechselnd in horizontaler und vertikaler Richtung ovalisiert.

Unter den Annahmen, dass die Ovalisierung des Seils eine Ellipsenform aufweist (siehe Bild 2.12) und die vertikale Verformung des Seils beim Lauf in der Treibscheibenformrille gleich groß ist wie die horizontale Verformung in einer Ablenkscheibe mit

Rundrillenradius r lässt sich die Ovalisierungsspannung σ_{FboV} des Außenlitzenkern-
drahtes (rot) in der Formrille berechnen.

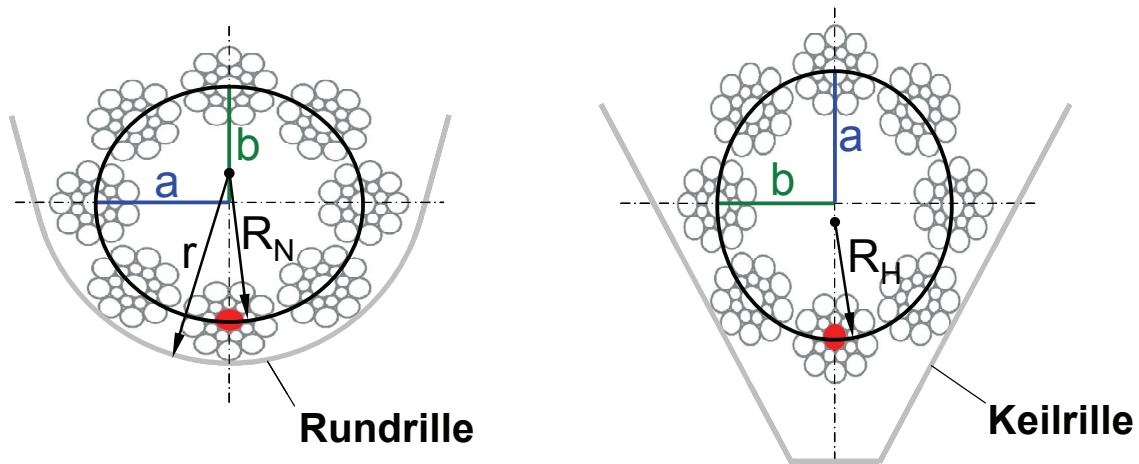


Bild 2.12: Elliptische Ovalisierung des Seils A in der Rundrille mit Übermaß und in der Keilrille

Zwischen dem Krümmungsradius des Ellipsennebenscheitels R_N gemäß Gleichung 2.39 und den Ellipsenhalbachsen a und b besteht der folgende Zusammenhang

$$R_N = \frac{a^2}{b} = r - \frac{d_L}{2} \quad . \quad (2.40)$$

Die Nebenhalbachse a ist damit

$$a = \sqrt{b \cdot \left(r - \frac{d_L}{2} \right)} \quad . \quad (2.41)$$

Bei einer Ellipsenquerschnittsfläche

$$A_E = \pi \cdot a \cdot b \quad , \quad (2.42)$$

die gleich groß ist wie die Querschnittsfläche des unverformten Seilquerschnitts

$$A_K = \pi \cdot R_0^2 \quad (2.43)$$

und mit dem Windungsradius R_0 der Litze folgt

$$\pi \cdot a \cdot b = \pi \cdot R_0^2 \Rightarrow a = \frac{R_0^2}{b} \quad . \quad (2.44)$$

Durch Gleichsetzen mit der Ellipsenhalbachse a nach Gl. 2.41 und Gl. 2.44 folgt

$$b \cdot \sqrt{b \cdot \left(r - \frac{d_L}{2} \right)} = R_0^2 \quad (2.45)$$

bzw.

$$b = \sqrt[3]{\frac{R_0^4}{\left(r - \frac{d_L}{2}\right)}} \quad (2.46)$$

Der für die Ovalisierungsspannung in der Treibscheibenrinne verantwortliche Krümmungsradius des Ellipsenhauptscheitels R_H

$$R_H = \frac{b^2}{a} \quad (2.47)$$

kann durch Einsetzen der Gleichung 2.44 umgeformt werden zu

$$R_H = \frac{b^3}{R_0^2} \quad (2.48)$$

Mit Gleichung 2.46 erhält man für den Krümmungsradius des Ellipsenhauptscheitels R_H

$$R_H = \frac{R_0^2}{\left(r - \frac{d_L}{2}\right)} \quad (2.49)$$

Entspricht die vertikale Ovalisierung in der Keilrinne der Ovalisierung in einer Rundrinne mit $r/d=0,6$ ergibt sich für den Außenlitztenkerndraht des Seils A gemäß Gl. 2.49 ein minimaler Krümmungsradius von $R_H=2,82 \text{ mm}$ und mit Gl. 2.37 eine Ovalisierungsspannung $\sigma_{\text{bov}}=630 \text{ N/mm}^2$.

Die Beanspruchung des Seils beim Lauf in einem Aufzugsseiltrieb mit einer Kombination aus Keil und Rundrinne ist in Bild 2.13 dargestellt. Beim Überrollen der Treibscheibe steigt die Ovalisierungsspannung zunächst auf einen Wert von 630 N/mm^2 . Daran anschließend, nach einer kurzen Entlastung auf der freien Strecke zwischen den Seilscheiben, erfährt das Seil auf der Ablenkscheibe eine entgegengesetzte Beanspruchung durch eine Ovalisierungsspannung von -175 N/mm^2 .

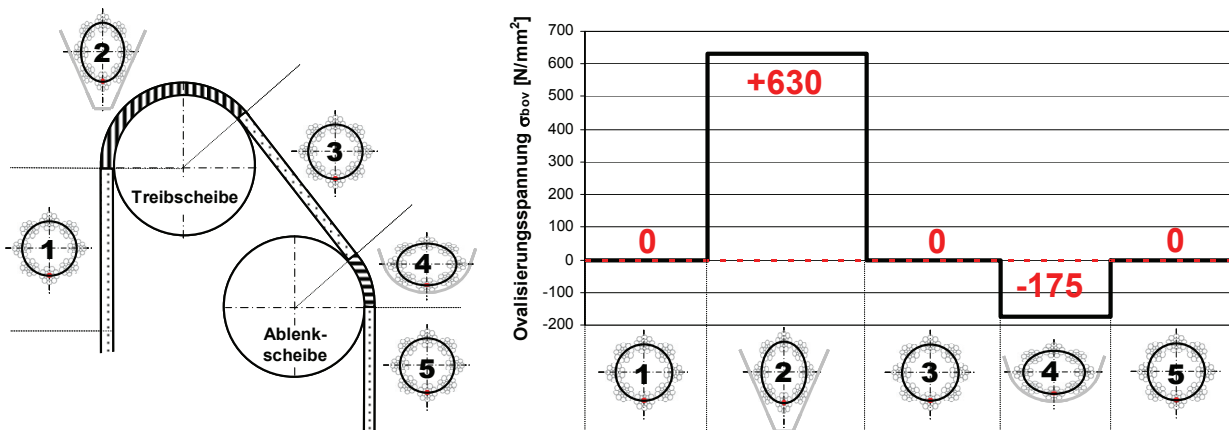


Bild 2.13: Verlauf der Ovalisierungsspannung von Seil A in einem Aufzugsseiltrieb mit einer Kombination aus Keil und Rundrinne

Um zu beurteilen welche Zusatzschädigung durch die wechselnde Seilovalisierungsspannung mit einer Schwingweite von 805 N/mm^2 in einem Draht hervorgerufen wird, ist ein Vergleich mit anderen Beanspruchungen hilfreich.

Neben der Ovalisierungsspannung σ_{bov} erfährt der Draht zusätzlich eine Zugspannung σ_z und eine Biegespannung σ_b aufgrund der Seilbiegung über die Seilscheibe mit Durchmesser D .

Unter Berücksichtigung der für Treibscheibenaufzüge zulässigen minimalen Seilsicherheit von $S_f=12$ und der Seilfestigkeitsklasse $R_r=1570 \text{ N/mm}^2$ kann die im Draht auftretende Zugspannung σ_z näherungsweise mit der Gleichung

$$\sigma_z = \frac{R_r}{S_f} \quad (2.50)$$

ermittelt werden.

Bei Vernachlässigung dynamischer Kräfte ergibt sich für das Beispiel Seil A mit $R_r=1570 \text{ N/mm}^2$ eine maximale Zugspannung $\sigma_z=131 \text{ N/mm}^2$.

Beim Lauf über eine Seilscheibe mit einem auf die Seilachse bezogenen mittleren Krümmungsdurchmesser D ist die wirksame Seilbiegespannung nach **Reuleaux 1861**

$$\sigma_b = \frac{\delta}{D} E \quad (2.51)$$

Für ein im Aufzug maximal zulässiges Verhältnis $D/d=40$ ergibt sich für das betrachtete Beispiel mit Seil A eine Biegespannung von $\sigma_b=367,5 \text{ N/mm}^2$.

Gemäß dem dargestellten Beispiel trägt die Ovalisierungsspannung in der Keilrille mit $\sigma_{\text{bov}}=630 \text{ N/mm}^2$ (56%) verglichen mit den anderen Spannungen – Drahtbiegespannung aufgrund der Seilbiegung $\sigma_b=367,5 \text{ N/mm}^2$ (33%) und Drahtspannung aufgrund der Seilzugkraft $\sigma_z=131 \text{ N/mm}^2$ (11%) – einen erheblichen Anteil zur Gesamtspannungsbeanspruchung der Drähte bei. Ob die Ovalisierungsspannung jedoch im Verhältnis zu der im Kapitel 2.2.1 beschriebenen Pressungsbeanspruchung in der Treibrille eine signifikante Bedeutung für die Reduzierung der Seillebensdauer im Treibscheibenaufzug hat, muss durch Versuche geklärt werden.

3. Experimentelle Untersuchung

3.1. Methodische Vorgehensweise

Wie in Kap. 2 der Arbeit gezeigt, lässt sich die - im Vergleich zu Dauerbiegeversuchen mit Rundrillen - deutlich verminderte Seillebensdauer in Treibscheibenaufzügen auf eine Kombination von verschiedenen Schädigungseinflüssen zurückführen. Bei vergleichbaren Untersuchungen zur Ermittlung und Quantifizierung von seillebensdauerbeeinflussenden Faktoren hat sich die Durchführung systematischer Seildauerbiegeversuche und die Versuchsauswertung mittels linearer Mehrfachregression bewährt. Die von Feyrer angewandte Methode zur Lebensdauerberechnung von Stahlseilen wurde auf der Grundlage entsprechender Untersuchungen entwickelt. Die Vorgehensweise ist hervorragend geeignet um viele, sich gegenseitig beeinflussende Faktoren zu untersuchen, da sich die Versuchsergebnisse gegenseitig statistisch stützen und Versuchswiederholungen überflüssig werden.

Unter Anwendung dieser Methode und auf der Basis des Lebensdauermodells von Feyrer werden im Rahmen dieser Arbeit die in Treibscheibenaufzügen auftretenden Beanspruchungsmechanismen mit einem spezifischen Versuchsprogramm untersucht. Die bekannten, bereits von Feyrer in der Lebensdauergleichung berücksichtigten Einflussparameter wie D/d -Verhältnis etc. werden im Versuchsprogramm nicht erneut untersucht und variiert. Das Versuchsprogramm konzentriert sich auf die speziell in Treibscheibenseiltrieben auftretenden Beanspruchungen. Mit dem Versuchsprogramm wird der Einfluss der seillebensdauerreduzierenden Schädigungsfaktoren

- Pressung in Formrillen
- wechselnde Seilquerverformung bei der Kombination von Formrillen
- Treibkraftübertragung und Seilschlupf
- dynamische Seilzugkräfte

sowohl differenziert, als auch in ihrer Wirkung als Beanspruchungskollektiv untersucht und quantifiziert.

Um die Zusammenhänge zwischen dynamischen Seilzugkraft, Seilkonstruktion, Seilschlupf und Seilverschleiß zu untersuchen, wurde bei den traktionsbehafteten Dauerbiegeversuchen im Aufzugsprüfstand als zusätzliche Messgröße eine Schlupfmessung implementiert. Ziel dieser Schlupfmessung ist den Schädigungsfaktor Seilschlupf von der Schädigung durch die höhere Pressungsbeanspruchung in der Formrinne abzugrenzen und isoliert zu quantifizieren. Durch die parallel zu den Dauerbiegeversuchen stattfindende Schlupfmessung kann außerdem die Veränderung der Treibfähigkeit im Verlauf der Seilalterung erfasst werden.

3.2. Versuchsprogramm

3.2.1. Dauerbiegeversuche Einzelscheibe mit Rundrille (Referenzversuche)

Die Datenbasis der Lebensdauergleichung von Feyrer basiert auf Versuchen mit Einzelscheiben und Rundrillen. Zur Einordnung der Versuchsseile in die Datenbasis von Feyrer wurden 24 Versuche mit Einzelscheibenanordnung und Rundrille bis zum Bruch des Seils durchgeführt. Das Verhältnis des Versuchsscheibendurchmessers zum Seildurchmesser betrug standardmäßig $D/d=25$, die bezogene Seilzugkraft $S/d^2=117 \text{ N/mm}^2$.

Zusätzlich wurde damit der Parameter Rillenübermaß untersucht. Die Referenzversuche wurden entsprechend **DIN 15020** mit einem Rundrillenübermaß von 6% durchgeführt, was einem Verhältnis von $r/d=0,53$ entspricht. Um die Auswirkungen kleinerer Rillenradien auf die ertragbare Biegewechselzahl zu untersuchen wurden für die Vergleichsversuche Rillenübermaße von 3% ($r/d=0,515$) und 1% ($r/d=0,505$) analysiert. Entsprechend der theoretischen Betrachtungen in Kapitel 2.2.3.1 ist bei diesen Versuchen nicht zu erwarten dass mit Rillenübermaßgrößen von 1%-6% bereits ein signifikanter Einfluss auf die Lebensdauer nachgewiesen werden kann. Dementsprechend wurden weitere Zusatzversuche mit einem extremen, in der Praxis unüblichen Rillenübermaß von 20% ($r/d=0,6$) durchgeführt, um den Einflussfaktor Rillenübermaß zu erfassen. Tabelle 3.1 zeigt die Versuchsmatrix der Dauerbiegeversuche mit Rundrille.

Tabelle 3.1: Versuchsmatrix der Dauerbiegeversuche mit Rundrille

D/d = 25 Seilzugkraft: $S/d^2 = 117 \text{ N/mm}^2$								
	Rundrille, Rillenöffnungswinkel $\delta=45^\circ$							
Rillenübermaß	+1% ($r/d=0,505$)		+3% ($r/d=0,515$)		+6% ($r/d=0,53$)			+20% ($r/d=0,6$)
Seil-Ø d [mm]	8	10	8	10	8	10	13	10
Seilkonstruktion								
8x19 Warr. FE	x	x	x	x	x	x	x	x
8x19 Warr. SES		x		x		x		x
8x19 Seale FE		x		x		x		x
8x19 Seale SES	x	x	x	x	x	x	x	x
24 Dauerbiegeversuche mit gehärteten Rundrillen								

3.2.2. Dauerbiegeversuche Einzelscheibe mit Formrille

Anhand von Einzelscheibenversuchen mit gehärteten Formrillen ohne Traktionsübertragung wurden die Feyrer'schen Lebensdauerkorrekturfaktoren f_{N3} validiert, wobei der Einfluss von unterschiedlichen Rillenformen und der damit einhergehenden Pressungsbeanspruchung untersucht wurde. Die Versuche erfolgen praxisnah entsprechend der Anwendung im Treibscheibenaufzug mit $D/d=40$ und einem Seilsicherheits-

faktor $S_f=12$ jedoch ohne Traktionskraftübertragung. Bei den in Kap. 4.2 dargestellten Versuchen konnte der Einfluss der Rillenform isoliert, ohne weitere Einflussparameter, ermittelt werden. Bei Planung der im Rahmen eines AiF-Projekts (vgl. Seite 143 und **AiF 2007**) durchgeführten Versuchsserie war ursprünglich davon ausgegangen worden, dass der Einfluss der Traktionsbeanspruchung auf die Seillebensdauer eher untergeordnete ist. In den Einzelscheibenversuchen ohne Traktionsbeanspruchung erreichten die Seile dann jedoch deutlich höhere Biegewechselzahlen als gemäß Feyrer prognostiziert worden war. Dies machte eine Verlängerung der Projektlaufzeit erforderlich. Trotz langer Versuchszeiten von teilweise 4 Monaten bis zum Erreichen der Ablegereife wurden in einem Zeitraum von 3 Jahren mit den zur Verfügung stehenden Dauerbiegemaschinen dennoch insgesamt 28 Dauerbiegeversuche durchgeführt und der Schädigungseinfluss der Rillenform isoliert quantifiziert. Mit den in Tabelle 3.2 aufgeführten Einzelscheibenversuche mit Formrille konnte hierbei nachgewiesen werden, dass die Rillenform einen geringeren Anteil an der Gesamtschädigung hat als angenommen. Es müssen also noch weitere zusätzliche Schädigungsfaktoren wie die Traktionsübertragung oder die Seilovalisierung für die Lebensdauererminderung in Treibscheibenantrieben verantwortlich sein.

Tabelle 3.2: Versuchsmatrix der Einzelscheibenversuche mit Formrille

D/d = 40													
Seilsicherheit $S_f = 12$													
	Sitzrille mit Unterschnitt							Keilrille					
Unterschnitt- / Keilwinkel φ / γ	$\varphi=90^\circ$			$\varphi=98^\circ$		$\varphi=105^\circ$		$\gamma=35^\circ$			$\gamma=45^\circ$		$\gamma=55^\circ$
Seil- $\varnothing$ d [mm]	8	10	13	8	10	8	10	8	10	13	8	10	10
Seilkonstruktion													
8x19 Warr. FE				x		x	x	x	x	x		x	
8x19 Warr. SES		x			x		x					x	
8x19 Seale FE					x		x		x			x	
8x19 Seale SES	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
28 Dauerbiegeversuche mit gehärteten Formrillen													

3.2.3. Traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche mit Treib- und Ablenkscheibe

Zur Untersuchung des Einflusses von Seilschlupf und Pressung wurden 21 traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche durchgeführt. Für diese Versuche wurde ein neuartiger Prüfstand für schlupfbehäftete Dauerbiegeversuche entwickelt (siehe Kap. 3.5.2), mit dem es erstmals möglich ist die Traktionsübertragung zu variieren und damit realistische Versuchsbedingungen entsprechend der praktischen Aufzugsanwendung nachzubilden. Durch die realitätsnahe Wahl der Versuchsparameter ergaben sich häufig Laufzeiten von mehreren Monaten je Versuch. Weil aus sicherheitstechnischer Sicht der Zeitraum zwischen dem Erreichen der Ablegereife und dem Auftreten eines Seilbruchs von entscheidender Bedeutung ist, wurden die Versuche beim Erreichen des

Ablegekriteriums nicht sofort abgebrochen sondern für eine gewisse Dauer fortgesetzt, um die Drahtbruchentwicklung weiter verfolgen zu können und so wichtige Erkenntnisse zum Schädigungsfortschritt zu erhalten. Trotz dieser aufwändigen Versuchsgestaltung konnten innerhalb von 3 Jahren alle 21 in Tabelle 3.3 aufgeführten Dauerbiegeversuche durchgeführt werden.

Tabelle 3.3: Versuchsmatrix der traktionsbehafteten Dauerbiegeversuche

D/d = 40 Seilsicherheit $S_f = 12$ Rundrillenübermaß Ablenkscheibe 1% Seil- $\varnothing$ d = 10 mm										
	Sitzrille mit Unterschnitt					Keilrille				
Unterschnitt- / Keilwinkel φ / γ	$\varphi=90^\circ$	$\varphi=98^\circ$		$\varphi=105^\circ$		$\gamma=35^\circ$		$\gamma=45^\circ$		$\gamma=45^\circ$ (weich)
Traktionsgrad η	85%	0%	85%	0%	85%	0%	85 %	0%	85%	85%
Seilkonstruktion										
8x19 Seale SES	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
8x19 Seale FE	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
8x19 Warr. SES	x				x		x			
21 Dauerbiegeversuche mit gehärteten Rillen										
1 Dauerbiegeversuch mit weicher Rille zur Untersuchung des Einlaufverhaltens										

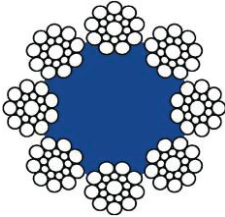
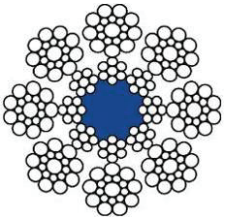
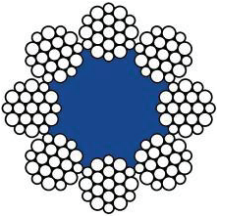
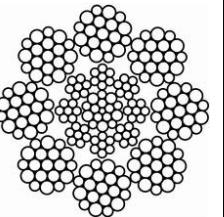
3.3. Versuchsseile

Als Versuchsseile wurden 8-litzige Aufzugsseile der Konstruktionen Warrington und Seale mit Durchmessern $d=8$ mm, $d=10$ mm und $d=13$ mm ausgewählt. Neben den früher im Aufzugsbereich ausschließlich verwendeten Seilen mit Fasereinlage werden heute, aufgrund ihrer geringeren Dehnung und der höheren Mindestbruchkraft, zunehmend Seile mit Stahleinlage verwendet. Da die geltenden Bemessungsregeln für Aufzugsseile (z.B. EN 81-1 und Feyrer) ausschließlich auf Untersuchungen mit Fasereinlagen beruhen, ist die erstmalige Untersuchung des Parameters Seileinlage von großer Bedeutung. Als Versuchsseile wurden zwei aufzugstypische Litzenkonstruktionen ausgewählt. Diese wurden sowohl mit Faser- als auch mit Stahleinlage untersucht. Zur Charakterisierung der Seile wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt und damit die folgenden seilspezifischen Kennzahlen ermittelt:

- Drahtuntersuchungen zur Ermittlung der Qualität und der geometrischen Größen der verseilten Drähte,
- Bruchkraftprüfungen gemäß **EN 12385-1** zur Ermittlung der wirklichen Bruchkraft F_m der Versuchseile,
- E-Modulmessungen gemäß **ISO 12076** zur Ermittlung der Verformungskennwerte der Seile.

Die Kennwerte der Seile aus den Versuchen und gemäß den Herstellerangaben sind in Tabelle 3.4 und Tabelle 3.5 aufgelistet.

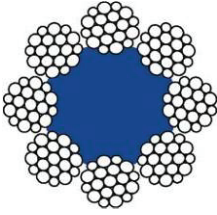
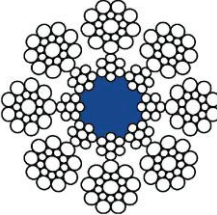
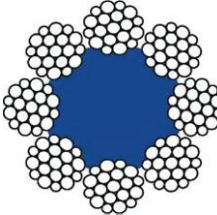
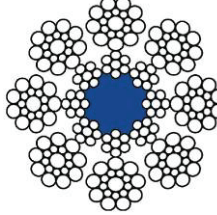
Tabelle 3.4: Versuchsseile d=10 mm

Versuchseil	A	B	C	D
Seilkonstruktion	Seale FE + 8x19	Seale SES + 8x19	Warrington FE + 8x19	Warrington SES + 8x19
Bezeichnung gemäß EN 12385-5	8x19S-FC	8x19S-IWCR	8x19W-FC	8x19W-IWRC
Seilnenndurchmesser d [mm]	10	10	10	10
Seildurchmesser d _{ist} [mm]	10	10,0	10,2	10,1
Bild				
Schlagart	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ
Seilfestigkeitsklasse R _r [N/mm ²]	1570	1570	1570	1570
Drahtoberfläche	blank	blank	blank	blank
Anzahl tragender Drähte in den Außenlitzen	152	152	152	152
Fasereinlage	Sisal	-	Sisal	-
Schmierung	Gut	Gut	Außen wenig, innen gut	Außen wenig, innen gut
Vorformung	Gut	Gut vorgeformt	Gut vorgeformt	Vorgeformt
Metallischer Nenn- querschnitt ¹ A [mm ²]	34,9	45,7	34,9	45,7
Wirklicher metalli- scher Querschnitt A _m [mm ²]	34,86	44,50	36,6	47,3
Rechner. Bruchkraft F _{e,min} [kN]	54,79	71,75	54,79	71,75
Ermittelte Bruchkraft F _{e,m} [kN]	59,18	75,8	64,6	84,5
Mindestbruchkraft F _{min} [kN] ²	46,0	55,9	46,0	55,9
Nennbruchkraft F _n [kN] (gem. Hersteller)	46,5	57,6	49,4	67,7
Wirkliche Bruch- kraft F _m [kN] ²	51,1	63,9	55,6	71,8

¹ gemäß **EN 12385-5** Tab. 8

² ermittelt nach **EN 12385-1**

Tabelle 3.5: Versuchsseile d=8 mm und d=13 mm

Versuchseil	E	F	G	H
Seilkonstruktion	Warrington FE + 8x19	Seale SES + 8x19	Warrington FE + 8x19	Seale SES + 8x19
Bezeichnung gemäß EN 12385-5	8x19W-FC	8x19S-IWCR	8x19W-FC	8x19S-IWCR
Seilnenn-durchmesser d [mm]	8	8	13	13
Seildurchmesser d _{ist} [mm]	8,4	8,0	13,5	13,2
Bild				
Schlagart	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ
Seilfestigkeitsklasse R _r [N/mm ²]	1570	1570	1570	1570
Drahtoberfläche	Blank	blank	blank	blank
Anzahl tragender Drähte in den Außen- litzen	152	152	152	152
Fasereinlage	Sisal	-	Sisal	-
Schmierung	Vaselineartig	Vaselineartig	M. vaselineart. Fett geschmiert	Gut mit teerart. Seilfett geschmiert
Vorformung	Gut	Gut vorgeformt	vorgeformt	Gut vorgeformt
Metallischer Nenn- querschnitt ¹ A [mm ²]	22,34	29,25	58,98	77,23
Wirklicher metalli- scher Querschnitt A _m [mm ²]	23,3	26,53	61,53	75,79
Rechner. Bruchkraft F _{e,min} [kN]	35,07	45,92	92,60	121,26
Ermittelte Bruchkraft F _{e,m} [kN]	38,51	48,25	104,24	125,62
Mindestbruchkraft F _{min} [kN] ²	29,4	35,8	77,7	94,5
Nennbruchkraft F _n [kN] (gem. Hersteller)	31,9	36,2	83,3	98,2
Wirkliche Bruch- kraft F _m [kN] ²	33,8	41,1	92,8	102,7

¹ gemäß EN 12385-5 Tab. 8² ermittelt nach EN 12385-1

3.4. Versuchsseilscheiben

3.4.1. Seilscheiben mit Rundrillen

Alle Versuchsscheiben mit Rundrinne sind gehärtet und mit einem Rillenöffnungswinkel von $\gamma=45^\circ$ ausgeführt. Bild 3.1 zeigt den Querschnitt der Seilscheiben mit Rundrinne.

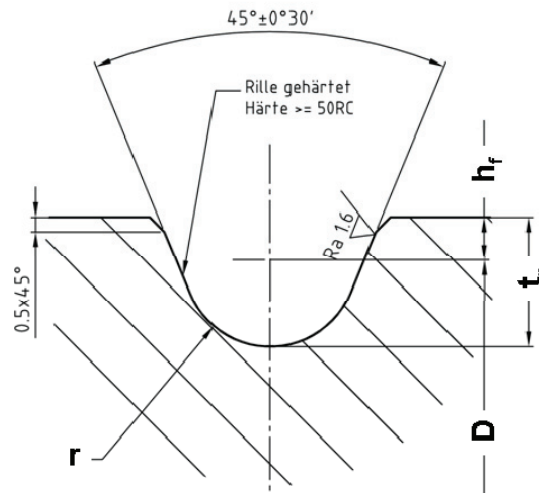


Bild 3.1: Rillengeometrie der Rundrillenversuchsscheiben

Für die Referenzversuche werden Seilscheiben mit Rundrinne mit einem Verhältnis von $D/d=25$ und unterschiedlichen Rillenübermaßgrößen von 1%, 3% und 6% verwendet. Die Daten der Referenzversuchsscheiben sind in Tabelle 3.6 aufgeführt.

Tabelle 3.6: Daten der Rundrillenseilscheiben

Bezeichnung	R-200/8/1%	R-200/8/3%	R-200/8/6%	R-250/10/1%	R-250/10/3%	R-250/10/6%	R-400/10/1%	R-325/13/1%	R-325/13/3%	R-325/13/6%
Seilnennendurchmesser d [mm]	8	8	8	10	10	10	10	13	13	13
Durchmesser D [mm]	200	200	200	250	250	250	400	325	325	325
D/d Verhältnis	25	25	25	25	25	25	40	25	25	25
Rillengröße r [mm]	4,04	4,12	4,24	5,05	5,15	5,3	5,05	6,57	6,7	6,89
Rillenöffnungswinkel γ [°]	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Rillentiefe t_r [mm]	6,5	6,6	6,7	7,6	7,7	7,8	7,6	11,1	11,2	11,4
Flankenhöhe h_f [mm]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4,5	4,5	4,5
Lebensdauerfaktor ¹ f_{N3}	-	-	1	-	-	1	-	-	-	1

¹ nach Feyrer 2000

Für Treib- und Ablenkscheiben in Aufzugsanlagen ist in der **EN 81-1** ein minimales Verhältnis von $D/d \geq 40$ gefordert. Um den ungünstigsten Fall zu untersuchen werden bei den traktionsbehafteten Dauerbiegeversuchen und bei den Dauerbiegeversuchen mit einer Kombination unterschiedlicher Rillenformen Seilscheiben mit einem Durchmesser Verhältnis $D/d=40$ verwendet.

3.4.2. Seilscheiben mit Keil- und Sitzrille

Alle Versuchsscheiben mit Keil- und Sitzrille entsprechend Bild 3.2 sind mit einem Verhältnis $D/d=40$ ausgeführt. Mit Ausnahme einer Seilscheibe für die Untersuchung des Einlaufverhaltens sind alle Rillen gehärtet. Die ermittelten Härtewerte dieser gehärteten Versuchsscheiben lagen im Bereich von 53-56 HRC.

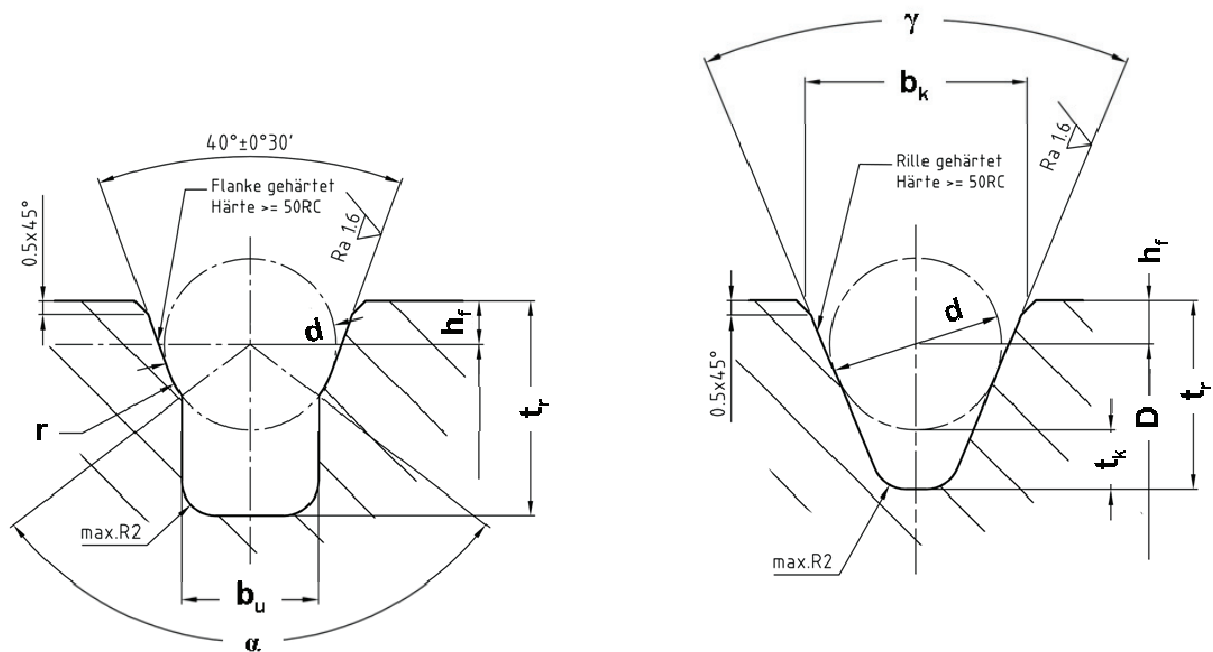


Bild 3.2: Rillengeometrie der Seilscheiben mit Sitz- und Keilrille

Tabelle 3.7 enthält die Daten der Versuchsscheiben mit unterschrittener Rundrille (Sitzrille), Tabelle 3.8 die Versuchsscheiben mit Keilrille.

Tabelle 3.7: Daten der Seilscheiben mit Sitzrille

Bezeichnung	S-320/8/90	S-320/8/98	S-320/8/105	S-400/10/90	S-400/10/98	S-400/10/105	S-520/13/90	S-520/13/98	S-520/13/105
Seilnenndurchmesser d [mm]	8	8	8	10	10	10	13	13	13
Durchmesser D [mm]	320	320	320	400	400	400	520	520	520
Rillenradius r [mm]	4	4	4	5	5	5	7,5	7,5	7,5
Unterschnittwinkel α [°]	90	98	105	90	98	105	90	98	105
Rillenöffnungswinkel γ [°]	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Rillentiefe t_r [mm]	10,5	10,5	10,5	12,5	12,5	12,5	13,5	13,5	13,5
Flankenhöhe h_f [mm]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4,5	4,5	4,5
Lebensdauerfaktor ¹ f_{N3}	0,200	0,120	0,066	0,200	0,120	0,066	0,200	0,120	0,066

¹ nach **Feyrer 2000****Tabelle 3.8: Daten der Seilscheiben mit Keilrille**

Bezeichnung	V-320/8/35	V-320/8/45	V-400/10/35	V-400/10/45	V-400/10/55	V-400/10/45 weich	V-520/13/35	V-520/13/45
Durchmesser D [mm]	320	320	400	400	400	400	520	520
Rillenöffnungswinkel γ	35	45	35	45	55	45	35	45
Rillentiefe t_r [mm]	6,5	10	11	11	11	11	15	15
Flankenhöhe h_f [mm]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4,5	4,5
Lebensdauerfaktor ¹ f_{N3}	0,054	0,250	0,054	0,250	0,560	0,250	0,054	0,250

¹ nach **Feyrer 2000**

3.5. Versuchseinrichtungen

3.5.1. Dauerbiegemaschinen

Die Seildauerbiegeversuche wurden auf unterschiedlichen Biegemaschinen des Instituts für Fördertechnik und Logistik durchgeführt. Die verwendeten Dauerbiegemaschinen sind so konzipiert, dass die Seile und Seilprüfscheiben schnell und einfach ausgetauscht werden können. Durch die oszillierende Bewegung einer Antriebsscheibe wird das zu prüfende Seilstück über eine oder mehrere Versuchsscheiben hin und her bewegt. Die Prüfscheiben werden in den Biegemaschinen durch Gewichte belastet. Damit kein Schlupf zwischen dem Seil und der Versuchsscheibe auftritt sind die Naben der Versuchsscheiben kugellagert. Dadurch wirkt auf der Auf- und Ablaufseite der Seilscheibe immer die gleiche konstante Seilzugkraft S .

3.5.1.1. Einzelscheibenanordnung

In Bild 3.3 a) ist das Prinzip einer Standardbiegemaschine mit kurzem Seilhub und einer Prüfscheibe dargestellt. Auf diesen Maschinen können Versuche mit Einfachbiegung (Biegelänge $l=60d$ und Seilhub $h=30d$) durchgeführt werden, vgl. Skizze b). Zur Anpassung der Biegelängen l an unterschiedliche Seildurchmesser d und Umschlingungsbögen u wird die Seilhublänge h variiert.

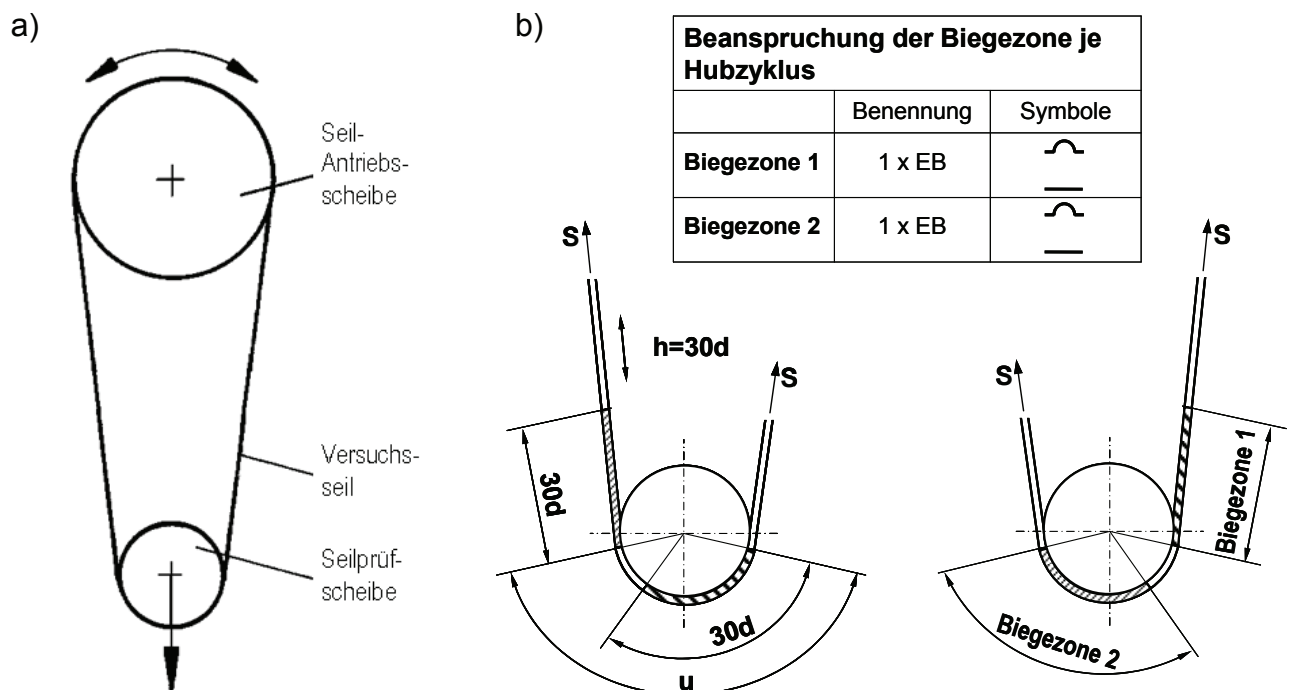


Bild 3.3: Biegewechselbeanspruchung in einer Standardbiegemaschine mit einer Versuchsscheibe

Das Seilstück, das über die Prüfscheibe läuft, wird durch Einfachbiegewechsel (EB) schwelkend belastet. Ein Einfachbiegewechsel ist nach internationaler Festlegung in

der **OIPEEC-Recommendation Nr. 1** die Biegung des Seiles vom geraden in den gekrümmten und zurück in den geraden Zustand. **DIN 15020**, **VDI 2358** bzw. **EN 81-1** sprechen von einem gleichsinnigen Biegewechsel. Eine so genannte Doppelbiegung besteht aus zwei Einfachbiegewechseln.

3.5.1.2. Doppelscheibenanordnung

Für Kombinationsversuche mit zwei Prüfscheiben wurde die am IFT vorhandene Biegemaschine mit einem Achsabstand von 8,7 m und langer Hublänge verwendet. Um zwei Prüfscheiben montieren zu können, wurde die Biegemaschine mit einer speziell konstruierten Vorrichtung versehen. Zur Nachbildung der geometrischen Verhältnisse in realen Treibscheibenaufzügen, beträgt der Achsabstand a der beiden Seilprüfscheiben mindestens das 12-fache der Seilschlaglänge l_s .

Bei einem eingestellten Seilhub von $h=2u+(6 \times 30d)$ und Seilscheiben mit verschiedenen Rillenformen ergeben sich drei unterschiedlich beanspruchte Biegezone mit einer Biegelänge von jeweils $l=90d$. Je Hubzyklus erfahren die drei verschiedenen Biegezone Beanspruchungen entsprechend Bild 3.4.

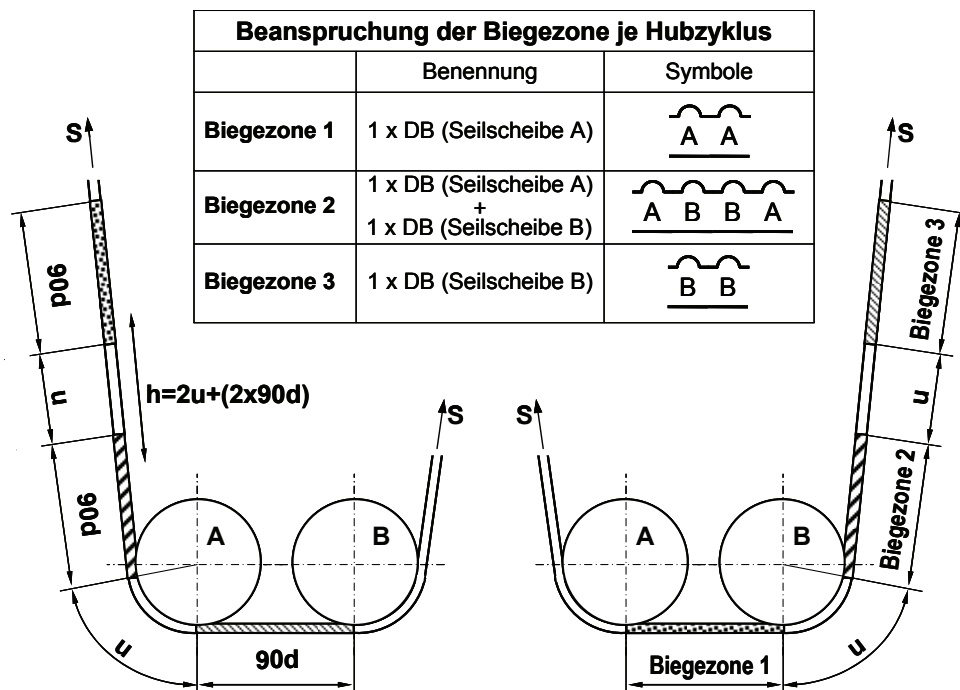


Bild 3.4: Biegewechselbeanspruchung des Versuchseils beim kombinierten Lauf über zwei Seilscheiben

Drahtbrucherfassung

Die Drahtbruchzahlen werden bei Dauerbiegeversuchen manuell erfasst. Hierzu werden die Biegemaschinen nach festgelegten Biegewechselzahlen angehalten und die Anzahl der äußerlich sichtbaren Drahtbrüche B je Bezugslänge L abgelesen. Üblicherweise werden hierbei entsprechend der **DIN 15020** Bezugslängen von $L=6d$ und $L=30d$ verwendet.

3.5.2. Prüfstand für traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche

Bei den in Kapitel 3.5.1 beschriebenen Dauerbiegemaschinen findet keine Treibkraftübertragung und damit auch kein Tangentialschlupf zwischen Versuchsscheiben und Versuchsseilen statt. Um den Einfluss des Tangentialschlupfes auf die Seillebensdauer untersuchen zu können, wurde für die Forschungsarbeit ein neuer Großversuchsstand entwickelt. Durch unterschiedliche Gewichtsbelastungen auf beiden Seiten der Treibscheibe und durch die im Prüfstand vorhandene Bewegungsdynamik (Beschleunigung und Verzögerung der Massen) wird eine aufzugstypische Belastung der Versuchseile erzielt. Durch das eingestellte Seilkraftverhältnis $S_1/S_2 \neq 1$ wirkt die Versuchsscheibe abhängig von der Bewegungsrichtung als treibende oder getriebene Seilscheibe.

3.5.2.1. Prüfstandkonzept

Die Gestaltung des in Bild 3.5a) abgebildeten Versuchsstands orientiert sich stark an den Anforderungen des Forschungsprojekts. Bei der Konzeption und Auslegung wurde zudem - im Hinblick auf eine zukünftige Erweiterung der Versuchsparameter - auf größtmögliche Flexibilität und Anpassungsfähigkeit Wert gelegt. Im Anhang sind die technischen Daten des Prüfstands detailliert aufgeführt.

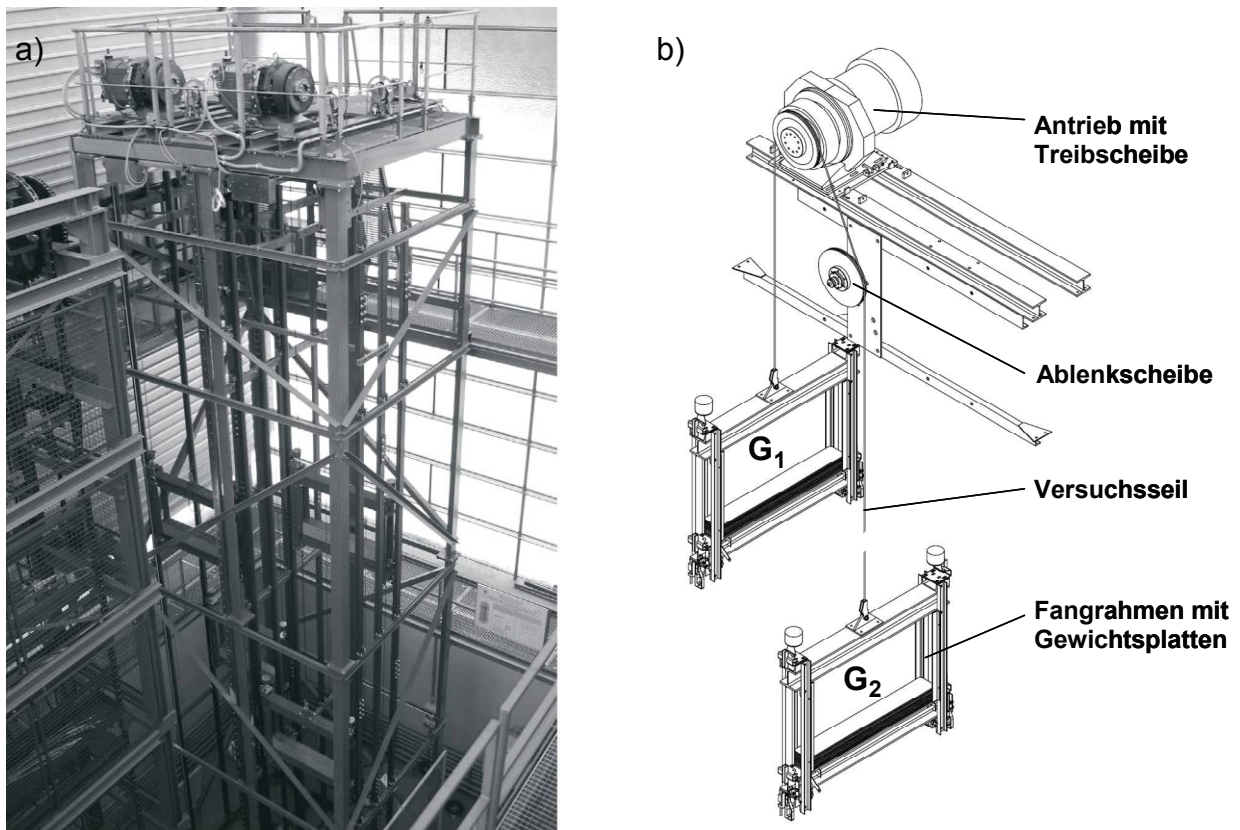


Bild 3.5: a) Gesamtansicht des Prüfstands; b) Darstellung einer Prüfstelle

Der Prüfstand verfügt über zwei unabhängige Prüfstellen. Der Aufbau einer Prüfstelle (siehe Bild 3.5b) entspricht einem Treibscheibenaufzug mit einer angetriebenen Treib-

scheibe und einer Ablenkscheibe. Fahrkorb und Gegengewicht sind dabei durch zwei Fangrahmen mit variablen Prüfmassen ersetzt, die sich längs vertikaler Führungsschienen bewegen. Durch ein wechselndes Heben und Senken der Fangrahmen wird ein Aufzugsbetrieb simuliert. Die Seilkräfte S_1 und S_2 können durch unterschiedliche Gewichtsbestückungen variiert und an verschiedene Seildurchmesser bzw. Konstruktionen angepasst werden. Dies ist Voraussetzung dafür, dass die Versuche – unabhängig vom verwendeten Versuchsseil – immer mit derselben Seilsicherheit durchgeführt werden können. Um in systematischen Untersuchungen die Zusammenhänge zwischen der Seilschädigung durch Schlupf und dem Seilkraftverhältnis in einem großen Bereich untersuchen zu können, erfolgte die Auslegung des Antriebs und der Sicherheitseinrichtungen für Nennlasten G_1 von 250 bis 1000 kg bei Gewichtskraftverhältnissen von $G_1/G_2=2,5$.

Während in Treibscheibenaufzügen eine mehrsträngige Seilaufhängung vorhanden ist, wird an den beiden Prüfstellen des Prüfstandes jeweils nur ein Tragseil verwendet. Auf diese Weise können die benötigten Massen zum Erzeugen der gewünschten Seilzugkräfte relativ klein gehalten werden. Der Aufwand bei der Drahtbruchzählung und für die Herstellung der Treib- und Ablenkscheiben, mit jeweils nur einer Rille, reduziert sich.

Die verwendeten Scheiben lassen sich durch standardisierte Aufnahmeflansche an beiden Antrieben leicht austauschen, vgl. Bild 3.6a). Es können Seilscheiben mit Durchmessern D von 200 mm bis 640 mm montiert werden.

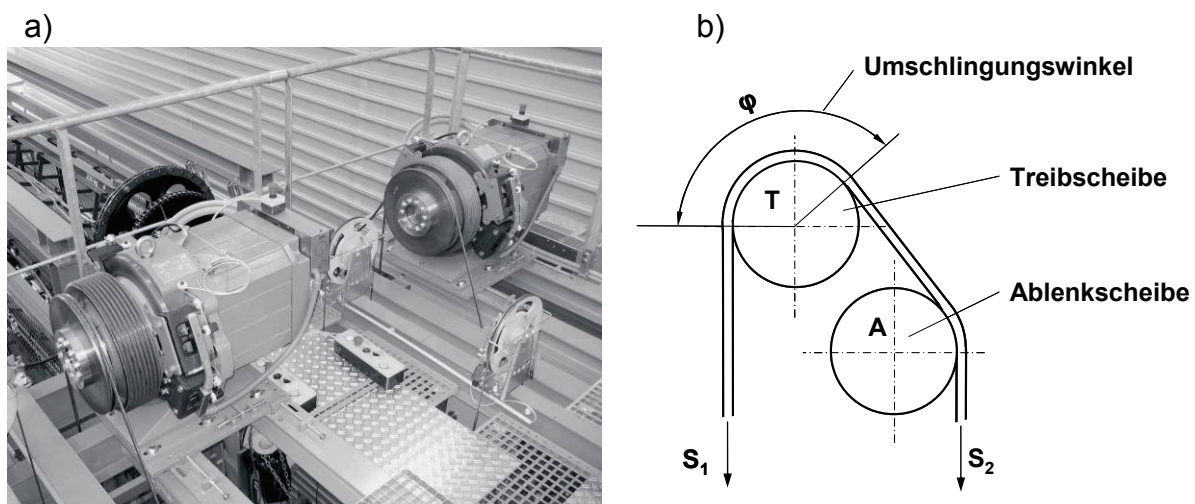


Bild 3.6: a) Antriebe mit aufgespannten Treibscheiben; b) Umschlingungswinkel φ

Nach Eytelwein gilt bezüglich der maximalen Treibfähigkeit der Zusammenhang

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f(\mu) \cdot \varphi} \quad (3.1)$$

Der Faktor $f(\mu)$ berücksichtigt die Rillenform der Treibscheibe, φ den Umschlingungswinkel, entsprechend Bild 3.6b). Das Prüfstandkonzept erlaubt es den Umschlin-

gungswinkel φ , durch Verstellen der Ablenkscheibe, zu variieren. Zudem besteht die Möglichkeit Versuche mit einer Umschlingung von $\varphi=180^\circ$, also ohne Ablenkscheibe, durchzuführen. Auf der Seite der Umlenkscheibe wurden entsprechend Bild 3.7 mehrere Schienenpaare fest angeordnet, wodurch eine Variation des Umschlingungswinkels von $\varphi=110^\circ$ bis $\varphi=180^\circ$ in Schritten von 15° ermöglicht wird. Zur Veränderung des Umschlingungswinkels muss lediglich die Umlenkscheibe und ein Fangrahmen versetzt werden. Die Position des Antriebs lässt sich sehr einfach durch horizontales Verschieben auf unterschiedliche Treibscheibendurchmesser anpassen. Durch eine in unterschiedlichen Positionen montierbare Lochplatte können zudem, ohne dass dabei der Umschlingungswinkel verändert wird, verschiedene Ablenkscheibendurchmesser installiert werden. In Bild 3.7 (links) ist dies beispielhaft für unterschiedliche Treib- bzw. Ablenkscheibendurchmesser dargestellt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden nur Versuche mit Umschlingungswinkel $\varphi=155^\circ$ und mit einer 1:1 Aufhängung durchgeführt. Der Prüfstand bietet jedoch für zukünftige Untersuchungen die Möglichkeit auch Seiltriebe mit 2:1 Aufhängungen und mit anderen Umschlingungswinkeln zu realisieren.

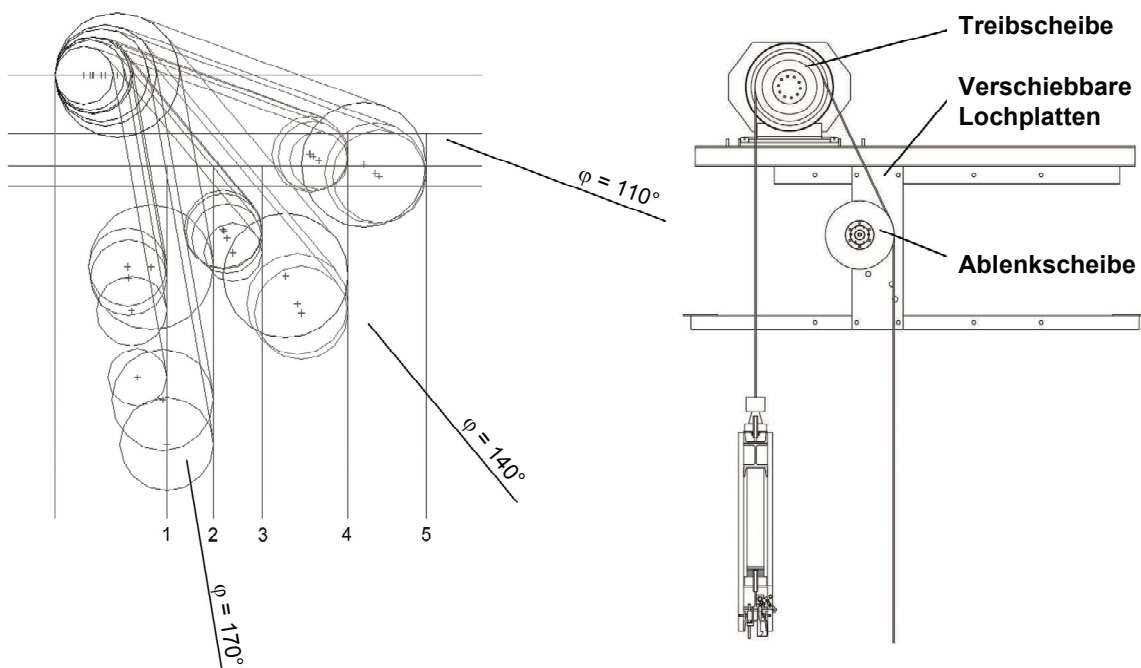


Bild 3.7: Variable Ablenkscheibenposition durch 5 wählbare Schienenebenen

3.5.2.2. Fahrdynamik

Die Nenngeschwindigkeit v , Beschleunigung a und zeitliche Änderung der Beschleunigung - der so genannte Ruck j - sind an beiden Antrieben des Prüfstands, im Rahmen vorgegebener Leistungsgrenzen, frei programmierbar. Die Fahrdynamik beim Anfahren und Abbremsen wird durch die Beschleunigung und den Ruck beeinflusst. Abhängig von der Beschleunigung wirken an der Treibscheibe unterschiedliche tatsächliche Seilzugkräfte. Der Ruck erzeugt zusätzlich eine Stossbelastung des Seils. Für die Versuche wurde ein Ruck von $j=0,8 \text{ m/s}^3$ und eine maximale Beschleunigung von $a_{\max}=1 \text{ m/s}^2$ gewählt. Diese Werte entsprechen den Betriebsbedingungen in realen Treibscheibenaufzügen. Bei einer Fahrt des Gewichts G_1 aus der unteren Halteposition in die obere Halteposition mit einer Beschleunigung bis auf Maximalgeschwindigkeit $v_{\max}=2 \text{ m/s}$ und einem Seilhub von 8000 mm ergibt sich entsprechend der programmierten Fahrkurve die in Bild 3.8 dargestellte Fahrdynamik. Beim Überrollen der Treibscheibe entstehen auf dem Seil unterschiedliche Beanspruchungszonen: eine Beschleunigungszone, ein Abschnitt mit Konstantfahrt (in dem das Seil mit Nenngeschwindigkeit läuft) und eine Verzögerungszone.

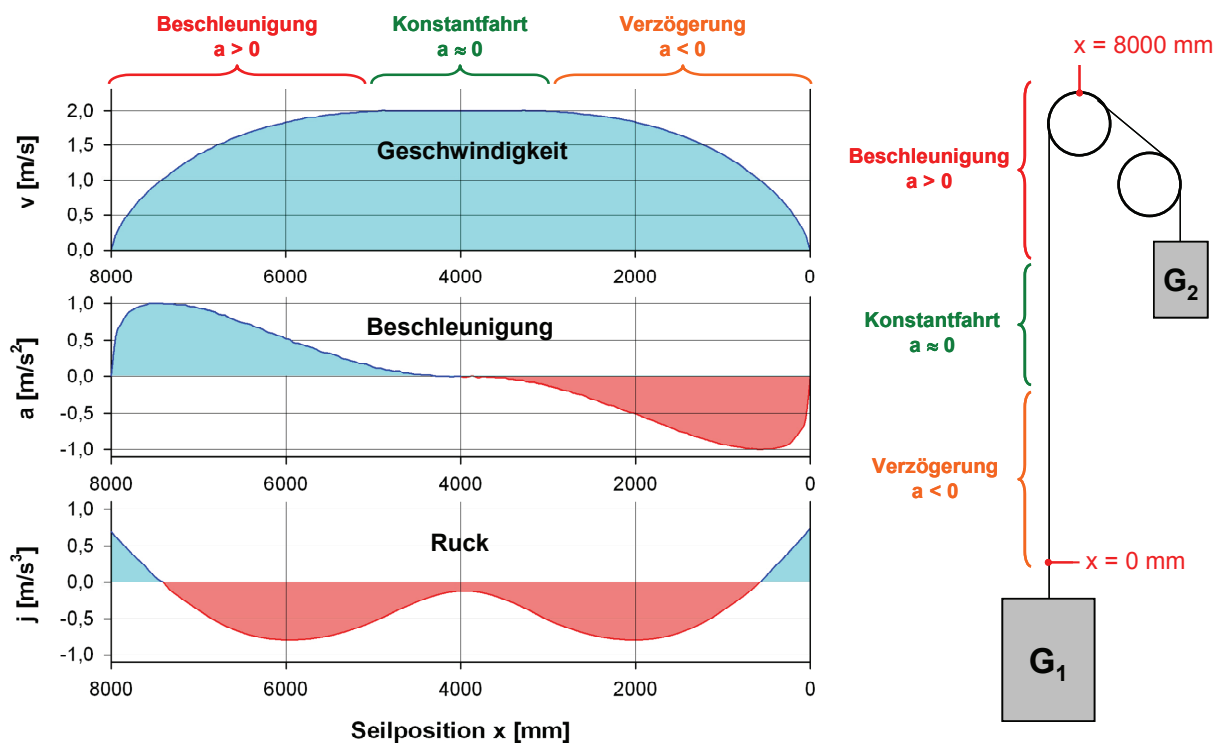


Bild 3.8: Positionsabhängige Darstellung von Geschwindigkeit $v(x)$, Beschleunigung $a(x)$ und Ruck $j(x)$ während einer Fahrbewegung des Prüfstands

In dem obigen Diagramm sind die Verläufe von Geschwindigkeit v , Beschleunigung a und Ruck j über der jeweiligen Seilposition x aufgetragen. Die Position x entspricht dabei der Seilposition, welche von der Treibscheibe zum jeweiligen Zeitpunkt überrollt wird. Für diese Arbeit wurde definiert, dass sich der Nullpunkt immer auf der Seite des Seils mit dem Gewicht G_1 befindet. Wenn G_1 nach dem Anheben in der oberen Hubendposition stoppt, liegt der Nullpunkt direkt auf der Treibscheibe.

Die Hubbewegung beginnt mit einer maximalen Änderung der Beschleunigung von $j=800 \text{ m/s}^3$ ($x=8000 \text{ mm}$), die Beschleunigung nimmt für $x<8000\text{mm}$ weiter zu bis der Maximalwert $a_{\max}=1 \text{ m/s}^2$ (bei $x\approx 7350 \text{ mm}$) erreicht wird. Danach wird der Ruck negativ und die Beschleunigung vermindert sich bis – kurz vor Erreichen der halben Hubstrecke (bei $x=4000 \text{ mm}$) – die Maximalgeschwindigkeit von $v=2 \text{ m/s}$ erreicht ist. Die Verzögerung des Gewichts G_1 zwischen der Position $x=4000 \text{ mm}$ und dem Stillstand in der oberen Hubendposition ($x=0 \text{ mm}$) erfolgt spiegelsymmetrisch zur Beschleunigungskurve mit gleichen Ruckwerten.

3.5.2.3. Seilkraftverhältnis und Treibkraft

Entgegen den Versuchen auf Standarddauerbiegemaschinen mit konstanter Seilzugkraft ist die Beanspruchung innerhalb der Seilbiegelänge im Prüfstand für schlupfbehafte Dauerbiegeversuche nicht konstant. Abhängig von dem in Kapitel 3.5.2.2 dargestellten Verlauf der Antriebsbeschleunigung, die beim Überrollen der Treibscheibe auf das jeweilige Seilstück wirkt, ergeben sich unterschiedliche Beanspruchungen. Die Zugkraft im 1. Seiltrum auf Seite von Gewicht G_1 ist

$$S_1(x) = G_1 \cdot (g + a(x)), \quad (3.2)$$

die Zugkraft im 2. Seiltrum auf der Seite von Gewicht G_2

$$S_2(x) = G_2 \cdot (g - a(x)). \quad (3.3)$$

In Bild 3.9 ist ein vollständiger Fahrzyklus mit aufeinander folgender Aufwärts- und Abwärtsfahrt des Prüfgewichts G_1 dargestellt.

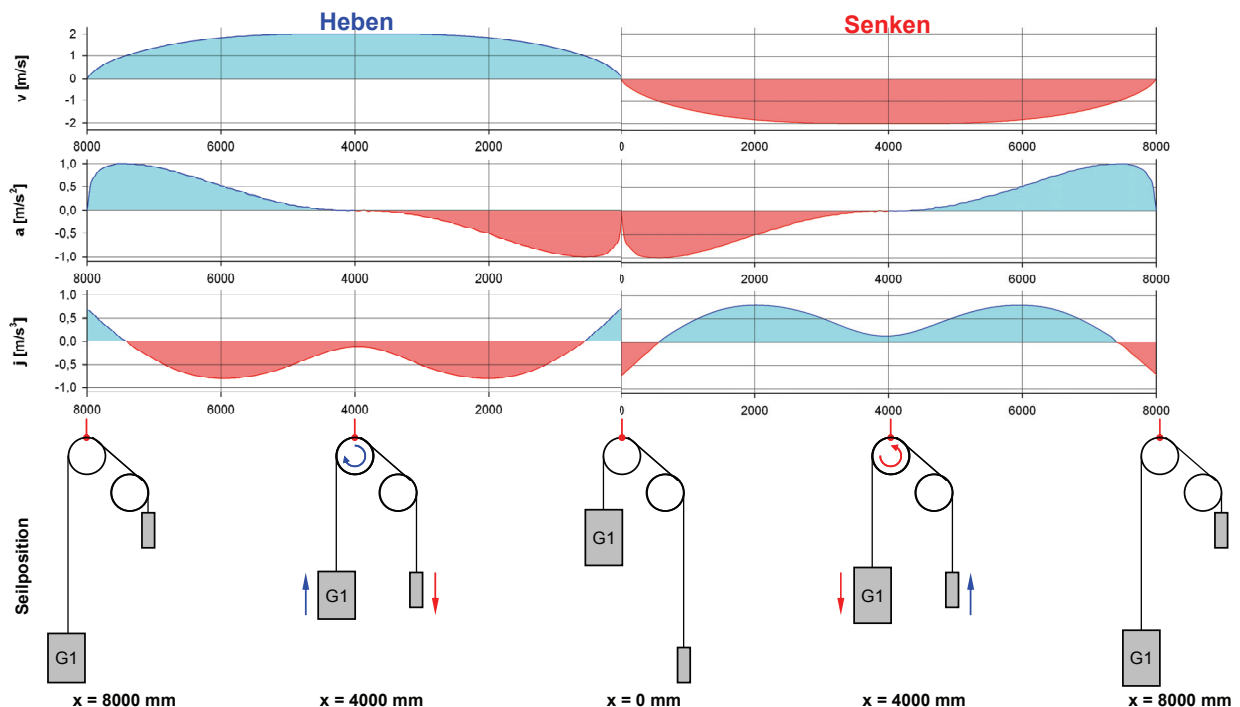


Bild 3.9: Fahrzyklus im Prüfstand mit einer Abfolge von Auf- und Abwärtsfahrt

Da die Beschleunigungskurve a bei der Auf- und Abwärtsfahrt spiegelsymmetrisch bezüglich der Seilposition $x=0$ verläuft und bei gleicher Seilposition stets gleiche Beschleunigungswerte und -richtungen erreicht werden, hängen die Seilzugkräfte in beiden Seiltrümmern lediglich von der Seilposition und nicht von der Bewegungsrichtung des Prüfstands ab. Bei einer ungleichen Beladung ($G_1 > G_2$) entstehen die maximalen Seilzugkräfte $S_{1\max}$ im 1. Seiltrum stets gerade dann, wenn die Seilposition mit $x \approx 7350$ mm über die Treibscheibe läuft, siehe $a_{\max}$ in Bild 3.9. Bei der Abwärtsfahrt wird in diesem Moment das schwere Gewicht G_1 maximal verzögert, um es in der unteren Halteposition zu stoppen. Bei der Aufwärtsfahrt wird es maximal beschleunigt, um die Nenngeschwindigkeit zu erreichen.

Demzufolge ergibt sich für jede Seilposition x beim Überrollen der Treibscheibe ein dynamisches Seilkraftverhältnis Σ nach

$$\Sigma(x) = \frac{S_1(x)}{S_2(x)} = \frac{G_1 \cdot (g + a(x))}{G_2 \cdot (g - a(x))}. \quad (3.4)$$

Das positionsspezifische Seilkraftverhältnis ist unabhängig von der Bewegungsrichtung.

Ist der Prüfstand mit gleichen Prüfmassen $G_1 = G_2$ bestückt, ergibt sich ein dynamisches Seilkraftverhältnis entsprechend Gl. 3.5

$$\Sigma(x) = \frac{g + a(x)}{g - a(x)}, \quad (3.5)$$

das an einzelnen Seilpositionen x ebenfalls unterschiedlich ist. Es bewirkt eine ungleichförmige Beanspruchung über die Seillänge.

Die an der jeweiligen Seilposition x von der Treibscheibe auf das Seil übertragene Treibkraft F_T ist

$$F_T = S_1 - S_2. \quad (3.6)$$

Bild 3.10 zeigt exemplarisch für unterschiedliche Gewichtskraftverhältnisse den wirkenden Betrag der Treibkraft $|F_T|$ in Abhängigkeit von der Seilposition x .

Wie in Kapitel 2.2.2.5 dargestellt, ist die Treibkraft F_T ein Faktor, der den Dehnungsschlupf (vgl. Gl. 2.30) und damit den Seilverschleiß (vgl. Gl. 2.36) maßgeblich beeinflusst. Die Treibkräfte können entsprechend Gleichung 3.6 auch negative Werte annehmen und sowohl als Beschleunigungs- oder Bremskraft auf das Seil wirken. Dies hat für den Seilverschleiß jedoch keine Bedeutung. Für eine Quantifizierung der zu erwartenden Seilschädigung und Lebensdauererminderung ist daher eine betragsmäßige Betrachtung der Treibkraft zielgerichteter. Demzufolge wird in Bild 3.10 der Treibkraftbetrag über der Seilposition dargestellt.

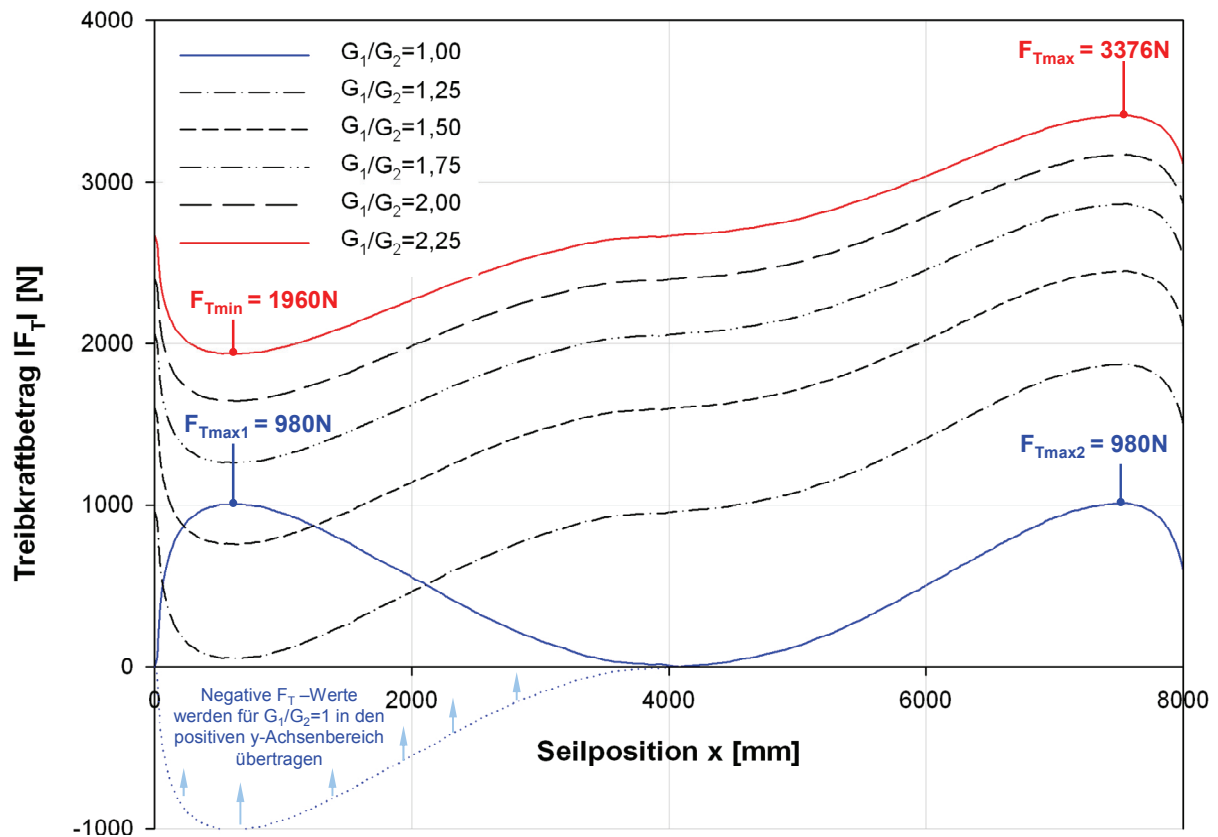


Bild 3.10: Auf die Seilabschnitte wirkende Treibkraftbeträge $|F_T|$ bei unterschiedlich eingestellten statischen Seilkraftverhältnissen; mit $G_1=490\text{ kg}$ für alle Kurven

Man erkennt, dass bei einem ausgeglichenen Seilkraftverhältnis ($G_1/G_2=1$) die Größe des einwirkenden Treibkraftbetrags über der Seilposition x anders verläuft als bei Seilkraftverhältnissen $G_1/G_2>1,25$. Aufgrund der betragsmäßigen Betrachtung werden die negative Treibkräfte F_T in der Kurve mit ausgeglichener Balancierung in den positiven y-Achsenabschnitt übertragen.

Wirkung des Treibkraftbetrags bei ausgeglichenem Gewichtsverhältnis

Die blaue Kurve repräsentiert für ein statisch ausgeglichenes Seilkraftverhältnis mit $G_1=G_2=490\text{ kg}$ den zwischen Treibscheibe und Seil übertragenen Treibkraftbetrag $|F_T|$. Bei Seilposition $x=0$ wirkt noch keine Treibkraft. Vor dem Start der Abwärtsfahrt von Gewicht G_1 liegt dieses Seilstück gerade noch auf der Treibscheibe. Die statischen Seilzugkräfte im 1. und 2. Seiltrum sind ausgeglichen ($S_1/S_2=1$). Sobald die Bewegung beginnt und die dynamischen Kräfte zunehmen, läuft dieses Seilstück bereits von der Treibscheibe ab und wird nicht mehr durch Dehnungsschlupf beansprucht. Die nachfolgenden Seilbereiche $x>0$ erfahren mit zunehmender Beschleunigung eine Treibkrafterhöhung. Die Antriebskraft wird von der Treibscheibe auf das Seil übertragen und nimmt bis zum Erreichen der maximalen Beschleunigung bei $x\approx 640\text{ mm}$ kontinuierlich zu. Wie aus den Gleichungen 3.2, 3.3 und 3.6 berechnet werden kann, steigt an dieser Stelle die Treibkraft bis auf einen Maximalwert von $F_{Tmax}=980\text{ N}$ an. Bei den Versuchen mit ausgeglichener Balancierung liegt hier eine

der beiden Seilzonen, auf die der größte Treibkraftbetrag wirkt. Ist der Treibkraftbetrag ein wesentlicher Einflussparameter, der den seilschädigenden Einfluss des Dehnungsschlupfes bestimmt, so müssten die Versuchsseile in diesem Bereich deutlich mehr Drahtbrüche aufweisen. Diese These wird in den nachfolgenden Versuchen untersucht.

In dem kurzen Bereich mit konstanter Fahrgeschwindigkeit bei der Seilposition $x=4000$ mm wirkt keine Treibkraft auf das Seil. Hier sollte die Seilschädigung dementsprechend minimal sein. Der weitere Verlauf des Treibkraftbetrags für $x>4000$ mm verläuft spiegelsymmetrisch. Die Treibkraft wird in diesem Bereich durch die Verzögerung beim Abbremsen kurz vor der unteren Halteposition oder durch Beschleunigen aus der unteren Halteposition hervorgerufen. Im Bereich $x\approx 7360$ mm ist also nochmals ein Seilabschnitt mit deutlich erhöhtem Drahtbruchaufkommen zu erwarten.

Wirkung des Treibkraftbetrags bei nicht ausgeglichenem Gewichtsverhältnis

Der Treibkraftbetrag $|F_T|$ wächst bei ungleicher Balancierung, z.B. entsprechend der roten Kurve für $G_1/G_2=2,25$, über die Seilposition x an. Durch die ungleiche Balancierung wirkt bereits im Stillstand in beiden Hubendpositionen ($x=0$ mm und $x=8000$ mm) eine Treibkraft zwischen dem Seil und der Treibscheibe. Bei der Abwärtsfahrt von G_1 vermindert sich diese Treibkraft sobald die Antriebsbremse gelüftet wird und bei $x=0$ mm das Seil von der Treibscheibe abläuft. Das gesamte Massensystem wird dabei durch das schwerere Eigengewicht von G_1 beschleunigt. Es muss hierzu keine zusätzliche Treibkraft aufgebracht werden sondern lediglich der Freifall von G_2 entsprechend der programmierten Fahrkurve abgebremst werden. Daraus ergibt sich, dass die übertragene Traktionskraft minimal ist $F_{Tmin}=1960$ N ($G_1=490$ kg und $G_1/G_2=2,25$) wenn die Seilposition $x\approx 640$ mm über die Treibscheibe läuft und bei der Abwärtsfahrt von G_1 die maximale Beschleunigung bzw. bei der Aufwärtsfahrt von G_1 die maximale Verzögerung erreicht wird ($a=-1$ m/s²). Die Seilposition, welche die maximale Traktionskraft $F_{Tmax}=3376$ N ($G_1=490$ kg und $G_1/G_2=2,25$) erfährt, befindet sich bei $x\approx 7360$ mm. Beim Überrollen dieses Seilstücks wird das schwere Gewicht G_1 bei der Abwärtsfahrt maximal verzögert bzw. es wird in der Aufwärtsfahrt maximal beschleunigt ($a=1$ m/s²). Mittels der durchgeführten Versuche wird untersucht, ob der Treibkraftbetrag als wesentlicher, lebensdauerbeeinflussender Parameter für die Seilbeanspruchung in Traktionstrieben herangezogen werden kann. In diesem Fall sollte abhängig von auftretenden Treibkraft in den Versuchen auch eine Zunahme der Drahtbruchzahlen auf 30d bzw. 6d entlang der überrollten Seillänge mit einem Minimum bei $x\approx 640$ mm sowie ein Maximum bei $x\approx 7360$ mm beobachtet werden können.

Um mehrere Beanspruchungsfälle mit unterschiedlichen Treibkräften zu untersuchen wurden die traktionsbehafteten Dauerbiegeversuche mit unterschiedlichen Seilkraftverhältnissen je Seil-Treibscheiben-Kombination entsprechend der Versuchsmatrix in Kapitel 3.2.3, Tabelle 3.3 durchgeführt. Ein Versuch erfolgte mit ausgeglichenem statischen Seilkraftverhältnis $G_1/G_2=1$ (Traktionsgrad $\eta=0$), wobei die Gewichte G_1 und G_2 so eingestellt wurden, dass die Seile entsprechend einem Sicherheitsfaktor $S_f=12$

belastet sind. Im zweiten Versuch wurde das Gewicht G_2 soweit reduziert, dass die zur Verfügung stehende Traktionskapazität - im Stillstand ohne dynamische Kräfte - zu 65% ausgenutzt wurde (Traktionsgrad $\eta=0,65$). Bei Vorversuchen mit größerem Traktionsgrad von bis zu 80% kam es, aufgrund der zusätzlichen dynamischen Kräfte in den Verzögerungs- und Beschleunigungszonen, zum unkontrollierten Durchrutschen der Seile auf der Treibscheibe und zum Überfahren der Endhaltepositionen. Der Traktionsgrad wurde deshalb mit 0% bzw. 65% so gewählt, dass die dynamische Fahrkurve in beiden Versuchen einen möglichst großen Bereich mit unterschiedlichen Treibkräften F_T abdeckt aber gleichzeitig kein unkontrollierter Gleitschlupf auftritt. Abhängig von der verwendeten Rillenform müssen hierzu trotz gleichem Traktionsgrad unterschiedliche Seilkraftverhältnisse eingestellt werden, um vergleichbare Versuchsbedingungen zu erhalten.

In zwei Versuchen mit jeweils gleicher Seil-Rillen-Kombination erfährt jede Seilposition x ein individuelles Beanspruchungskollektiv. Dabei wird ein sehr großer Parameterbereich abgedeckt und es kann eine sehr viel größere Datenbasis gewonnen werden als dies beispielsweise bei zwei Dauerbiegeversuchen ohne Traktionsübertragung entsprechend Kapitel 4.2 und 4.1 möglich ist.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die spezifische Belastung des Seils an den einzelnen Seilpositionen nur auf der Basis einer detaillierten Betrachtung der Fahrdynamik im Versuch und deren Wirkung auf das Seil ermittelt werden kann. Um einen genauen Zusammenhang zwischen Belastung und Seilschädigung herzustellen muss die Seilschädigung ebenso detailliert erfasst werden wie die Fahrdynamik des Prüfstands. Aus diesem Grund war es erforderlich eine Methode zur positionsgenauen Drahtbrucherfassung zu entwickeln, siehe Kapitel 3.5.2.5.

3.5.2.4. Schlupfmesseinrichtung

Zur Untersuchung des Zusammenhangs von Treibkraft und Seilschlupf wurde eine Schlupfmesseinrichtung, siehe Bild 3.11, in die beiden Prüfstellen integriert.

Entsprechend Kapitel 2.2.2 ist der Seilschlupf die Wegdifferenz von Tragseil und Treibscheibe. Um den zurückgelegten Seilweg zu bestimmen, wird an jeder Prüfstelle des Doppelversuchsstands ein Seilwegsensoren verwendet, mit dem die Position des Gewichtsrahmens ermittelt werden kann. Die Platzierung der Seilwegsensoren im Prüfstand ist in Bild 3.11 dargestellt.

Der Seilwegsensoren besteht aus einem speziellen Messseil, das auf eine Präzisionstrommel aufgewickelt ist und durch eine Rückholfeder unter Zugspannung gehalten wird. Um das eingestellte Seilzugkraftverhältnis nicht zu verfälschen, muss diese Zugkraft während der Messung durch entsprechende Zusatzgewichte ausgeglichen werden.

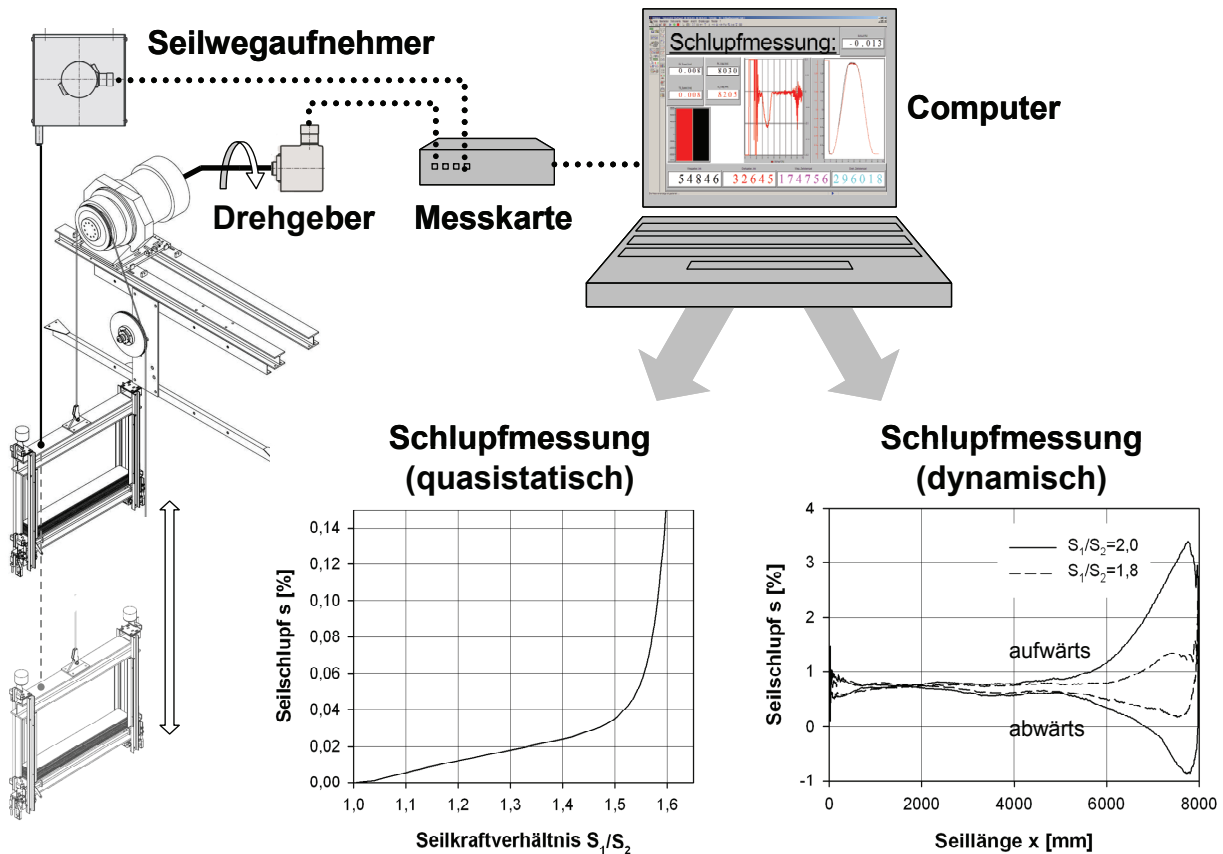


Bild 3.11: Schlupfmesseinrichtung

Für die Wegmessung ist ein Drehgeber mit Absolutwert-Encoder direkt an die Mess-trommel gekoppelt. Bei einer Encoderauflösung von 6,8 TTL Signalimpulse je Millimeter Messseilweg ergibt sich für die Seilwegaufnahme ein Auflösungsvermögen von 0,15 mm. Zur Aufnahme des Treibscheibenwegs wurde an der Antriebswelle des Motors ein Drehgeber angeflanscht. Der Sensor liefert pro Treibscheibenumdrehung 5000 Signalimpulse, die er als TTL-Rechtecksignale an die Messkarte weitergibt. In der Prüfstandanwendung muss der Teilumfang der Treibscheibe mit Hilfe einer Formel in Bezug auf die Kreisteile des Drehgebers umgerechnet werden, um den zurückgelegten Weg zu erhalten. Bei einer Treibscheibe mit einem Seildurchmesser $D=400$ mm erhält man ein Auflösungsvermögen von 0,25 mm.

Die TTL-Signale von Treibscheibe und Seilwegaufnehmer werden mittels einer Messkarte erfasst und über eine USB-Schnittstelle an einen Computer übertragen. Zusätzlich zu den Inkrementalwerten stellt die Messkarte Zeitstempelinformationen zur Verfügung. Der Zeitstempel entspricht der Periodendauer des letzten Impulses, die Auflösung beträgt 100 ns. Die Zeitstempelinformationen von Drehgeber und Seilwegaufnehmer erlauben eine hochgenaue Geschwindigkeitsmessung aus der eine Echtzeitberechnung des Seilschlupfes erfolgt.

Mit Hilfe eines programmierten Tools erfolgt eine Online-Visualisierung der augenblicklichen dynamischen Messgrößen. Die Daten können zur späteren Bearbeitung in

einzelnen Kanälen gespeichert werden. Am Prüfstand wurden zwei Betriebsarten zur Schlupfmessung implementiert.

Betriebsarten der Schlupfmesseinrichtung

- Quasistatische Schlupfmessung zur Ermittlung der maximalen Treibfähigkeit

Dabei wird der zurückgelegte Treibscheibenweg mit dem Seilhub verglichen um den Seilschlupf zu ermitteln. Die Fahrgeschwindigkeit ist hierbei auf $v=0,2$ m/s begrenzt. Die Streckenmessung erfolgt nur im Bereich mit konstanter Fahrgeschwindigkeit um Beeinflussungen durch Anfahr- und Abbremsvorgänge auszuschließen. Das Seilkraftverhältnis S_1/S_2 ist dadurch nur von der gewählten Gewichtsbelastung abhängig. Aufgrund der begrenzten Hubhöhe des Prüfstands und wegen der Seilschlupfwerte im Promillebereich werden bei jeder Messung bis zu 16 Rundfahrten durchgeführt und die Wegstrecken addiert. Bei der Datenauswertung werden die Auf- und Abwärtsfahrten getrennt betrachtet, um zwischen dem Seilschlupf bei treibender und bei getriebener Seilscheibe differenzieren zu können. Ausgehend von einer Messung bei ausgeglichenem Seilzugkraftverhältnis wird für jede weitere Messung das Gegengewicht G_2 sukzessive vermindert bis es zum vollkommenen Treibfähigkeitsverlust und damit zum Durchrutschen des Seils kommt. Bild 3.11 zeigt im links abgebildeten Diagramm einen mit dieser Methode ermittelten Seilschlupfverlauf in Abhängigkeit vom Seilkraftverhältnis S_1/S_2 für eine bestimmte Seil-Rillen-Kombination.

- Dynamische Schlupfmessung

Bei der dynamischen Schlupfmessung wird der Seilschlupf in Echtzeit aus der Geschwindigkeitsdifferenz von Seilwegaufnehmer und Treibscheibendrehgeber berechnet. Die Messung erfolgt während einer Rundfahrt mit normalem Geschwindigkeitsverlauf entsprechend Kap. 3.5.2.2 Bild 3.9 mit $v_{\max}=2$ m/s. Durch die hohe Abtastrate von 100 Hz kann für jede Seilposition die im Dauerversuch auftretende spezifische Schlupfbeanspruchung ermittelt werden. Man erhält eine Darstellung des Schlupfverlaufs über der Seilposition x , wobei Gleit-, Dehnungs- und scheinbarer Laufradiusschlupf in ihrer Summe als Gesamtschlupf erfasst werden und sich nicht differenzieren lassen. In dem rechten Diagramm von Bild 3.11 sind exemplarisch zwei bei den durchgeführten Dauerbiegeversuchen aufgezeichnete Kurvenverläufe für $S_1/S_2=1,8$ dargestellt. Beide Versuche erfolgten mit derselben Seil-Rillen-Kombination. Man kann deutlich erkennen, welchen erheblichen Einfluss bereits eine geringfügige Erhöhung des Seilkraftverhältnisses auf den Traktionsbedarf und damit auf den Seilschlupf haben kann. Der bei $S_1/S_2=2,0$ auftretende maximale Gesamtschlupf ist 3-mal größer im Vergleich zum Gesamtschlupf bei $S_1/S_2=1,8$.

3.5.2.5. Rechnerunterstützte Drahtbrucherfassung

Durch die Fahrdynamik des Prüfstands werden die einzelnen Seilabschnitte entlang der gesamten Seilbiegelänge von 8 m durch unterschiedliche Seilzugkraftverhältnisse beansprucht. Im Vergleich zu einem Standarddauerbiegeversuche mit konstanter Seilzugkraft, bei dem lediglich 2 Biegelängen von je 30d ausgewertet werden, liefert der traktionsbehafteter Versuch eine erheblich größere Datenbasis. Aufgrund der in Kap. 3.5.2.3 beschriebenen positionsspezifischen Beanspruchung des Seil können durch eine positionsabhängige Betrachtung der gesamten 8 m Hublänge eine Vielzahl von Biegezonen mit unterschiedlichen Belastungskollektiven untersucht und dadurch sehr viele Versuchsergebnisse während eines Versuchs gewonnen werden.

Durch eine im Prüfstand implementierte messtechnische Datenerfassung soll eine differenzierte Auswertung der unterschiedlich geschädigten Seilabschnitte ermöglicht werden. Grundvoraussetzung für diese Auswertemethode ist, dass die lokale Schädigung der Seilabschnitte über die gesamte Seillänge bekannt ist. Im Gegensatz zu normalen Dauerbiegeversuchen, bei der die Drahtbruchzählung auf festgelegten Bezugslängen erfolgt, muss bei einer abschnittswisen Seilauswertung die positionsgenaue Lage der Drahtbrüche erfasst werden. Um dies zu erreichen, wurde ein rechnerunterstütztes System zur Drahtbrucherfassung entwickelt, mit dem nicht nur die Anzahl der Drahtbrüche sondern auch die Position jedes einzelnen Drahtbruchs millimetergenau gespeichert wird.

Bild 3.12 zeigt schematisch das System zur rechnergestützten Inspektion eines Versuchsseils. Die Drahtbrüche werden mit einem programmierten Ablesetool direkt am PC registriert. Die visuelle Inspektion des Versuchsseils beginnt wenn sich das Gewicht G_1 an der oberen Hubendposition befindet. Im Bereich der Treibscheibe ist parallel zum Seil ein 150 mm-Korrekturmaßstab und ein Vergrößerungsspiegel befestigt, an dem das Seil in Schleichfahrt vorbei fährt. Befindet sich ein Drahtbruch im Bereich des Korrekturmaßes wird die Seilfahrt gestoppt und die Korrekturposition über einen Schieberegler in der Bedienmaske des Ablesetools eingegeben. Das Programm ermittelt automatisch aus der aktuellen Fahrkorbposition und dem Korrekturmaß die Absolutposition des Drahtbruchs auf dem Versuchsseil. Zusätzlich kann der Seildurchmesser und die Lage Drahtbruchs am Umfang des Seiles unterteilt in 4 Seilquadranten eingegeben werden. Die Werte werden in einer Datenreihe abgelegt.

Nachdem die gesamte Biegelänge des Seils erfasst wurde, erhält man einen Datensatz entsprechend Bild 3.12 in dem Drahtbruchposition, Drahtbruchorientierung am Umfang des Seils und die Seildurchmesser d_1 und d_2 abgelegt sind.

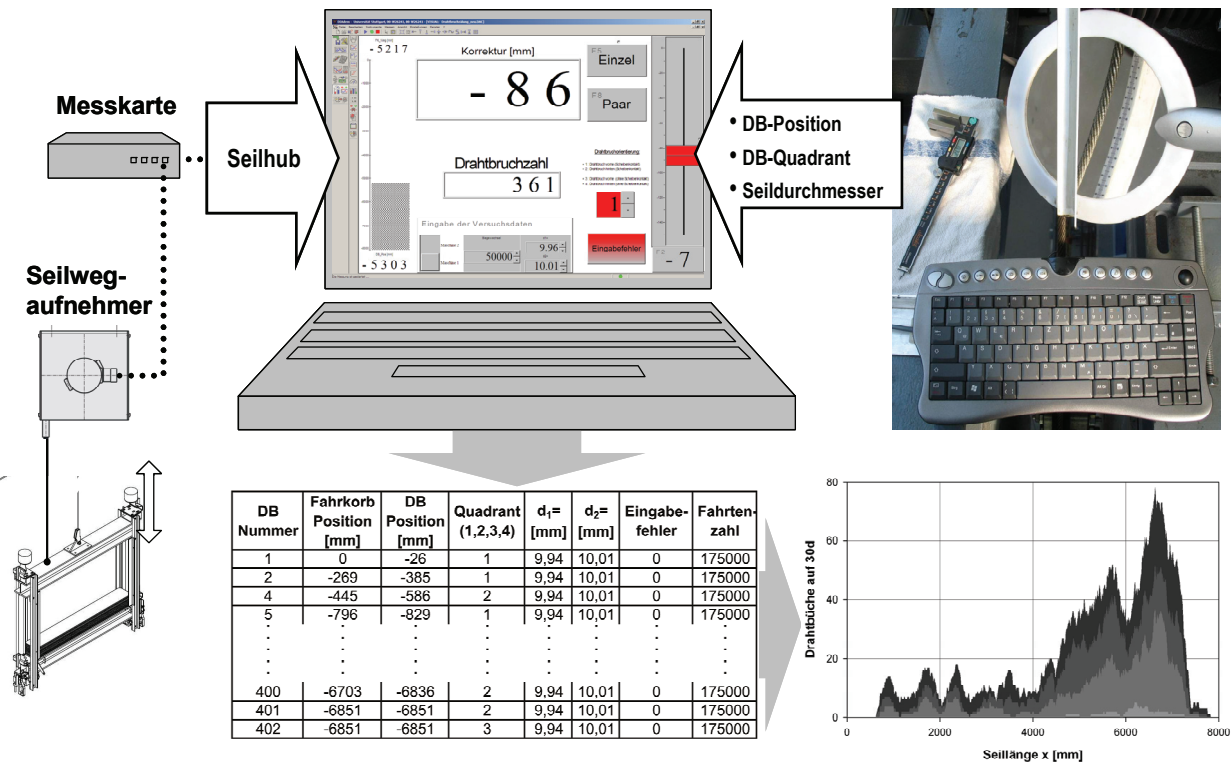


Bild 3.12: System zur rechnerunterstützten Drahtbrucherfassung

Der Detaillierungsgrad dieser rechnergestützten Drahtbrucherfassung ermöglicht eine neue differenzierte Auswertemethodik. Aus der Datenbasis mehrerer Ablesungen kann nicht nur ein Zusammenhang zwischen der lokalen Seilbeanspruchung durch unterschiedliche Seilzugkraftverhältnisse und Drahtbruchentwicklung an der entsprechenden Seilposition x hergestellt werden, die positionsgenaue Aufzeichnung der Drahtbrüche ermöglicht es erstmals auch im Nachgang der Messung verschiedene Ablege Kriterien (z.B. DIN 15020, ISO 4344) variabel für die aufgezeichneten Versuchsdaten anzuwenden. Dies war bisher nicht möglich weil bereits während des Versuchs - beim Ablesen der Seile - festgelegt werden musste auf welchen Bezugs-längen die Drahtbrüche ausgezählt werden sollten. Eine spätere Beurteilung der Drahtbruchentwicklung anhand anderer Ablege Kriterien, d.h. mit anderen Bezugs-längen oder Ablegedrahtbruchzahlen, kann ohne die Aufzeichnung der genauen Drahtbruchposition nicht erfolgen. Die Ablegedrahtbruchzahlen und Bezugs-längen können bei der Auswertung am Computer individuell vorgegeben werden. Bild 3.13 zeigt beispielhaft die Drahtbruchentwicklung eines Versuchsseils ausgewertet mit Bezugs-längen von $6d$ bzw. $30d$. Die unterschiedlichen Kurven repräsentieren die abgelesenen und erfassten Drahtbruchzahlen (B_{30} , B_6) bei verschiedenen Fahrtenzahlen während des Versuchs.

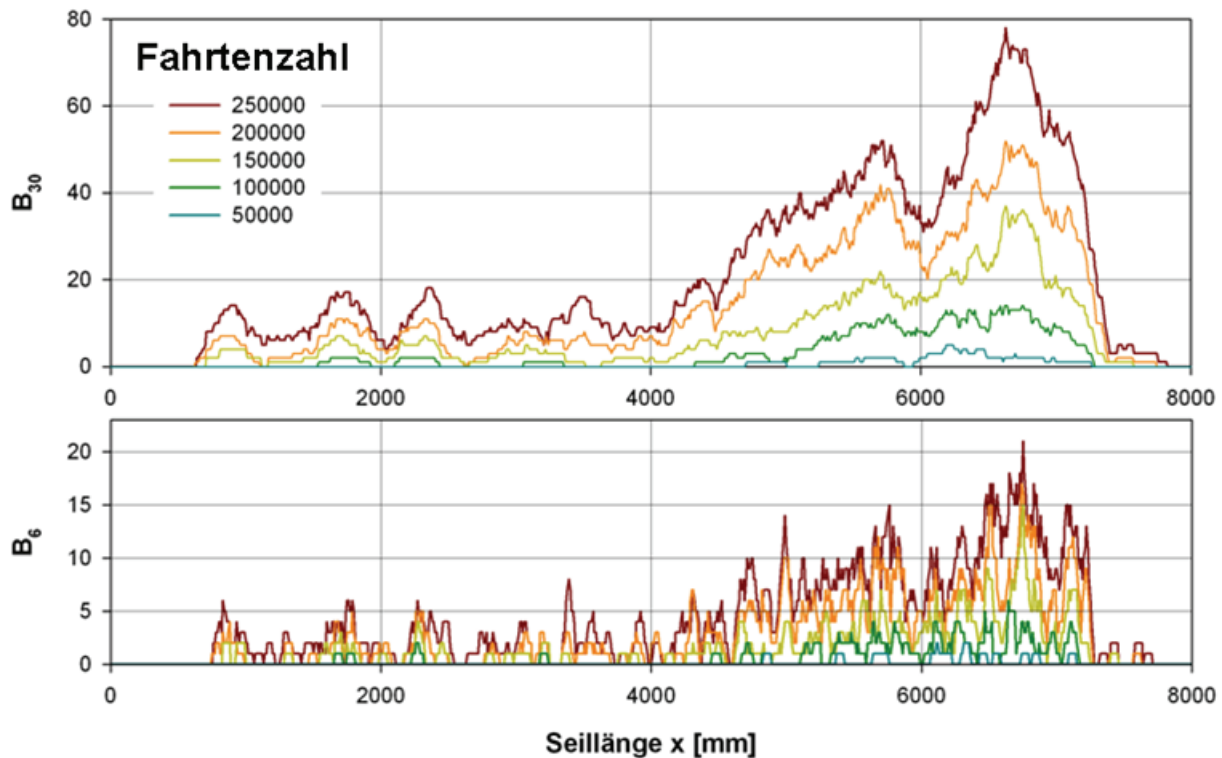


Bild 3.13: Drahtbruchzahlen auf einer Bezugslänge von 30xd (B_{30}) und 6xd (B_6) visualisiert bei verschiedenen Fahrtenzahlen

Die auf der Basis des analysierten Treibkraftverlaufs vermutete Drahtbruchentwicklung entsprechend Kapitel 3.5.2.3 konnte anhand der durchgeführten Versuche bestätigt werden. Bei dem dargestellten Versuch mit Versuchsseil B, einer 90°-Sitzrille und einem unbalancierten Gewichtsverhältnis $G_1/G_2=1,4$ entstehen die ersten Drahtbrüche in Seilabschnitten mit der höchsten Treibkraftübertragung. An diesen Stellen kommt es im weiteren Verlauf des Versuchs zu einer deutlich beschleunigten Drahtbruchentwicklung. In den bereits durch Drahtbrüche geschwächten Seilzonen bilden sich schnell weitere Drahtbrüche und die Dichteverteilung der Drahtbrüche wird dabei immer unregelmäßiger. Die Kurvenverläufe werden mit zunehmender Fahrtenzahl immer zackiger. Dieses Phänomen lässt sich mit der Geburtsverteilung der Drahtbrüche erklären und wurde bereits detailliert in der Arbeit von **Ren 1996** untersucht. Lokale Drahtbruchhäufungen, so genannte Drahtbruchnester, können aber nach **Feyrer 2000** auch auf lokale Seilschwachstellen oder auf punktuell erhöhte Seilbeanspruchungen zurückzuführen sein.

4. Versuchsergebnisse

4.1. Dauerbiegeversuche auf Einzelscheiben mit Rundrille (Referenzversuche)

Mit den im Rahmen des Forschungsprojekts durchgeführten Versuchen mit Einzelscheibenanordnung und Rundrille erfolgt eine Einordnung der Versuchsseile in die Datenbasis der von Feyrer ermittelten Ergebnisse und eine Untersuchung des Parameters Rillenübermaß.

Alle Versuche wurden mit einem standardmäßigen Verhältnis Versuchsscheibendurchmesser zu Seil von $D/d=25$ und einer bezogene Seilzugkraft $S/d^2=117\text{N/mm}^2$ durchgeführt. Die Versuchsdurchführung erfolgte entsprechend **OIPEEC- Recommendation**. Während der Versuche wurde in definierten Abständen die Drahtbruchzahl ermittelt, um die Drahtbruchentwicklung festzuhalten. Die Versuche wurden erst beim Bruch der Seile beendet.

4.1.1. Einfluss des Rundrillenübermaßes auf die Bruchbiegewechselzahl

Die Referenzversuche wurden entsprechend **DIN 15020** mit einem Rundrillenübermaß von 6% durchgeführt, was einem Verhältnis von $r/d=0,53$ entspricht. Um die Auswirkungen kleinerer Rillenradien auf die ertragbare Biegewechselzahl zu untersuchen, erfolgen die Vergleichsversuche mit kleinen Rillenübermaßen von 3% ($r/d=0,515$) und 1% ($r/d=0,505$). Zusätzlich wurde ein sehr viel größeres – in der Praxis unübliches – Rillenübermaß von 20% ($r/d=0,6$) untersucht. In Kapitel 3.2.1 Tabelle 3.1 ist die Versuchsmatrix der im Forschungsvorhaben durchgeführten Dauerbiegeversuche mit Rundrille dargestellt.

Bild 4.1 und Bild 4.2 zeigen exemplarisch die Bruchbiegewechselzahlen der beiden 8 mm Seile mit Faser- und Stahleinlage für die drei verschiedenen Rillenübermaße.

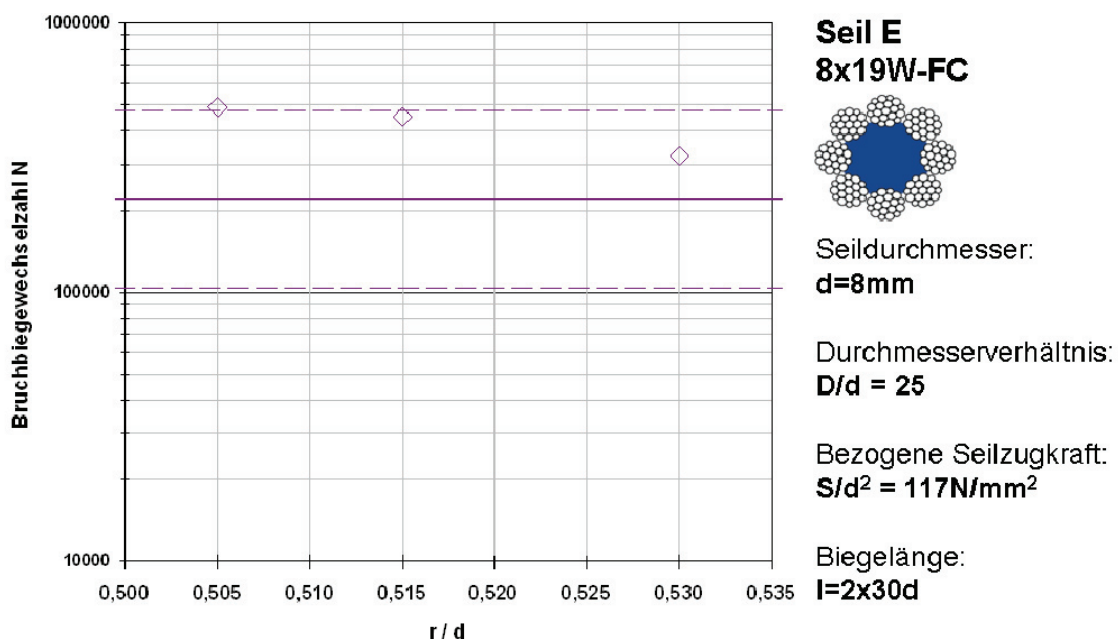


Bild 4.1: Seil E; Bruchbiegewechselzahlen N über dem r/d-Verhältnis

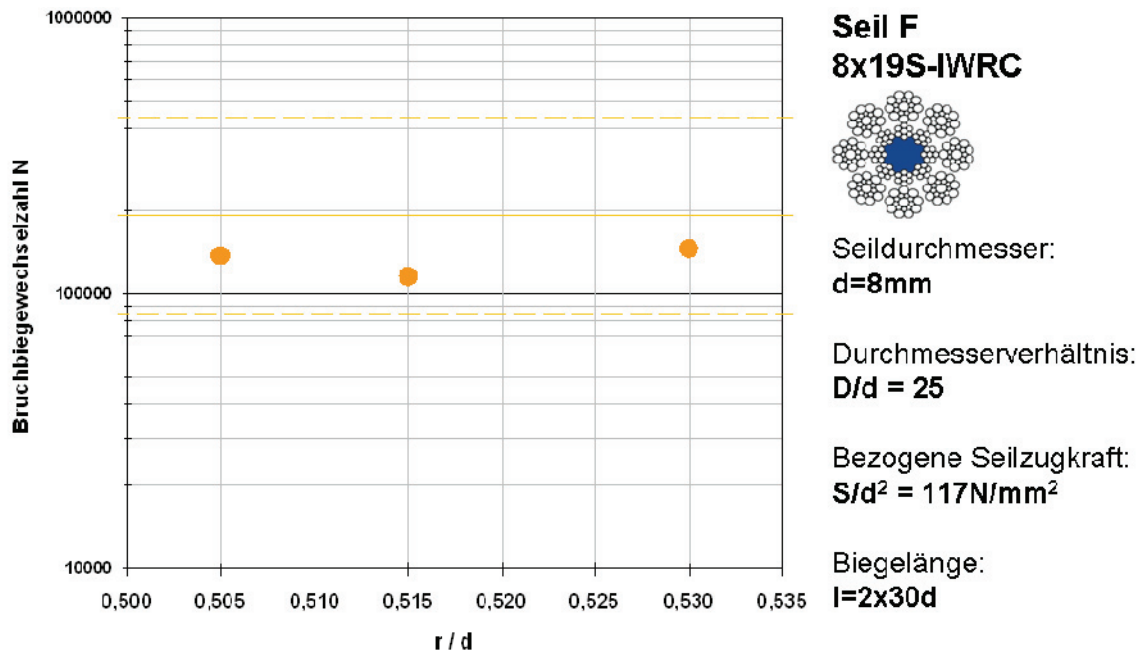


Bild 4.2: Seil F; Bruchbiegewechselzahlen N über dem r/d-Verhältnis

Die durchgezogene Linie ist der entsprechend **Feyrer 2000** berechnete Wert für die mittlere Bruchbiegewechselzahl Z_m . Die gestrichelten Linien entsprechen der 10%- bzw. der 90%-Grenze Z_{10} bzw. Z_{90} . Nach der Regressionsgleichung von Feyrer liegen jeweils 10% der Seile oberhalb bzw. unterhalb dieser Grenzen. Es ist zu berücksichtigen, dass die Regressionsgleichung von Feyrer auf der Basis von Seilen gewonnen wurde, die vor den Versuchen in Zylinderheidampfl aufgefettet wurden und daher für die Lebensdauerprognose von gut aufgefetteten Seilen herangezogen werden sollte. Um praxisnahe Versuchsbedingungen zu gewährleisten, wurden die Seile für die Versuche nicht aufgefettet sondern im Anlieferungszustand belassen. Eine Auffettung der Seile und Nachschmierung während der Versuche erfolgte nicht.

Auf der Basis der wenigen Versuchsdaten, die mit den lang laufenden Versuchen gewonnen wurden, konnte bei den Seilen E und F, aber auch bei den Seilen A-D (siehe Bild 4.3) kein signifikanter Einfluss des Rillenübermaßes im Bereich von 1% ($r/d=0,505$) bis 6% ($r/d=0.53$) auf die erreichte Bruchbiegewechselzahl festgestellt werden. Bei den Seilen A-D wurden jedoch entsprechend der Versuchsmatrix weitere Versuche mit einem noch größeren – in der Praxis unüblichen - Rillenübermaß von 20% ($r/d=0,6$) durchgeführt.

Bild 4.3 zeigt die Versuchsergebnisse der 10 mm Seile A, B, C und D.

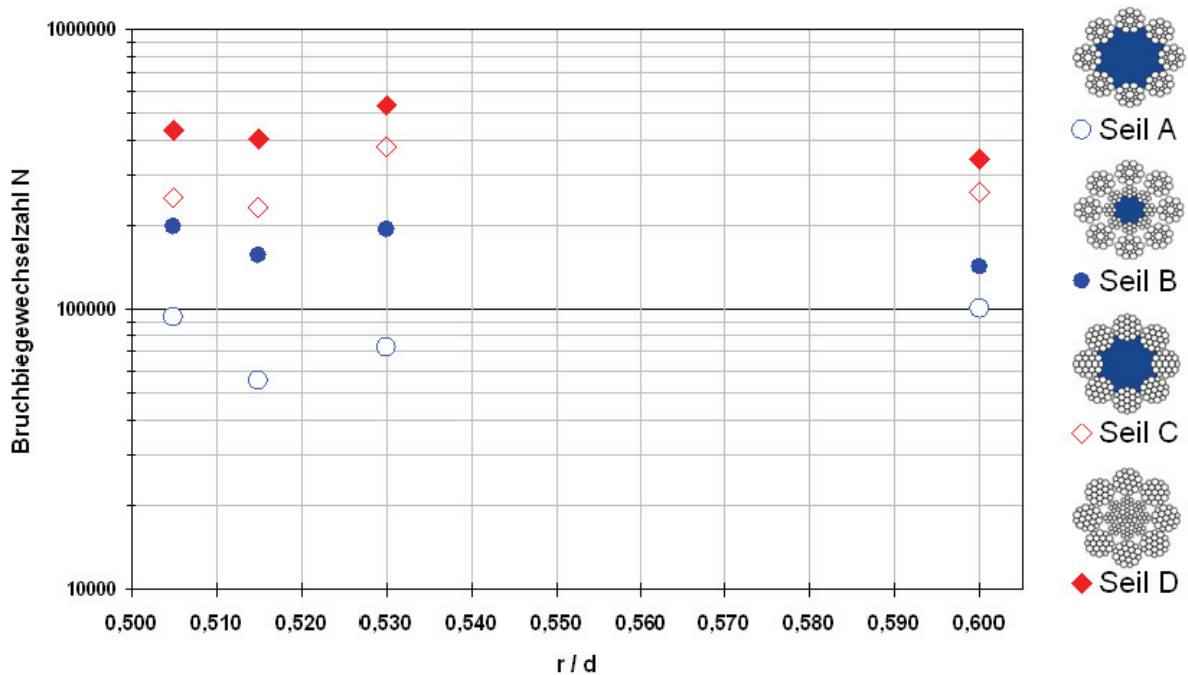
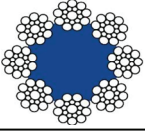
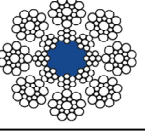
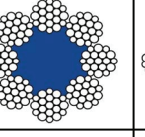
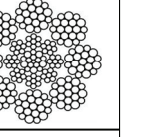


Bild 4.3: Seil A, B, C, D; Bruchbiegewechselzahlen N über dem r/d-Verhältnis

Auf der Basis der Versuchsergebnisse können Korrekturfaktoren f_{N3} als Verhältnis der Bruchbiegewechselzahl $N_{20\%}$ ($r/d=0,6$) zu $N_{6\%}$ ($r/d=0,53$) bzw. zum Mittelwert $\bar{N}_{1\%-6\%}$ der Versuche mit kleinen Rillenübermaßen berechnet werden. In Tabelle 4.1 sind für die vier verschiedenen Seilkonstruktionen, die aus den Versuchsergebnissen ermittelten Korrekturfaktoren dargestellt.

Tabelle 4.1: Einfluss eines Rundrillenübermaßes von 20% auf den Korrekturfaktor f_{N3}

Konstruktion	Seil A	Seil B	Seil C	Seil D
				
$f_{N3}=N_{20\%}/N_{6\%}$ $f_{N3}=0,66$ (Feyrer $r/d=0,6$)	1,38	0,74	0,69	0,65
$f_{N3}=N_{20\%}/\bar{N}_{1\%-6\%}$ $f_{N3}=0,66$ (Feyrer $r/d=0,6$)	1,39	0,79	0,94	0,76

1,16

0,77

Die Seile mit Fasereinlage weisen gemäß Bild 4.3 selbst mit $r/d=0,6$ immer noch annähernd gleiche Bruchbiegewechselzahlen auf wie bei Rundrillenübermaßgrößen von $r/d=0,505$ bis $0,53$. Der mittlere Korrekturfaktor der Seile A und C beträgt $f_{N3(FE)}=1,16$, bezogen auf die Mittelwerte bei 1%-6% Rillenübermaß.

Bei den Stahleinlageseilen vermindern sich die Bruchbiegewechselzahlen bei $r/d=0,6$ auf einen mittleren Faktor $f_{N3(SES)}=0,77$. Diese Lebensdauerminde- rung entspricht

Für die Auswertung der Biegeversuche mit Formrillen wird die nach Feyrer berechnete mittlere Ablegebiegewechselzahl N_{Am} für die Rundrille ($r/d=0,53$; $D/d=40$; $S=F_{min}/12$) entsprechend Gleichung 4.1 korrigiert

$$\lg N_{Am}^* = \lg N_{Am} + u_i \cdot \lg s_{z_{Am}} \Rightarrow N_{Am}^* = 10^{(\lg N_{Am} + u_i \cdot \lg s_{z_{Am}})} \quad (4.1)'$$

Mit der Ablegebiegewechselzahl N_{Am}^* als Referenzwert und der im Versuch ermittelten Ablegebiegewechselzahl in Formrillen $N_{A(Form)}$ kann der Korrekturfaktor

$$f_{N3} = \frac{N_{A(Form)}}{N_{Am}^*} \quad (4.2)$$

ohne Beeinflussung durch die individuelle Qualität der ausgewählten Versuchsseile berechnet werden.

4.2. Einzelscheibe mit Formrille ohne Treibkraftübertragung

In Kapitel 3.2.2 Tabelle 3.2 ist die Versuchsmatrix der Dauerbiegeversuche mit Sitz- und Keilrille aufgeführt. Die Formrillenversuche, die mit einer relativ geringen Seilzugkraft von einem Zwölftel der Mindestbruchkraft $S=F_{min}/12$ ($S_f=12$) und einem Verhältnis $D/d=40$ durchgeführt wurden, führten zu extrem langen Versuchszeiten. Die Versuche wurden deshalb nicht bis zum Bruch der Seile sondern nur bis zum Erreichen der Ablegereife gefahren.

4.2.1. Definition der Ablegekriterien

Für die Ermittlung der Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} ist entscheidend welches Ablegekriterium angewendet wird. **Feyrer 2000** definiert die Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} über den Abstand zur Bruchbiegewechselzahl Z_m . Bei 80% der Bruchbiegewechselzahl ist die Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} erreicht. Die entsprechenden Ablegedrahtbruchzahlen auf einer Bezugslänge von $30xd$ (B_{A30}) bzw. $6xd$ (B_{A6}) stammen aus der Auswertung einer Vielzahl von Dauerbiegeversuchen. Feyrer differenziert im Gegensatz zu den Ablegedrahtbruchzahlen nach **DIN 15020** nicht zwischen Seale- und Warrington-Konstruktionen, dafür unterscheidet er bei den Ablegedrahtbruchzahlen zwischen Seilen mit unterschiedlicher Seileinlage. Bei Stahleinlageseilen sind nach Feyrer erheblich höhere Ablegedrahtbruchzahlen möglich als bei Seilen mit Fasereinlage.

In der Praxis erfolgt die Beurteilung von Aufzugsseilen auf Basis der Ablegekriterien, die in der **DIN 15020** oder **ISO 4344** festgelegt sind. Neben der Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche werden weitere Kriterien, wie beispielsweise die Durchmesserreduzierung, als Ablegekriterium herangezogen. Das in der **DIN 15020** festgelegte Kriterium „Seilablage bei einer Durchmesserreduktion um 10% bezogen auf den Seil-

nenndurchmesser d “ ist in der **ISO 4344** noch schärfer mit 6% festgelegt. Insbesondere bei dünnen Seilen ($d < 8$ mm) wird das Kriterium Seildurchmesserreduktion im Rahmen von Einzelzulassungen in der Praxis häufig herangezogen. Daher wurde dieses Ablegekriterium bei der Auswertung ebenfalls berücksichtigt und analysiert.

In Tabelle 4.2 sind verschiedene Ablegekriterien aufgeführt, die bei der Auswertung der Dauerbiegeversuche mit Formrillen und der schlupfbehafteten Dauerbiegeversuche angewendet wurden.

Tabelle 4.2: Angewendete Ablegekriterien

	Feyrer $Z_{Am}=0,8 \times Z_m$		DIN 15020		DIN 15020 Durchmesser- reduktion	ISO 4344 Durchmesser- reduktion
	B _{A30}	B _{A6}	B _{A30}	B _{A6}	d _{min} =0,9xd	d _{min} =0,94xd
8x19S-FC 	17	8	19	10	10 %	6%
8x19S-IWRC 	32	16				
8x19W-FC 	17	8	26	13		
8x19W-IWRC 	32	16				

4.2.2. Sitzrillen mit Unterschnitt

Die Bilder 4.5 bis 4.7 zeigen am Beispiel der Seile mit Seale-Konstruktion in unterschrittenen Sitzrillen den Einfluß der jeweils angewendeten Ablegekriterien. Bei der Anwendung unterschiedlicher Ablegekriterien ergeben sich jeweils andere Ablegebiegewechselzahlen. Die Linien repräsentieren die entsprechend Gleichung 4.1 zur mittleren Ablegebiegewechselzahl von Feyrer referenzierten seilspezifischen Ablegebiegewechselzahlen N_{Am}^* .

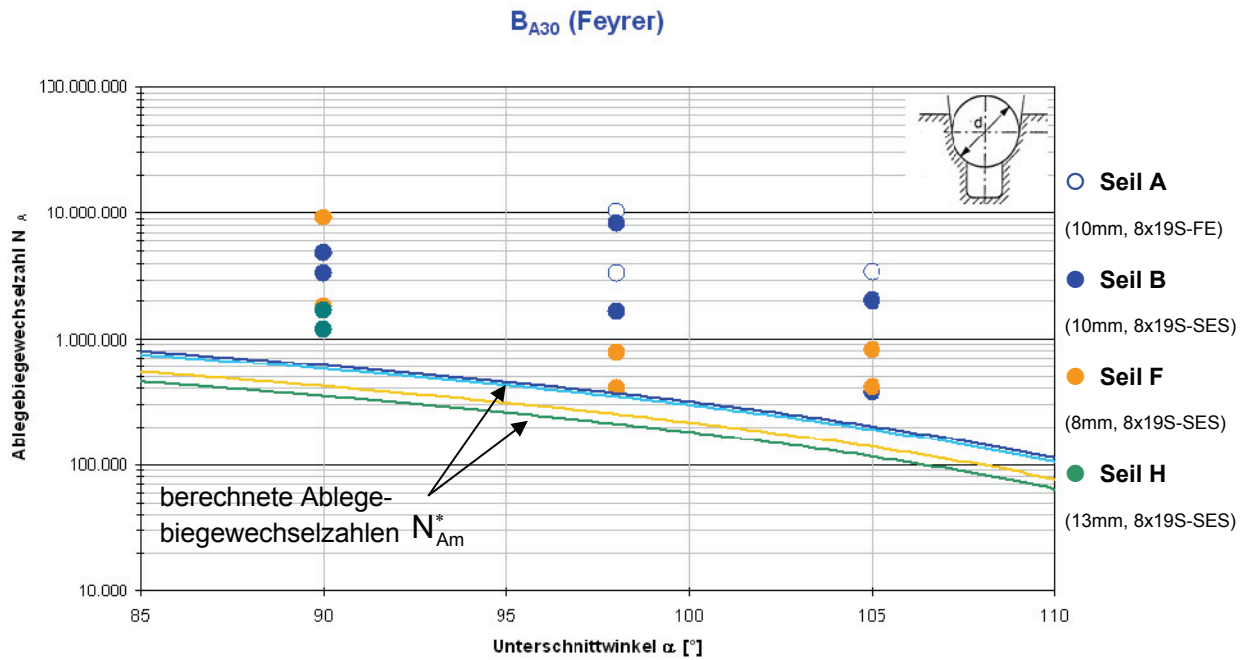


Bild 4.5: Abiegebiegewechselzahlen N_A (B_{A30} Feyrer) der Seale-Seile in Sitzrille

Bei Anwendung der Ablegedrahtbruchzahlen nach Feyrer liegen die Versuchsergebnisse deutlich über den Abiegebiegewechselzahlen Z_{Am}^* . Insbesondere das Seil A mit Fasereinlage erreicht hierbei eine durch Extrapolation der Drahtbruchentwicklung ermittelte Biegewechselzahl von bis zu 10 Millionen.

Der Unterschied zwischen den Seilen mit FE und mit SES-Einlage wird bei der Beurteilung der Seile nach **DIN 15020**, die gleiche Ablegedrahtbruchzahlen (B_{A30}=19) für FE und SES-Seile angibt, noch deutlicher, siehe Bild 4.6.

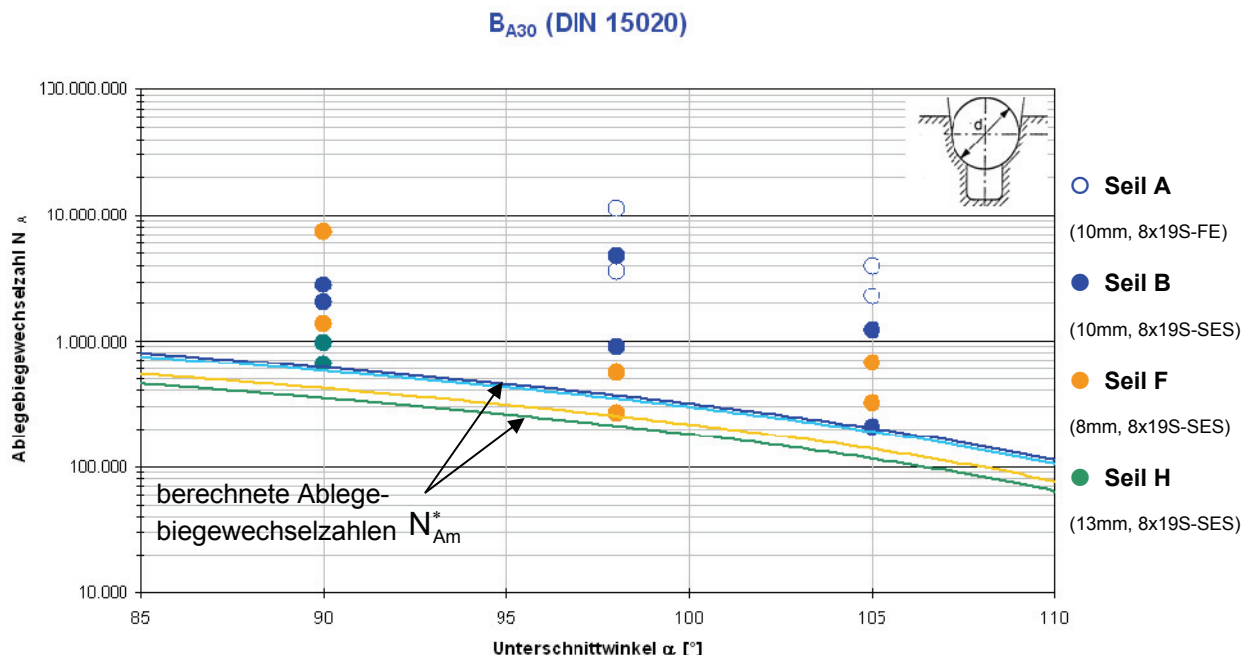


Bild 4.6: Abiegebiegewechselzahlen N_A (B_{A30} DIN15020) der Seale-Seile in Sitzrille

Die Seile F und B mit Stahleinlage schneiden hierbei schlechter ab. Sie erreichen nahezu die nach Feyrer ermittelten Ablegebiegewechselzahlen für eine Sitzrille mit 98°- bzw. 105°-Unterschnitt.

Bei der Berücksichtigung einer Durchmesserreduktion von 6% ergibt sich, entsprechend Bild 4.7, eine geringere Streuung der Ablegebiegewechselzahlen.

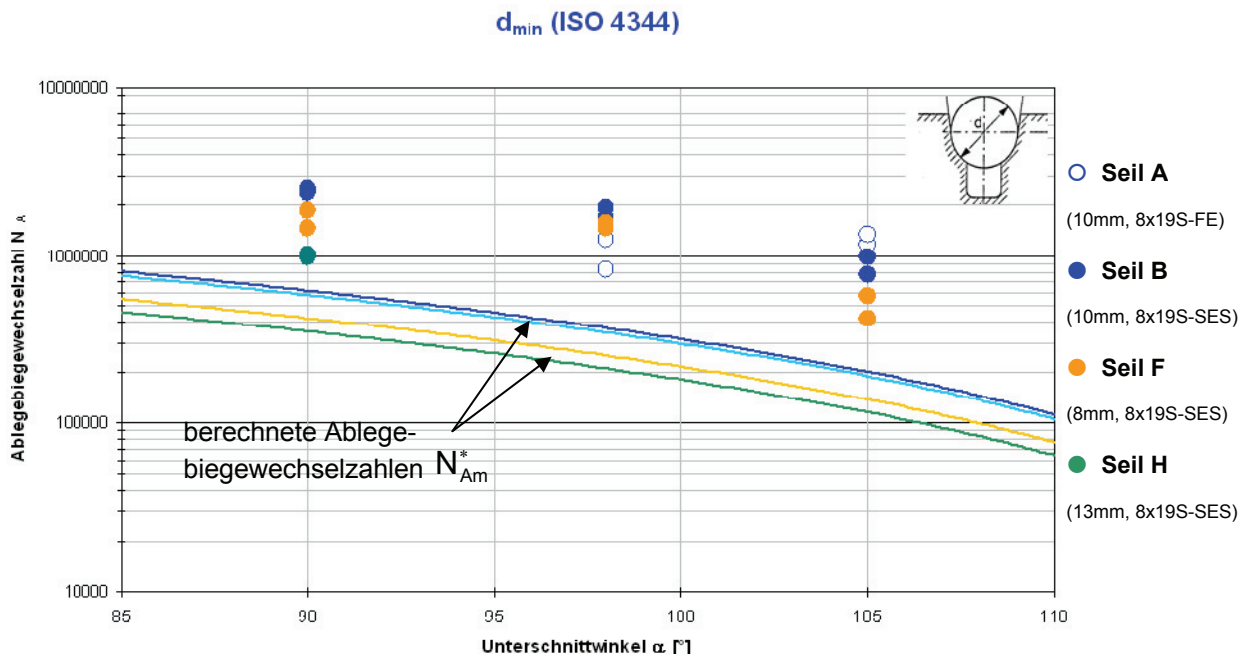


Bild 4.7: Ablegebiegewechselzahlen N_A ($d_{\min}$ ISO 4344) der Seale-Seile in Sitzrille

Das Ablegekriterium Durchmesserreduktion greift nur bei Seil A früher als die Ablegedrahtbruchzahl B_{A30} . Die Ablegedrahtbruchzahl B_{A6} für Drahtbruchnester auf einer Bezugslänge von $6xd$ kommt bei keinem der Versuche zum Tragen.

Berechnet man entsprechend Gleichung 4.2 in Kapitel 4.1.2 den Korrekturfaktor f_{N3} für jeden Versuch, erhält man, abhängig vom verwendeten Ablegekriterium, die Ergebnisse in Bild 4.8 und Bild 4.9. Die gestrichelte Linie repräsentiert dabei die entsprechend **EN 81-1** und **Feyrer 2000** geltenden Korrekturfaktoren. Wie bereits erwähnt, werden f_{N3} -Werte, die den Werten von Feyrer entsprechen, nur bei zwei Versuchen mit den Seale-Seilen B und F mit Stahleinlage (SES) bei Berücksichtigung der DIN 15020 erreicht. Da die Ablegebiegewechselzahlen teilweise jedoch sogar über den berechneten Ablegebiegewechselzahlen in der Rundrille liegen, ergeben sich daraus Korrekturfaktoren $f_{N3} > 1$. Dies erklärt, warum die tatsächlich erreichte Versuchsdauern erheblich über den rechnerischen Prognosen nach der Lebensdauer-gleichung von Feyrer liegen. Die Abweichung von den rechnerischen Prognosewerten von Feyrer kann damit erklärt werden, dass die Versuche zur Ermittlung der Regressionskoeffizienten für Rundrillen nach Feyrer nicht im typischen Anwendungsbereich von Aufzugsseiltrieben lagen, sondern mit höheren Seilzugkräften und kleineren D/d -Verhältnissen durchgeführt wurden.

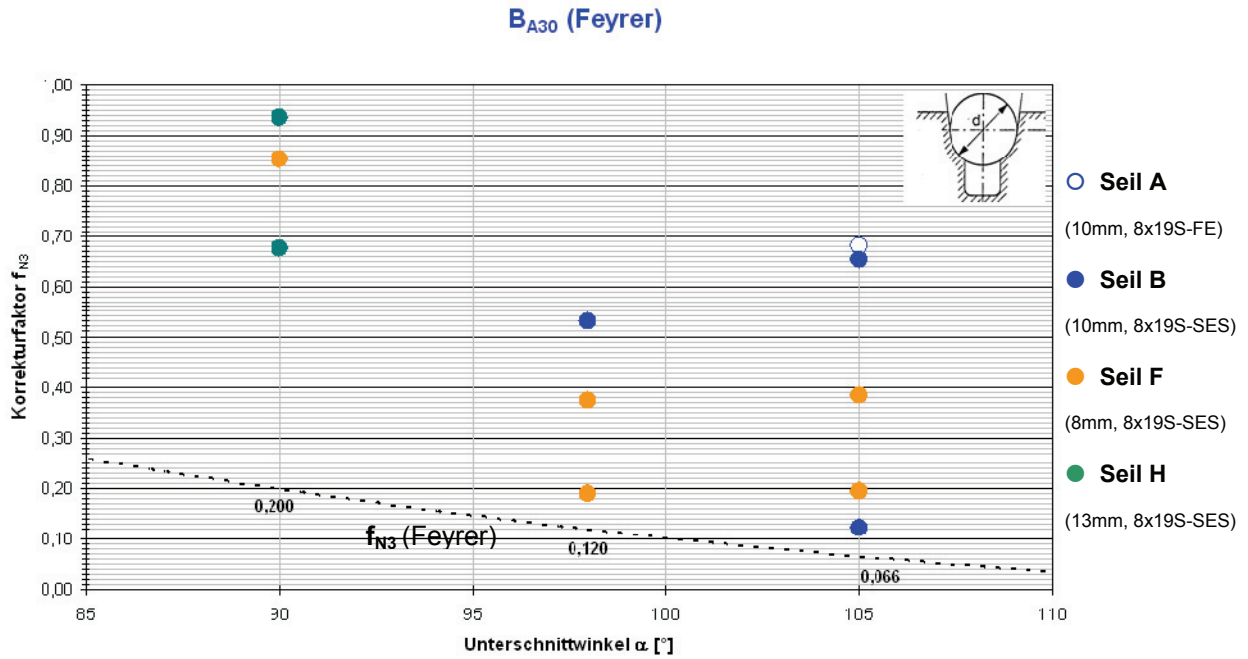


Bild 4.8: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} Feyrer) der Seale-Seile in Sitzrillen

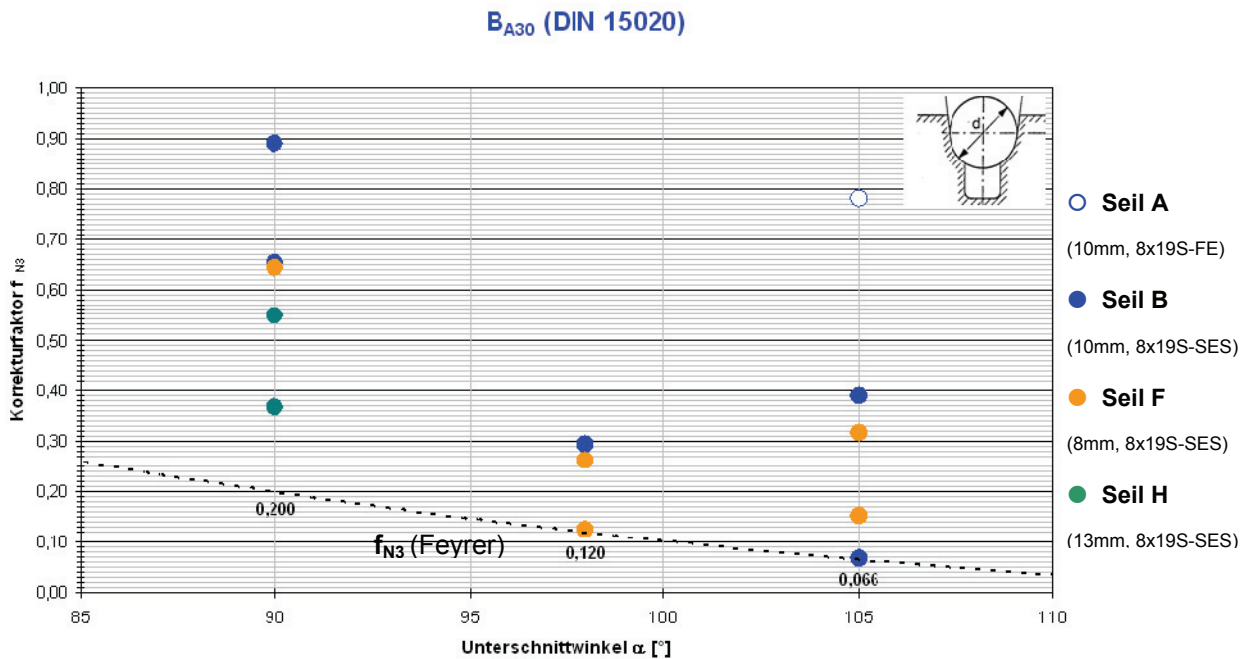


Bild 4.9: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN15020) der Seale-Seile in Sitzrillen

In Bild 4.10 sind die Korrekturfaktoren der Warrington-Seile dargestellt.

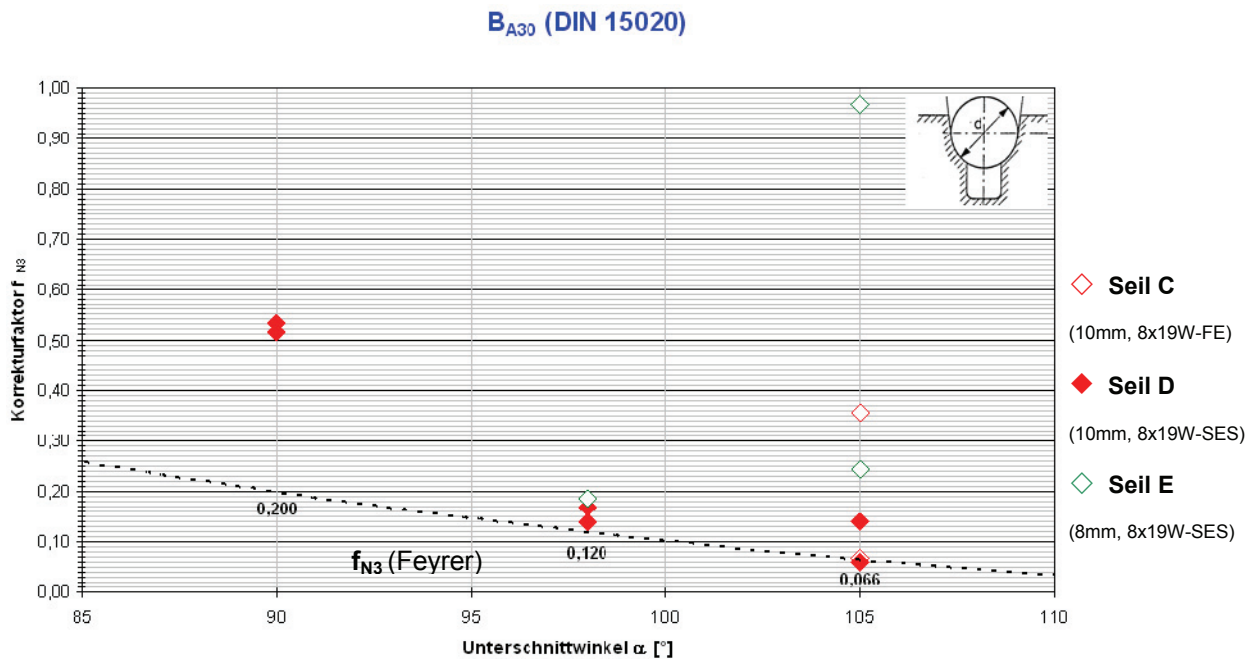


Bild 4.10: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN15020) der Warrington-Seile in Sitzrillen

Auch hier liegen die ermittelten Korrekturwerte überwiegend über den entsprechend Feyrer geltenden f_{N3} -Werten. Bei einem Unterschnittwinkel von 105° erreichen die Seile C und D die von Feyrer angegebene Grenze. Im Gegensatz zu Feyrers Korrekturfaktoren, die aus den Untersuchungen von **Holeschak 1987** an realen Aufzugsanlagen gewonnen wurden und daher die lebensdauerredzierende Einflüsse von Formrillen und Seilschlupf berücksichtigen, wurden die hier dargestellten Einzelscheibenversuchen mit Formrille ohne die zusätzlichen aufzugstypischen Beanspruchungsmechanismen wie wechselnde Seilovalisierung beim Lauf über unterschiedliche Rillenformen oder Seilschlupf durchgeführt. Die Versuchseile sind bei allen in Kap. 4.2 dargestellten Versuchen mit Unterschnitttrille und Keiltrille somit regelmäßig geringer beansprucht als in einem realen Aufzug und erreichen daher erwartungsgemäß höhere Ablegebiegewechselzahlen, vgl. Bild 4.6. Entsprechend liegen die ohne Traktion und Seilovalisierung ermittelten Korrekturfaktoren über den Korrekturfaktoren von Feyrer f_{N3} (Feyrer), vgl. Bild 4.9 und 4.10.

4.2.3. Keilrille

In Bild 4.11 sind die Versuche mit den Seale-Seilen in Keilrille dargestellt.

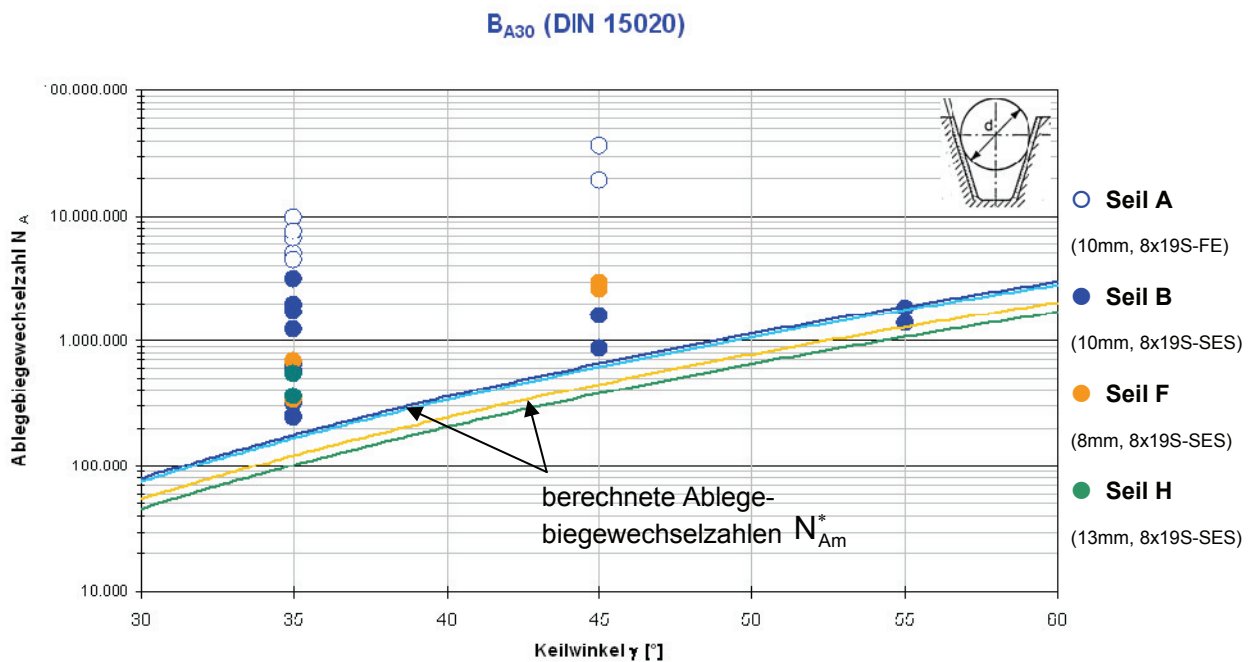


Bild 4.11: Ablegebiegewechselzahlen N_A (B_{A30} DIN15020) der Seale-Seile in Keilrille

Bei den Versuchen mit Keilrille liegen die ermittelten Biegewechselzahlen ebenfalls nahezu durchgängig über den berechneten f_{N3} -Werten. Zur Erweiterung der Datenbasis wurden bei den Versuchswerten der 35°-Keilrille auch die Ergebnisse der Seile A und B, die in Biegeversuchen mit Doppelscheibenanordnung ermittelt wurden, zusätzlich mit aufgenommen, vgl. Kapitel 4.3. Dies ist für Seilbiegezone, die nur über eine Versuchsscheibe der Doppelscheibenanordnung laufen, möglich, da die Seilabschnitte in diesen Zonen dieselben Beanspruchungen erfahren wie in einem Dauerbiegeversuch mit Einzelscheibe.

Obwohl in den Versuchen sowohl das Seil A (FE) als auch das Seil B (SES) mit Zugkräften entsprechend 12-facher Seilsicherheit belastet wurden, zeigten sich deutliche Unterschiede.

Während das Seil A mit Fasereinlage bei allen Keilwinkelgeometrien Ablegebiegewechselzahlen weit über denen gemäß Feyrer erreicht (vgl. Bild 4.12) schneidet das Stahleinlageseil deutlich schlechter ab (vgl. Bild 4.13). Bei einem Keilwinkel $\gamma=55^\circ$ unterschreiten zwei Versuchswerte knapp die mit f_{N3} nach Feyrer berechneten Ablegebiegewechselzahlen, ohne dass in diesen Versuchen aufzugstypische Zusatzbeanspruchungen vorhanden waren.

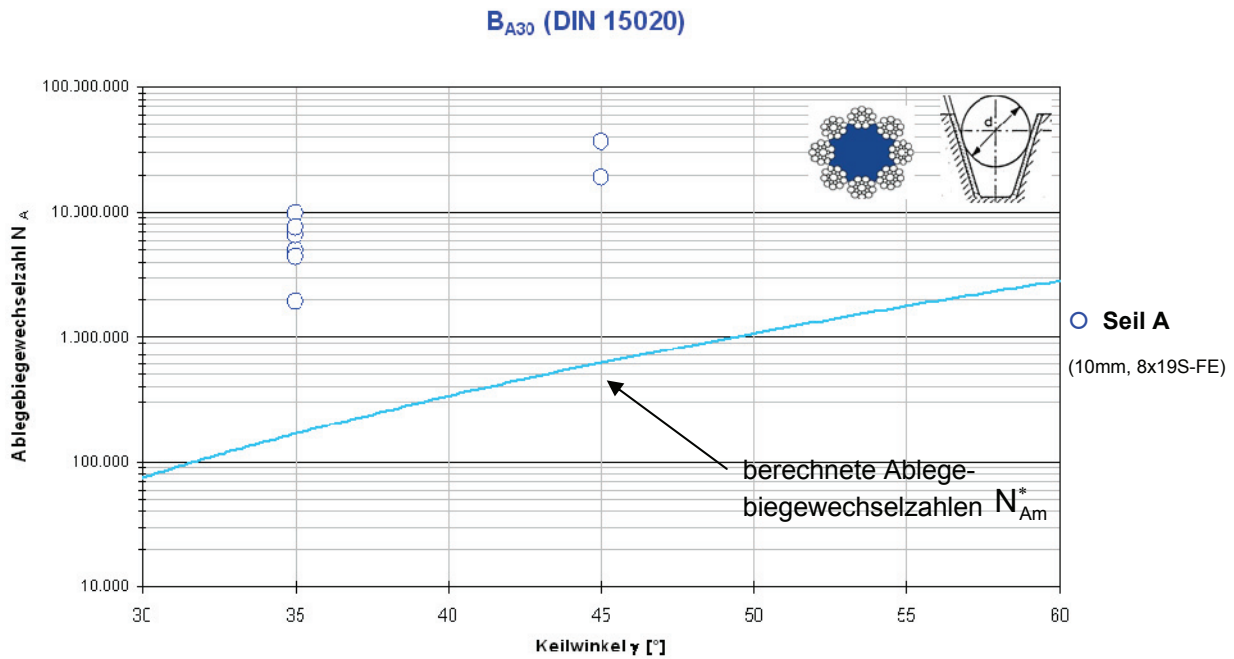


Bild 4.12: Ablegebiegewechselzahlen N_A (B_{A30} DIN15020) der Seil A mit FE in Keilrille

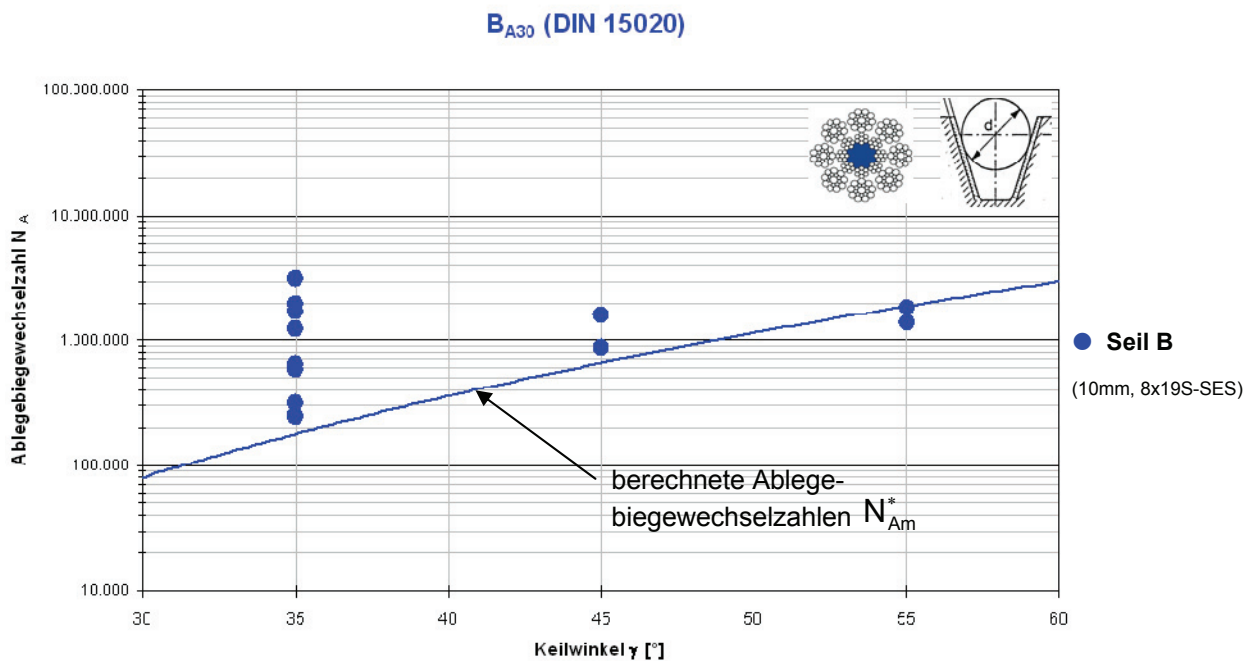


Bild 4.13: Ablegebiegewechselzahlen N_A (B_{A30} DIN15020) der Seil B mit SES in Keilrille

Bild 4.14 und Bild 4.15 zeigen die ermittelten Korrekturfaktoren in der Keilrille. Bis auf wenige Ausreißer liegen alle in den Versuchen ohne Traktion und Ovalisierung gefundenen Werten über den bestehenden f_{N3} -Werten nach Feyrer.

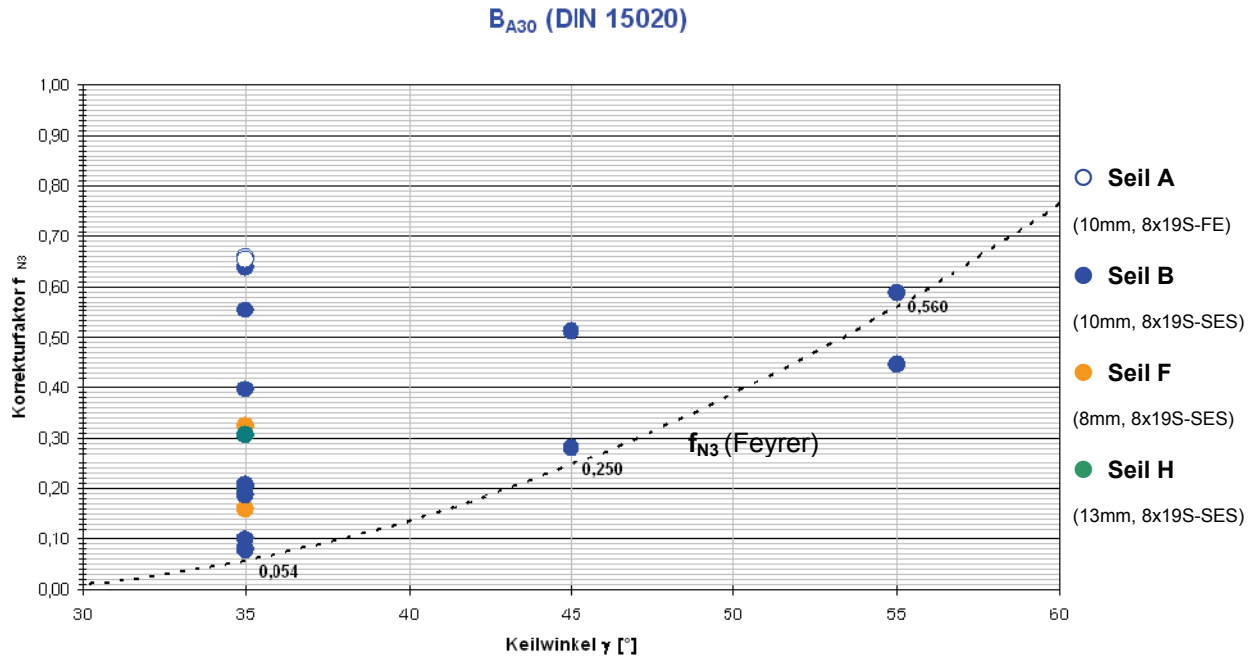


Bild 4.14: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN15020) der Seale-Seile in Keilrille

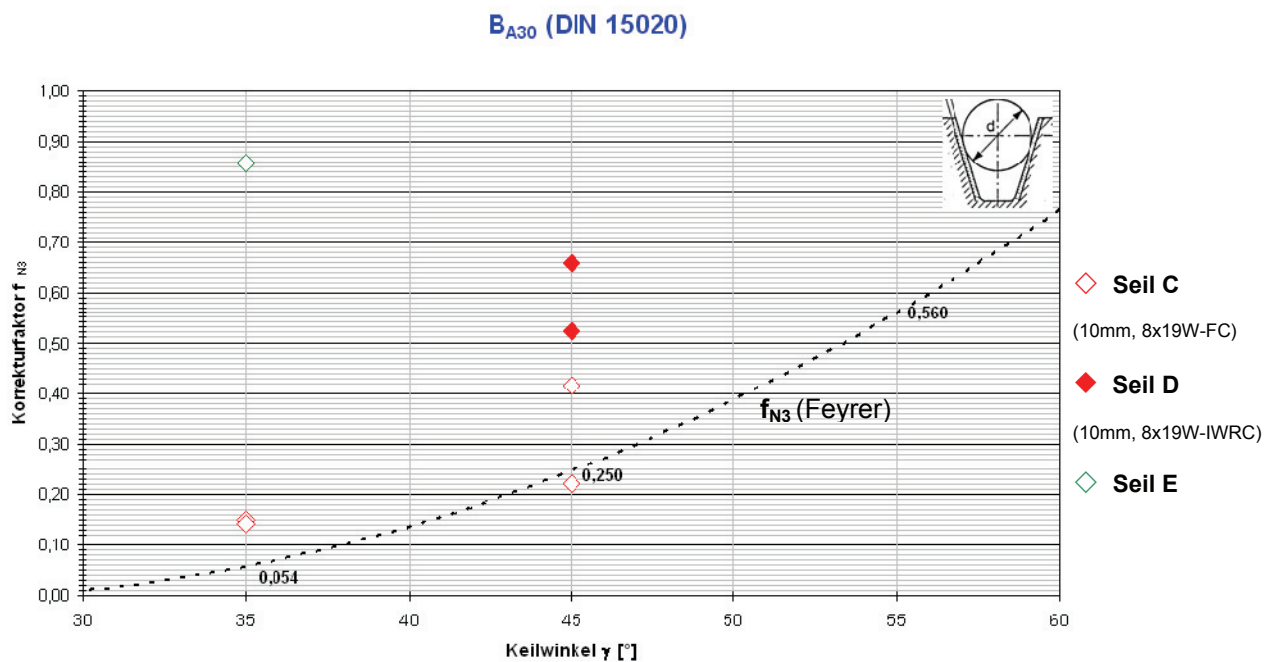


Bild 4.15: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN15020) der Warrington-Seile in Keilrille

Zusammenfassung der Einzelscheibenversuche mit Formrillen

Bei den Dauerbiegeversuchen mit Keil- und Sitzrillen wurden regelmäßig sehr hohe Ablegebiegewechselzahlen erreicht. Aufgrund der teilweise extrem langen Versuchsdauer mit bis über 3,5 Millionen Biegewechsel und den damit verbundenen Versuchs-

laufzeiten von über 3 Monaten konnten die Biegewechselzahlen bis zum Erreichen des Ablegekriteriums B_{A30} teilweise nur durch Extrapolation ermittelt werden.

Die Korrekturfaktoren zur Lebensdauerminde rung in Formrillen nach **Feyrer 2000** und **EN 81-1** wurden bei 52 der 56 Versuchsergebnisse mit Formrillen aufgrund der Versuchsbedingungen ohne Traktion und Ovalisierung zum Teil deutlich überschritten. Bei keinem Versuch kam es zum vollständigen Bruch eines Seils. Die Versuche haben gezeigt, dass sich mit den eingesetzten Dauerbiegemaschinen ohne Traktionskraftübertragung die für Treibscheibenaufzüge gültigen f_{N3} -Faktoren im Versuch nicht reproduzieren lassen. Die dargestellten Versuchsergebnisse zeigen, dass zwischen der rechnerischen Lebensdauerprognose für Aufzüge nach Feyrer - respektive Holeschak - und den Versuchsergebnissen auf Dauerbiegemaschinen ohne Treibkraftübertragung zum Teil erhebliche Unterschiede bestehen weil entscheidende aufzugstypische Beanspruchungen fehlen.

Bei den abgelegten Seilen ist ein Seilverschleiß festzustellen, der ausschließlich auf den in Kapitel 2.2.2.6 beschriebenen Radialschlupf beim Auf- und Ablaufen des Seils auf die Seilscheibe zurückzuführen ist. Im Gegensatz zu realen Aufzugsanwendungen findet bei den auf den Biegemaschinen durchgeführten Versuchen keine Übertragung von Traktionskräften und damit auch keine Relativbewegung in Tangentialrichtung zwischen Seil und Seilscheibe statt. Die wiederkehrende Belastung des Seils an den gleichen Drahtkuppenberührstellen und die gleichförmige Radialschlupfbelastung führen zu einem starken Verschleiß mit Grübchenbildung an den Rillenflanken. Der Schmierstoff wird verdrängt und kann nicht durch die sonst bei Tangentialschlupf vorhandene Relativbewegung zwischen Scheibe und Seil an die Kontaktstellen nachgeführt werden. Auch die mikroskopische Untersuchung der hierbei aufgetretenen Drahtbrüche in Kap. 4.5.1.1 zeigt ein charakteristisches Schädigungsbild bei den Formrillenversuchen ohne Treibkraftübertragung, das sich deutlich von dem in den schlupf-behafteten Dauerbiegeversuchen unterscheidet.

Besonders hervorzuheben ist, dass sich bei den Seilen mit Stahleinlage, im Vergleich zu den Seilen mit Fasereinlage, eine Tendenz zu kleineren Korrekturfaktoren f_{N3} d.h. einer stärkeren Lebensdauerminde rung abzeichnet. Dies lässt sich auf die höhere Pressungsbeanspruchung der Stahleinlageseile bei Versuchen mit gleicher Seilsicherheit wie bei den Fasereinlageseilen zurückführen.

4.3. Dauerbiegeversuche – Kombination von zwei Scheiben

Um zu möglichst aussagekräftigen Ergebnissen zu kommen, wurde eine Versuchsserie mit einer Seilscheibenkombination durchgeführt, die entsprechend Kapitel 2.2.3.2 einen größtmöglichen Unterschied zwischen vertikaler und horizontaler Seilovalisierung hervorruft. Dazu wurde die Kombination

Keilrille ($\gamma=35^\circ$) - Rundrille ($r/d=0,505$)

hinsichtlich einer signifikanten Lebensdauerminderung im Vergleich zu einem Kontrollversuch ohne wechselnde Seilovalisierung

Keilrille ($\gamma=35^\circ$) - Keilrille ($\gamma=35^\circ$)

untersucht. Die Wahl der sonstigen Versuchsparameter erfolgte analog zu den Einzelscheibenversuchen in Kapitel 4.2 mit $D/d=40$ und 12-facher Sicherheit.

Der Einfluss einer Kombination verschiedener Formrillen wird anhand des Korrekturfaktors f_{N3} bezogen auf eine Keilrille untersucht. Um den Einfluss der Seilovalisierung aus den ermittelten Biegewechselzahlen, die in den Versuchen mit Formrillenkombinationen gewonnen wurden, feststellen zu können, werden Korrekturfaktoren f_{N3} für die Keilrille nach der Schadensakkumulationshypothese nach **Palmgren 1924** und **Miner 1945** berechnet. In Bild 4.16 sind die Ergebnisse der Versuche bei der Kombination Keilrille-Keilrille (grün), die Einzelscheibenversuche mit Keilrille (blau) und die Kombination Rundrille-Keilrille (rot) dargestellt.

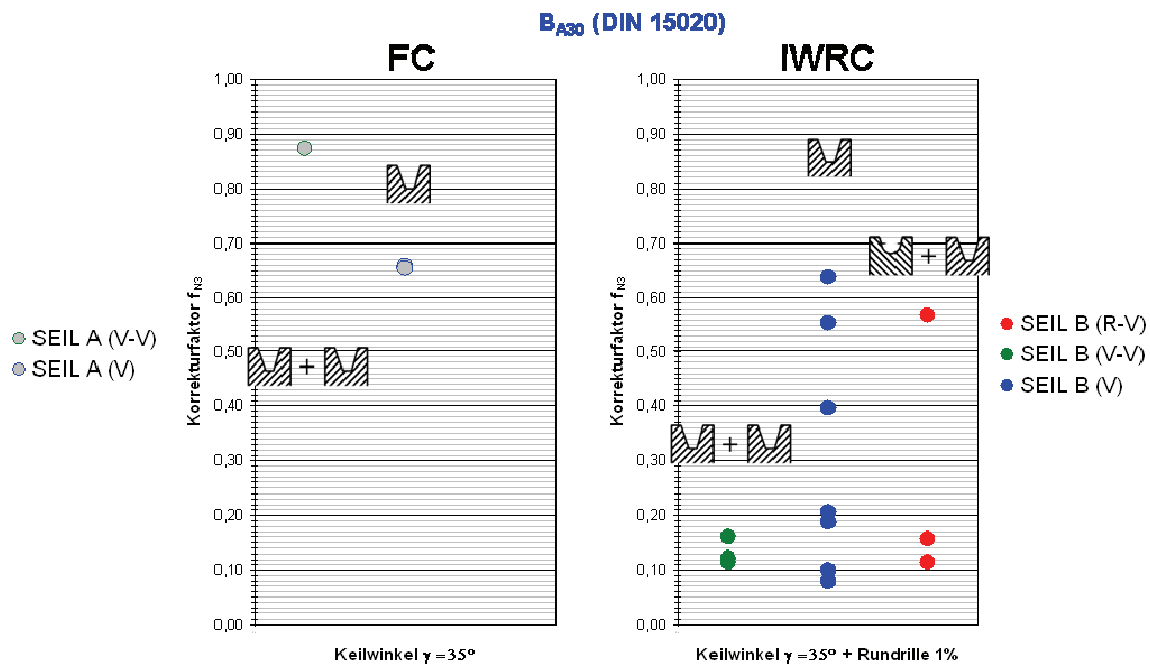


Bild 4.16: Korrekturfaktoren f_{N3} der Seile A und B bei den Kombinationsversuchen

Bei dem Kombinationsversuch mit Seil A wurden Werte $f_{N3} > 1$ erreicht, was bedeutet, dass die Lebensdauer des Seils sogar über der theoretisch berechneten Lebensdauer in der Rundrille lag und daher nicht im Diagramm dargestellt wurde.

Bei beiden untersuchten Seilen sind keine signifikanten Unterschiede zu erkennen, die auf eine Zusatzschädigung durch wechselnde Ovalisierungsspannungen hindeuten. Die Hauptschädigung erfolgt durch die Keilrille, eine zusätzliche Seilbeanspruchung durch die Rundrille und damit mögliche Zusatzeffekte durch wechselnde Ovalisierung werden vom seilschädigenden Einfluss der Keilrille vollkommen überdeckt.

Die Überlegung bei den durchgeführten Scheibenkombinationen ist, dass wenn sich mit der Kombination Keilrille-Rundrille keine signifikante Lebensdauererminderung im Vergleich zum Versuch Keilrille-Keilrille nachweisen lässt, ein lebensdauerermindernder Einfluss auch nicht bei Kombinationen mit weniger seilschädigenden Formrillen bspw. bei einer unterschrittenen Sitzrille auftritt.

Die Ergebnisse zeigen, dass beim Lauf eines Seilstücks über eine Formrille und der anschließenden Biegung über eine Halbrundrille beide Biegewechselzahlen entsprechend **Feyrer 2000** mit der Schadensakkumulationshypothese von Palmgren und Miner als unabhängige, eigenständige Beanspruchungen zusammengefasst werden können. Eine Zusatzschädigung der Seile aufgrund wechselnder Seilovalisierung muss nicht berücksichtigt werden.

Die häufig aufgestellte These, dass die unterschiedliche Lebensdauererminderungen in Treibscheibenaufzügen verglichen mit Einzelscheibenversuchen in Formrillen im Wesentlichen auf die wechselnden Ovalisierungsspannungen zurückzuführen ist, konnte anhand der hier dargestellten Versuche widerlegt werden. Dies lässt sich damit erklären, dass die großen Pressungsbeanspruchungen in den 35°-Keilrille einen deutlich höheren Einfluss auf die Lebensdauer der Seile haben und die in Kapitel 2.2.3.2 ermittelten Ovalisierungsspannungen nur eine untergeordnete Rolle spielen. Die Wechselbeanspruchungen beim Lauf über Form- und Rundrillen haben im Vergleich zu den Pressungsbeanspruchungen daher nur einen untergeordneten Einfluss. Bei den gewählten Versuchsbedingungen lässt sich kein signifikanter Einfluss der Wechselbeanspruchungen auf die Lebensdauer der Seile nachweisen.

4.4. Traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche

Die in Kap. 3.5.2 dargestellte computergestützte Erfassung der Drahtbrüche bildet die Grundlage für die Auswertung der schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuche. Bild 3.13 zeigt eine typische Drahtbruchentwicklung entlang der Versuchseillänge. Diese Drahtbruchentwicklung deutet auf eine starke Abhängigkeit der Seilbeanspruchung von der Treibkraftübertragung bzw. dem wirkenden Seilkraftverhältnis hin.

Mit Hilfe der folgenden Darstellung sollen die entsprechenden Abhängigkeiten verdeutlicht und erläutert werden. Aus den Drahtbruchentwicklungen eines einzelnen traktionsbehafteten Dauerbiegeversuchs entsprechend Bild 3.13 kann für jede Position x des Seils die individuelle Fahrtenzahl Z_{Ai} bis zum Erreichen der Ablegereife ermittelt werden. Bild 4.17 zeigt sechs unterschiedliche Versuche mit dem Seil B. Jeder Punkt im Diagramm repräsentiert einen einzelnen Versuchsseilabschnitt mit einer Länge $l=30x d$. Die erreichte Ablegebiegewechselzahl des Seilstücks ist in dieser Darstellung über dem dynamischen Seilzugkraftverhältnis S_{1^*}/S_{2^*} , welches das entsprechende Seilstück während der Überrollung der Treibscheibe erfährt, aufgetragen.

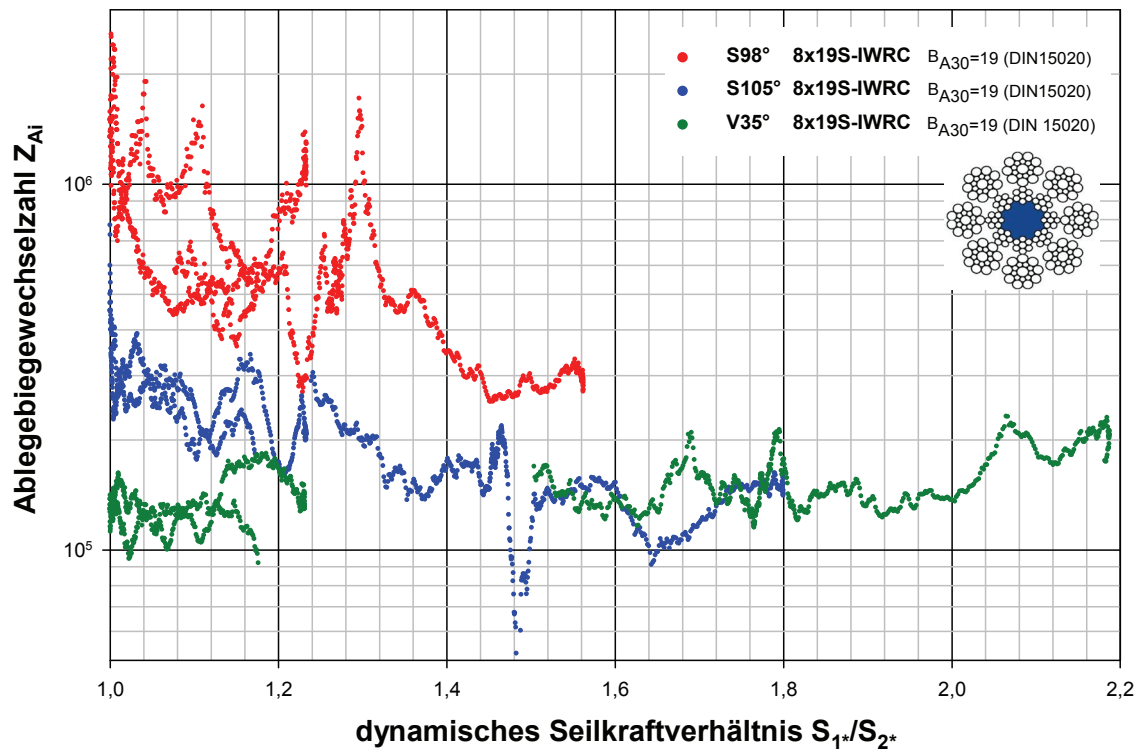


Bild 4.17: Einfluss des dynamischen Seilkraftverhältnisses auf die erreichten Fahrtenzahl bis zum Erreichen der Ablegereife

Bei der 35°-Keilrille (grün) findet man unabhängig vom Seilzugkraftverhältnis relativ kleine Ablegiebewechselzahlen. Bei dieser Rillenform wird das Seil überwiegend durch die hohe spezifische Pressung in der Keilrille geschädigt, der schlupfbedingte Verschleiß trägt im Vergleich zur Pressung kaum zur Seilschädigung bei. Bei einem sehr großen Seilkraftverhältnis $S_{1^*}/S_{2^*} > 2$ steigen die Ablegiebewechselzahlen sogar leicht an. Dies ist auf die kleiner werdende mittlere Pressungsbeanspruchung zurückzuführen, die sich aufgrund des gering eingestellten Gewichts G_2 bei sehr groß gewählten Seilkraftverhältnissen ergibt.

Bei den Versuchen mit 105°-Sitzrille (blau) und 98°-Sitzrille (rot) ist die Seilbeanspruchung niedriger als bei der 35°-Keilrille. Dafür wirkt sich das dynamische Seilkraftverhältnis S_{1^*}/S_{2^*} deutlich stärker auf die erreichten Ablegiebewechselzahlen aus. Der Seilschlupf und der damit im Zusammenhang stehende Seilverschleiß haben einen größeren Einfluss auf die Lebensdauer im Vergleich zu den 35°-Keilrillen-Versuchen. Während in der 98°-Sitzrille bei einem Seilkraftverhältnis von $S_{1^*}/S_{2^*} = 1$ Ablegiebewechselzahlen von bis zu 700.000 Biegewechseln erreicht werden, findet man in den Seilabschnitte mit Seilkraftverhältnissen $S_{1^*}/S_{2^*} > 1,45$ lediglich Ablegiebewechselzahlen $Z_{Ai} < 300.000$.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass eine Abhängigkeit der Seillebensdauer vom Seilkraftverhältnis damit erstmals auch experimentell quantifiziert werden konnte.

Die bereits bei den Versuchen mit Formrille ohne Treibkraftübertragung beobachtete Tendenz, dass die Lebensdauer von Seilen mit Stahleinlage im Vergleich zu Seilen mit Fasereinlage bei gleicher Seilsicherheit vermindert ist, tritt bei den schlupfbehafte-ten Dauerbiegeversuchen noch deutlicher auf.

4.4.1. Ermittlung der Biegewechselfaktoren f_{N3} für Formrillen

Um aus der Ablegefahrtenzahl Z_{Ai} den Biegewechselfaktor für Formrillen f_{N3} zu ermitteln, ist zu berücksichtigen, dass im Prüfstand für schlupfbehafte Dauerbiegeversuche die einzelnen Seilabschnitte nicht nur über die Treibscheibe mit Formrille sondern auch über eine Ablenkscheibe mit Rundrille laufen.

Mit der Feyrer Gleichung (2.1) lässt sich für beide Seilscheiben die mittlere Ablegebiegewechselzahl N_{Am} in der Rundrille berechnen. Dabei sind die Seilzugkräfte zu berücksichtigen, die während der Überrollung auf das Seilstück einwirken. Die Seilzugkraft auf der Treibscheibe ist

$$S_1 = G_1 \cdot (g + a(x))$$

und auf der Ablenkscheibe

$$S_2 = G_2 \cdot (g - a(x)).$$

Die errechneten Ablegebiegewechselzahlen müssen mit der Gleichung 4.2 (vgl. Kapitel 4.1.2) korrigiert werden, um versuchsseilspezifische Referenzwerte zu erhalten, die die individuelle Versuchseilqualität berücksichtigen. Während auf der Ablenkscheibe direkt die errechneten Rundrillenbiegewechselzahl gilt

$$N_{Am(Ab)}^* = N_{Am(S2)}^* , \quad (4.3)$$

muss für die Treibscheibe die errechnete Biegewechselzahl in der Rundrille mit dem Biegewechselfaktor f_{N3} für Formrillen reduziert werden

$$N_{Am(Tr)}^* = f_{N3} \cdot N_{Am(S1)}^* . \quad (4.4)$$

Entsprechend der Regel von **Palmgren 1924** und **Miner 1945** kann der gesuchte Biegewechselfaktor f_{N3} aus folgendem Zusammenhang ermittelt werden

$$\frac{1}{Z_{Ai}} = \frac{1}{N_{Am(Tr)}^*} + \frac{1}{N_{Am(Ab)}^*} = \frac{1}{f_{N3} \cdot N_{Am(S1)}^*} + \frac{1}{N_{Am(S2)}^*} . \quad (4.5)$$

Damit erhält man

$$f_{N3} = \frac{1}{N_{Am(S1)}^* \cdot \left(\frac{1}{Z_{Ai}} - \frac{1}{N_{Am(S2)}^*} \right)} . \quad (4.6)$$

Zur weiteren Auswertung der schlupfbehafte-ten Dauerbiegeversuche wird für jedes Seilstück i der Länge 30xd der Biegewechselfaktor f_{N3} ermittelt. Aus den 22 Versuchen ergeben sich hierbei über 10.000 Werte mit unterschiedlicher Beanspruchungsgeschichte, d.h. mit verschiedener Pressungs-, Traktions- und Treibkraftbean-

spruchung. Bei mehreren Seilstücken mit gleicher Beanspruchung und großer Streuung der f_{N3} -Werte ist immer der kleinste Wert entscheidend, da die Seile in der Praxis ebenfalls auf Basis der am stärksten geschädigten Seilzone beurteilt und ggf. abgelegt werden. Für die Auswertung der Versuchsergebnisse bedeutet dies, dass nicht der Mittelwert aller f_{N3} -Werte sondern die kleinsten f_{N3} -Werte in einem Bereich mit gleicher Beanspruchung berücksichtigt werden müssen. In den Diagrammen ist somit die Einhüllende entscheidend, welche die Punktwolke der f_{N3} -Werte nach unten hin begrenzt.

4.4.2. Einfluss des angewendeten Abelegekriteriums und der Seilkonstruktion

In Bild 4.18 ist für jeden Seilabschnitt der entsprechend Gleichung (4.6) berechnete Korrekturfaktor für die Seile A (blau) und B (grün) in der 35°-Keilrille eingetragen. Als Abelegekriterium wurde dabei die Drahtbruchzahl B_{A30} nach Feyrer angewendet.

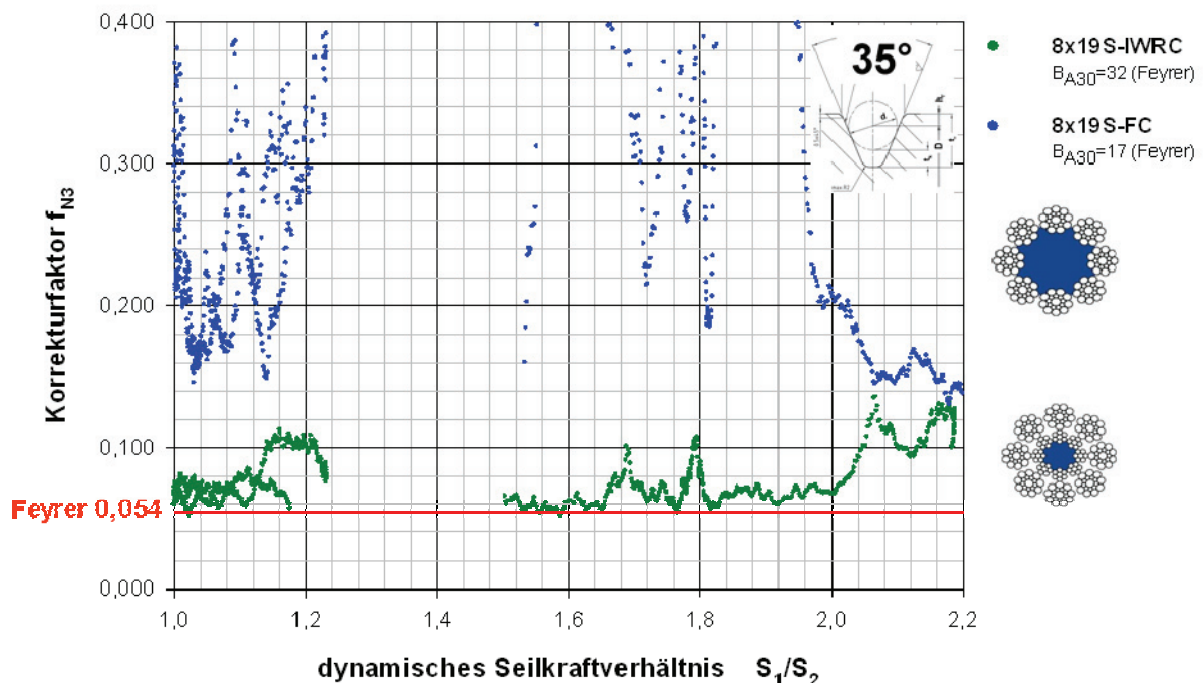


Bild 4.18: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} Feyrer) der Seile A und B in der 35°-Keilrille

Während das Seil A mit Fasereinlage Korrekturfaktoren von $f_{N3} > 0,12$ erreicht, liegt Seil B, mit Werten knapp über $f_{N3} = 0,050$, deutlich tiefer. Das Seil liegt damit im Bereich der nach Feyrer bisher geltenden Faktors $f_{N3} = 0,054$ für die 35°-Keilrille.

Wird, wie in der Praxis üblich, das Abelegekriterium $B_{A30} = 19$ entsprechend DIN 15020 für beide Seile A und B (mit Faser- und Stahleinlage) angewendet, verstärken sich die Unterschiede. Entsprechend Bild 4.19 unterschreitet das Seil B in weiten Bereichen des dynamischen Seilzugkraftverhältnisses den bisher geltenden Korrekturfaktor $f_{N3} = 0,054$. Das Seil A erreicht dagegen, aufgrund der entsprechend DIN 15020 geltenden Ablegedrahtbruchzahl $B_{A30} = 19$, etwas höhere Werte.

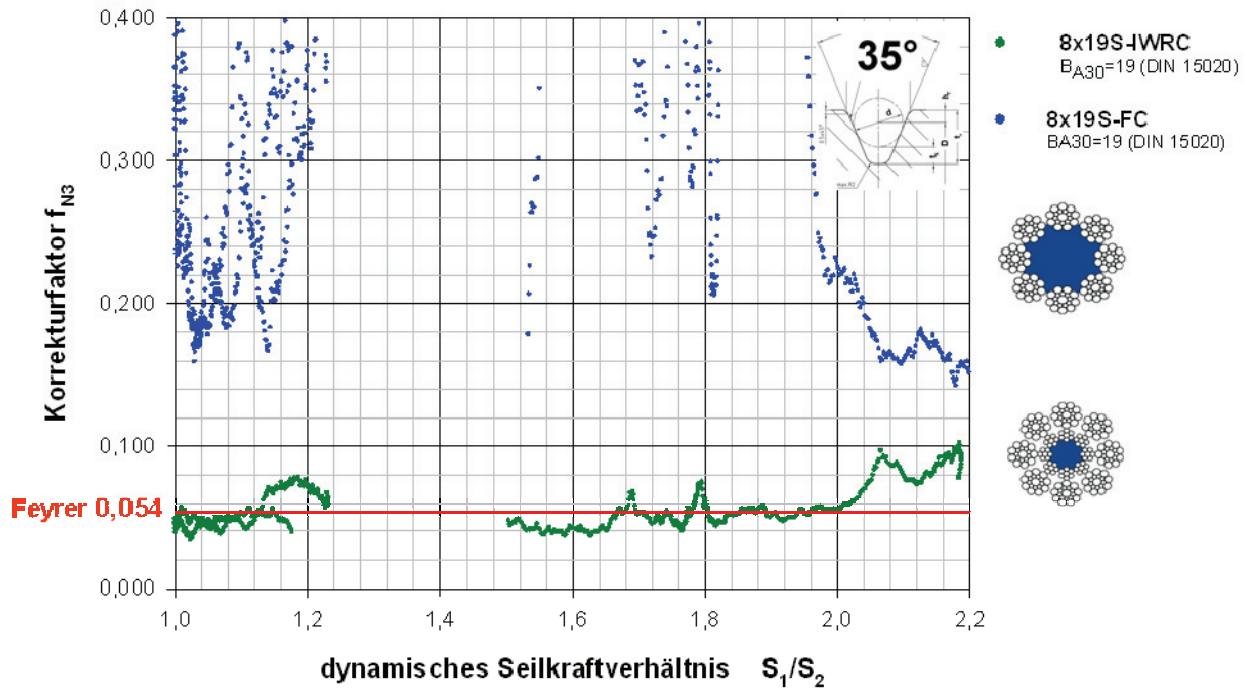


Bild 4.19: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN 15020) der Seile A und B in der 35°-Keilrille

Auch bei den Versuchen mit 98°-Sitzrille zeigen sich beim Vergleich zwischen Seil A und Seil B erhebliche Unterschiede bezüglich der ermittelten Korrekturfaktoren, siehe Bild 4.20.

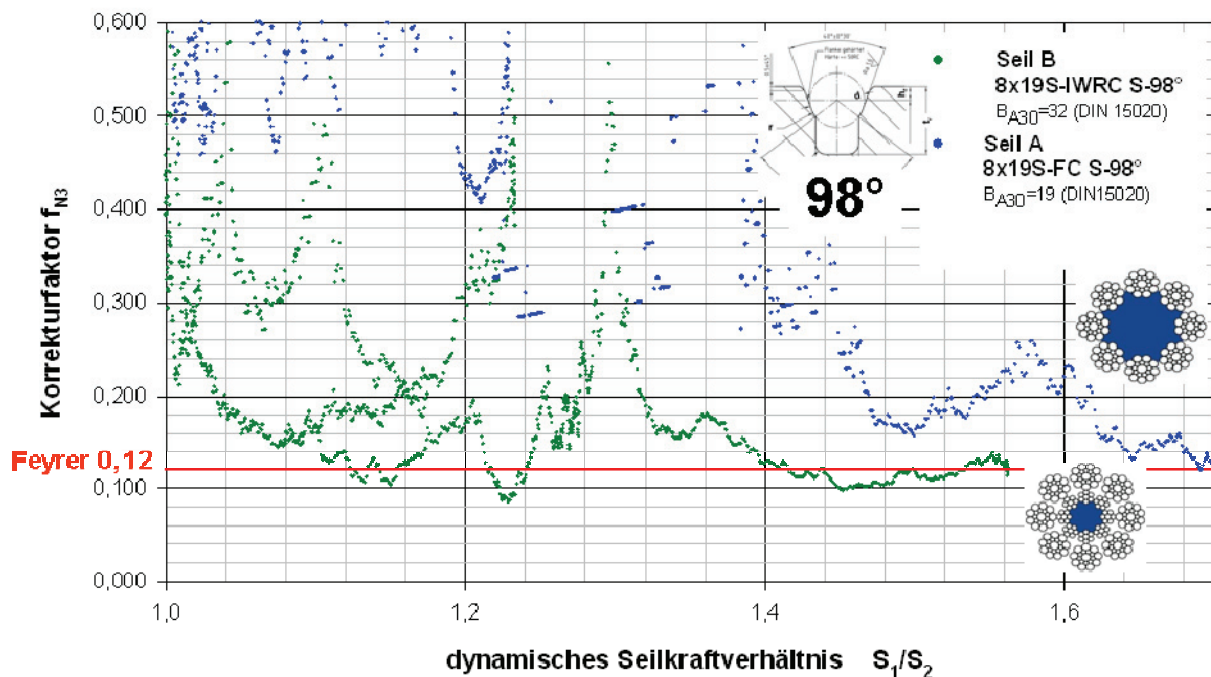


Bild 4.20: Korrekturfaktoren f_{N3} (B_{A30} DIN 15020) der Seile A und B in der 98°-Sitzrille

Ausgewertet nach DIN 15020 ergibt sich bei einem Seilkraftverhältnis von $S_1/S_2=1$ für Seil A (blau) ein Korrekturfaktor $f_{N3}>0,45$ und für Seil B (grün) ein Korrekturfaktor $f_{N3}>0,25$. Während Seil A auch im Bereich größerer Seilkraftverhältnisse nicht den bestehenden Korrekturfaktor für die 98°-Sitzrille ($f_{N3}=0,12$) unterschreitet, erreicht Seil B bereits ab einem Seilkraftverhältnis von $S_1/S_2=1,12$ f_{N3} -Werte unterhalb dieser Grenze.

Zur Untersuchung des Einlaufverhaltens wurden zwei Vergleichsversuche mit gehärteter bzw. ungehärteter 45°-Keilrille durchgeführt. Ohne Berücksichtigung der Fahrdynamik wurde das statische Seilkraftverhältnis so gewählt, dass 85% der zulässigen Treibfähigkeit ausgeschöpft werden. Unabhängig von der Rillenhärte ergab sich dabei ein erheblicher Seilschlupf infolge dessen ein starker Seilverschleiß und sehr geringe f_{N3} -Werte erreicht wurden. Signifikante Unterschiede zwischen dem Seilverschleiß in gehärteter und ungehärteter Rille ergaben sich unter diesen Versuchsbedingungen nicht.

Da in der Praxis üblicherweise nicht die Ablegedrahtbruchzahlen nach Feyrer angewendet werden, beschränkt sich die weitere Auswertung der Versuchsergebnisse auf die Ablegekriterien entsprechend DIN 15020. Dabei werden die gleichen Ablegedrahtbruchzahlen für SES-Seile und für FE-Seile verwendet. Auch die Ergebnisse des Kapitels 4.4.6 - in dem die Restbruchkräfte abgelegter Versuchsseile verglichen werden - zeigen, dass dies sinnvoll ist. Weil in der Stahleinlage ebenfalls Drahtbrüche entstehen bieten SES-Seile, bei gleicher Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche verglichen mit FE-Seilen keine höheren Festigkeitsreserven. Offensichtlich zu erkennen ist dieses Schadensbild in Kap. 4.4.6, Bild 4.32. Hier ist ein Stahleinlageseil abgebildet, das nach einem Versuch geöffnet wurde, um die Seileinlage zu begutachten. Die Brüche der Einlagedrähte sind hier deutlich zu erkennen und lassen sich dadurch erklären, dass bei gleicher Seilsicherheit die Pressungsbeanspruchung bei den SES-Seilen erheblich größer ist als bei FE-Seilen (vgl. Kap.2.2.1.3, Bild 2.5). Insbesondere bei der Kombination mit scharfen Keil- oder Sitzrillen (d.h. bei kleinen Keilwinkeln bzw. großen Unterschnittwinkeln) führt dies dazu, dass es bei Stahleinlageseilen an der Kontaktstellen zwischen Außenlitzen und Stahlseileinlage auch zu inneren Drahtbrüchen kommt, die durch eine visuelle Inspektion nicht erkannt werden können.

Auf Basis der durchgeführten Versuche und der theoretischen Überlegungen in Kap.2.2.1.3 zeigt sich daher, dass bei Aufzugsanwendungen eine Erhöhung der Ablegedrahtbruchzahl für SES-Seile nicht gerechtfertigt ist.

4.4.3. Einfluss der Seilpressung

Die Seilpressung ist eine der Hauptschädigungsfaktoren in Seiltrieben mit Formrille. Sie ist nicht nur von der Rillengeometrie der Treibscheibe, sondern auch von weiteren Faktoren wie der Seilzugkraft respektive Seilsicherheit und dem gewählten D/d-Verhältnis abhängig. Bei gleicher Seilsicherheit und Rillengeometrie ist die Pres-

sungsbeanspruchung von Stahleinlageseilen deutlich größer als die Pressungsbeanspruchung von Fasereinlageseilen, vgl. Kap. 2.2.1.2 Bild 2.5.

Bei den schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuchen mit ausgeglichenem Gewichtsverhältnis $G_1/G_2=1$ gibt es Seilabschnitte, bei denen keine Treibkraft übertragen wird. Der Traktionsgrad ist an diesen Stellen annähernd $\eta=0\%$. Hierbei handelt es sich um die Seilzonen in der Mitte der Versuchseile, welche mit konstanter Geschwindigkeit über die Treib- und Ablenkscheibe laufen und dadurch keiner dynamischen Beanspruchung unterliegen. Die Lebensdauererminderung in diesen Seilabschnitten ist nur von der Pressungsbeanspruchung abhängig.

In Bild 4.21 ist für alle Versuchsseilabschnitte mit einem Traktionsgrad $\eta < 1\%$ der gemäß Gl. 4.6 ermittelte Korrekturfaktor f_{N3} über der spezifischen Seilpressung $k_{\max}$ aufgetragen.

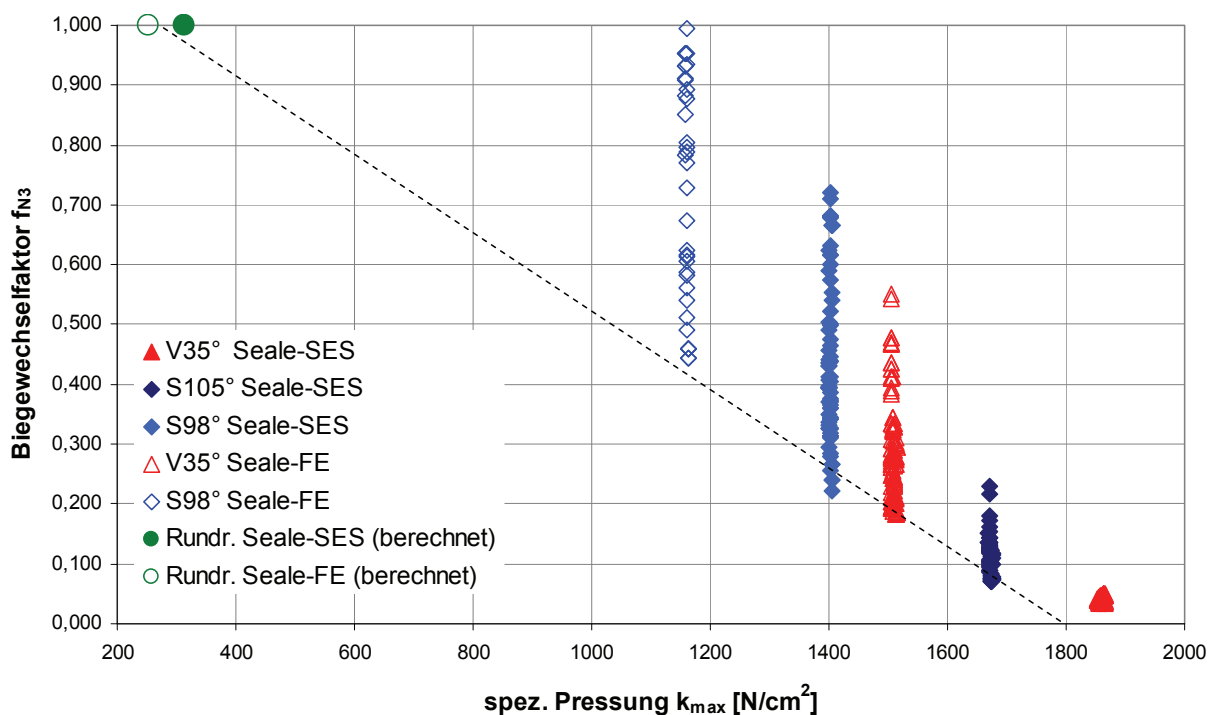


Bild 4.21: Einfluss der spezifischen Pressung auf die Lebensdauer der Seilzonen ohne Traktionsübertragung ($\eta \approx 0\%$)

Betrachtet man die f_{N3} -Minima der verschiedenen Versuche, welche alle mit einer Seilsicherheit $S_f=12$ durchgeführt wurden, zeigt sich ein linearer Zusammenhang (gestrichelte Linie) zwischen der spezifischen Pressungsbeanspruchung und dem Biegewechselfaktor f_{N3} , d.h. der Lebensdauererminderung. Dieser Zusammenhang ist unabhängig von der verwendeten Seileinlage (SES oder FE) und der verwendeten Rillenform (Keil- oder Sitzrille). Die Resultate eines Versuchs mit der 45° -Keilrille weichen von den anderen Versuchsergebnissen ab. Die in diesem Versuch verwendete Treibscheibe zeigte nach dem Versuchsende ein sehr ungleichmäßiges Verschleißbild, was auf einen Fehler bei der Rillenhärtung schließen lässt und durch den ein übermä-

ßiger Seilverschleiß hervorgerufen wurde. Bei der Ermittlung des Regressionsansatzes wurden die Resultate dieses Versuchs nicht berücksichtigt.

Berechnet man für die Versuchsseile nach Kap. 2.2.1.2 Gl. 2.9 die spezifische Pressung $k_{\max}$ in einer Rundrille bei einer Seilsicherheit $S_F=12$ ergibt sich für das Seil 8x19S-FE $k_{\max(\text{FE})}=253 \text{ N/cm}^2$ und für das Seil 8x19S-SES $k_{\max(\text{SES})}=313 \text{ N/cm}^2$. Die Verlängerung der Verbindungslinie aller f_{N3} -Minima ergibt genau im Bereich dieser spezifischen Seilpressungen den Biegewechselfaktor $f_{N3}=1$. Die prognostizierte Lebensdauer bei einer Rundrillenpressungsbeanspruchung der Seile entspricht damit der nach Feyrer für Rundrillen berechneten Lebensdauer. Dies belegt die generische Gültigkeit des aufgestellten Zusammenhangs zwischen Pressungsbeanspruchung in der Treibrille und dem Biegewechselfaktor f_{N3} . Damit konnte erstmals aufgezeigt werden, dass für unterschiedliche Rillengeometrien der f_{N3} -Wert mit einem einzigen, auf der spezifischen Pressung beruhenden Regressionsansatz bestimmt werden kann. Dies ist eine wesentliche Verbesserung gegenüber **Holeschak 1987**, der für Sitz- bzw. Keilrillen jeweils verschiedene Ansätze benötigt. Gleichzeitig zeigt der aufgestellte generische Ansatz, dass in ihm die seilschädigenden Einflüsse ausreichend und umfassend berücksichtigt sind.

4.4.4. Einfluss von Traktionsgrad η und übertragener Treibkraft F_T

Neben der Pressungsbeanspruchung ist der zweite wichtige Schädigungsfaktor in Traktionssystemen der Seilverschleiß, welcher aufgrund von Schlupfvorgängen zwischen Treibscheibenrille und Seil entsteht. Gemäß der in Kap. 2.2.2.6, Gl. 2.36 formulierten Verschleißhypothese auf Basis der Reibungsarbeit ist die in der Kontaktfläche übertragene Traktionskraft und die Gleitstrecke s relevant für die Quantifizierung des Schädigungsfaktors Seilverschleiß.

Der Traktionskraftbetrag $|F_T|$ ist hierbei in doppelter Hinsicht relevant für die Quantifizierung des Seilverschleißes. Zum einen bestimmt er als Produkt mit der Gleitstrecke s die dissipierte Reibarbeit, zum anderen wird durch den Traktionskraftbetrag auch direkt die Größe des Dehnungsschlupfanteils bestimmt. Gemäß Gl. 2.30 verändert sich der Dehnungsschlupf proportional mit der Traktionskraft F_T .

Während die zwischen Seil und Treibscheibenrille übertragene Treibkraft F_T als Kraftdifferenz S_1-S_2 einfach für beliebige Traktionssysteme und Betriebszustände ermittelt werden kann, ist dies bei der zurückgelegten Gleitstrecke s nicht möglich. Die in Kapitel 2.2.2.4 und 2.2.2.5 dargestellten Zusammenhänge bzgl. Reibwert und unterschiedlichen Schlupfarten sind sehr komplex. Die dort aufgeführten Zusammenhänge sind daher nicht geeignet, um sie in einem Regressionsansatz zu verwenden, der das Ziel hat eine möglichst einfache und praxisnahe Lebensdauerprognose zu ermöglichen.

Der in Kapitel 2.2.2.3 eingeführte Traktionsgrad ist dagegen eine Kenngröße, mit dem sich der auftretende Seilschlupf hinreichend beurteilen lässt. Er ist ein Maß dafür wie viel von der im Traktionssystem verfügbaren Traktionskapazität (Kap. 2.2.2.2) ausgeschöpft wird. Ist der Traktionsgrad klein, so arbeitet das Traktionssystem weit entfernt

von dem nach Eytelwein (Gl. 2.20) maximal möglichen Seilkraftverhältnis S_1/S_2 und es tritt kaum Gleitschlupf auf. Mit größerem Traktionsgrad wird die verfügbare Traktionskapazität zunehmend ausgeschöpft. Im Extremfall, bei Werten $\eta > 100\%$, wird die nach Eytelwein gültige Grenze überschritten und die betroffene Seilzone gleitet über den gesamten Umschlingungsbogen der Treibscheibe. Je höher der Traktionsgrad desto größer der Seilschlupf und damit die Gleitstrecke und Gleitgeschwindigkeit des Seilstücks auf der Treibscheibe. Es liegt also nahe für einen einfach anwendbaren praxisnahen Regressionsansatz die Gesamtreibungsstrecke s in Gl. 2.36 durch den im Treibsystem wirksamen Traktionsgrad η zu ersetzen. Zur Ermittlung der Reibarbeit und zur Berücksichtigung des Seilverschleißes infolge Reibarbeit kann der folgende Term mit der Regressionskonstante a_1 herangezogen werden

$$W_R = a_1 \cdot F_T \cdot \eta \quad (4.7)$$

Bild 4.22 zeigt anhand von vier unterschiedlichen Seil-Rillen-Kombinationen, welchen Einfluss der Traktionsgrad η auf die Lebensdauererminderung und damit auf die ermittelten Biegewechselfaktoren hat. Die einzelnen Diagrammpunkte repräsentieren Abschnitte des Versuchsseils mit unterschiedlicher Traktionsbeanspruchung. Zur besseren Darstellung wurden zusätzlich für jede Seil-Rillen-Kombination die Trendlinien der ermittelten f_{N3} -Faktoren eingezeichnet. Ohne Traktionsübertragung wird die Lebensdauererminderung bei gleichem D/d -Verhältnis und gleicher Seilsicherheit ausschließlich durch die Pressungsbeanspruchung der Seile bestimmt. Bei einem Traktionsgrad von 0% (Schnittpunkte der Trendlinien mit der y-Achse) erreicht das Fasereinlageseil in der 98°-Sitzrille mit Abstand die höchste Lebensdauer $f_N \approx 0,85$. In der selben Rillenform ist der ermittelte Biegewechselfaktor für das SES-Seil dagegen schon deutlich geringer $f_N \approx 0,3$. Dies liegt daran, dass bei gleicher Seilsicherheit $S_f = 12$ die Versuche für das SES-Seil mit einer deutlich höheren Seilzugkraft gefahren werden müssen. Aufgrund der damit einhergehenden größeren Pressungsbeanspruchung von $k_{\max} = 1450 \text{ N/cm}^2$ reduziert sich auch die Lebensdauer entsprechend. Die noch höhere Pressungsbeanspruchung der SES-Seile in der 105°-Sitzrille ($k_{\max} = 1700 \text{ N/cm}^2$) und 35°-Keilrille ($k_{\max} = 1900 \text{ N/cm}^2$) führen mit $f_N \approx 0,1$ und $f_N \approx 0,05$ zur größten Lebensdauererminderung ohne dass hierbei eine Zusatzbeanspruchung aufgrund von Traktionsübertragung vorliegt.

Betrachtet man die Kurvenverläufe mit zunehmenden Traktionsgrad so zeigt sich, dass die Lebensdauererminderung aufgrund der Traktionsbeanspruchung umso größer ist je geringer die spezifische Pressungsbeanspruchung in der Seil-Rillenpaarung ist. Bei den Versuchen mit 98°-Sitzrille und 8x19S-FE Seil (oberste Trendlinie, $k_{\max} = 1200 \text{ N/cm}^2$) reduziert sich die mittlere Lebensdauer von $f_{N3} \approx 0,85$ ohne Traktionsübertragung ($\eta = 0\%$) auf weniger als ein Viertel, $f_{N3} \approx 0,2$ wenn der Traktionsgrad auf $\eta = 80\%$ erhöht wird. Bei einem Stahleinlageseil 8x19S-SES ($k_{\max} = 1450 \text{ N/cm}^2$) vermindert sich die Lebensdauer in derselben Rillenform lediglich um zwei Drittel von $f_{N3} \approx 0,3$ auf $f_{N3} \approx 0,1$. In der 105°-Sitzrille mit Stahleinlageseil ist der Einfluss des Traktionsgrads noch weiter reduziert. Dagegen wird ein ohnehin schon sehr kleine Biege-

wechselfaktor bei einer extrem hohen Pressungsbelastung von $k_{\max}=1900 \text{ N/cm}^2$ in der 35°-Keilrille infolge einer zusätzlichen Traktionsbeanspruchung nicht noch weiter abgemindert. Bei extrem hohen Traktionsgraden $\eta > 80\%$ im rechten Bereich des Diagramms gleichen sich die f_{N3} -Trendlinien aller Versuchskombinationen zunehmend einander an. Selbst das FE-Seil in der 98°-Sitzrille erreicht nur noch Biegewechselfaktoren unter $f_{N3}=0,2$. Während bei den 105°-Sitz- und 35°-Keilrillen weiterhin die Pressungsbeanspruchung als alleiniger Schädigungsfaktor im Vordergrund steht, mindert sich die Lebensdauer bei den beiden Versuchen mit 98°-Sitzrille deutlich aufgrund der größeren Traktionsbeanspruchung.

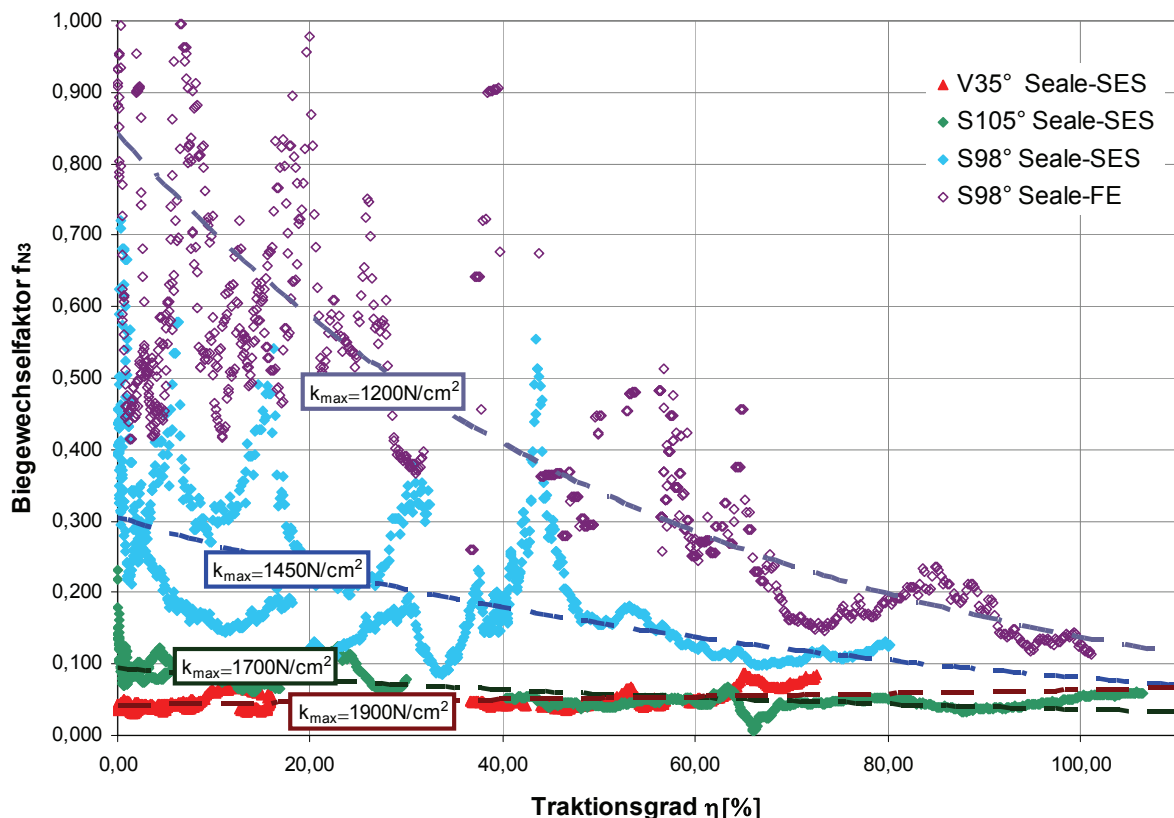


Bild 4.22: Einfluss des Traktionsgrads η auf die Seillebensdauer in unterschiedlichen Treibrillengeometrien

Die Analyse zeigt, dass bei kleinerer Pressungsbeanspruchung wie bei den durchgeführten Versuchen mit gemäßigten Rillengeometrien oder bei Fasereinlageseilen der Einfluss des Traktionsgrads deutlich stärker ist als dies bei den Versuchen mit stark seilschädigenden Rillenformen und Stahleinlageseilen. Bei einer ohnehin hohen Pressungsbeanspruchung der Stahleinlageseile in 35°-Keilrillen bzw. 105°-Sitzrillen führt eine zusätzliche Traktionsbeanspruchung zu keiner bemerkenswerten Zusatzschädigung, so dass die bereits sehr kleinen Biegewechselfaktoren nicht noch weiter reduziert werden müssen. Bei einer geringen Pressungsbeanspruchung, beispielsweise

bei Fasereinlageseilen in einer 90°-Sitzrille, ist der Einfluss des Traktionsgrads hingegen größer.

4.4.5. Regressionsanalyse auf Basis der Hauptschädigungsparameter

Die Ergebnisse der schlupfbehafteten Dauerbiegeversuche bilden die Grundlage für eine Regressionsanalyse zur Ermittlung des Biegewechselfaktors f_{N3} . In dem aufzustellenden Regressionsansatz sollen die folgenden identifizierten Hauptschädigungsfaktoren als Parameter berücksichtigt werden:

- Spezifische Seilpressung $k_{\max} = \frac{S}{d \cdot D} \cdot r$ gemäß Kapitel 2.2.1.2

als Parameter, mit dem die Pressungsbeanspruchung der Seile in der Formrille berücksichtigt wird und der sowohl für Seiltriebe mit Keilrillentreibscheibe als auch für Seiltriebe mit Sitzrillentreibscheibe verwendet werden kann.

- Traktionsgrad $\eta = \frac{T_B - 1}{T_K - 1}$ entsprechend Kapitel 2.2.2.3

als Parameter für den im Traktionstrieb auftretenden lebensdauerermindernden Seilschlupf.

- Treibkraft $F_T = S_1 - S_2$ aus Kapitel 2.2.2.6

durch die zusammen mit dem Traktionsgrad, die im Traktionstrieb verrichtete Reibarbeit bestimmt wird.

Zielsetzung ist nicht die Entwicklung einer vollkommen neuen Lebensdauergleichung, welche losgelöst von der Feyrerformel anzuwenden ist. Die Gleichung soll vielmehr dazu dienen alle relevanten lebensdauerermindernden Faktoren in Traktionsseiltrieben zu erfassen und durch Bildung eines neuen Minderungsfaktors der Biegewechselzahl f_{N3}^* in die Seillebensdauerberechnung nach Feyrer zu integrieren. Dies ist sinnvoll, da sich in der Praxis in Treibscheibenseiltrieben immer auch weitere Seilrollen mit Rundrillen ohne Traktionskraftübertragung befinden für welche die Seilauslegung, in bewährter Weise, mit der Methode von Feyrer erfolgen muss. Die Ergebnisse der Arbeit lassen sich dadurch direkt in die Methode von Feyrer integrieren und für beliebige Seiltrieb mit mehreren Seilrollen anwenden.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse hat gezeigt, dass der Biegewechselfaktor f_{N3} exponentiell von den Schädigungsfaktoren Pressung, Traktion und Treibkraft abhängt, weshalb ein logarithmischer Regressionsansatz zur Bestimmung des Biegewechselfaktors gewählt wurde. Das Zusammenwirken der Schädigungsparameter wird durch die folgende Regressionsgleichung beschrieben:

$$\lg f_{N3}^* = c_0 + c_1 \cdot P_1 + c_2 \cdot P_2 + c_3 \cdot P_1 \cdot P_2. \quad (4.8)$$

Mit:

f_{N3}^* Traktions- und pressungsabhängiger Biegewechselfaktor für Treibscheiben

$c_0..c_3$ Regressionskoeffizienten

P_1 Parameterkombination zur Berücksichtigung der Pressungsbeanspruchung

P_2 Parameterkombination zur Berücksichtigung der Traktionsbeanspruchung

$P_1 \cdot P_2$ Gemischtes Parameterglied zur Berücksichtigung der Wechselwirkung von Pressung und Traktion

Ohne Traktionsbeanspruchung ($P_2=0$) und bei einer spezifischen Pressung in einer Rundrille muss der Biegewechselfaktor $f_{N3}^*=1$ betragen. Die nach Feyrer berechnete Lebensdauer in der Rundrille darf dann nicht reduziert werden. Daraus folgt zum einen, dass der Regressionskoeffizient $a_0=0$ sein muss und in P_1 die spezifische Pressung in der Rundrille $k_{\max}(r_\delta)$ berücksichtigt werden muss. Unter Verwendung von Gl. 2.9 und dem universellen Rillenfaktor r für Keil- und Sitzrillen nach Gl. 2.12 ergibt sich daher der Term

$$P_1 = k_{\max}(r) - k_{\max}(r_\delta) = \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot r - \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot r_\delta = \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot (r - r_\delta) \quad (4.9)$$

zur Berücksichtigung des Pressungsbeanspruchung. In Anbetracht der hohen Pressungen in Formrillen kann der Öffnungswinkel δ der Rundrille sowie der Freiwinkel ε in der Sitzrille vernachlässigt werden. Der Rundrillenfaktor r_δ wird damit konstant zu $r_\delta=2,55$. Es ergibt sich

$$P_1 = \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot (r - 2,55). \quad (4.10)$$

Die Parameterkombination P_2 zur Berücksichtigung der Traktionsbeanspruchung baut auf der in Kapitel 2.2.2.6, Gl. 2.36 formulierten Verschleißhypothese auf und wird entsprechend Gl. 4.7 aus dem Produkt von Treibkraftbetrag $|F_T|$ und Traktionsgrad η gebildet. Um die verrichtete Reibarbeit unabhängig vom verwendeten Seildurchmesser als Schädigungsfaktor berücksichtigen zu können, muss der Treibkraftbetrag $|F_T|$ als bezogene Treibkraft F_T/d^2 in die Regressionsgleichung eingebunden sein

$$P_2 = \eta \cdot \frac{F_T}{d^2} = \eta \cdot \frac{(S_1 - S_2)}{d^2}. \quad (4.11)$$

Der gesamte Regressionsansatz zur Ermittlung des traktions- und pressungsabhängigen Biegewechselfaktors lautet damit

$$\lg f_{N3}^* = c_1 \cdot \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot (r - 2,55) + c_2 \cdot \eta \cdot \frac{F_T}{d^2} + c_3 \cdot \frac{S_1}{D \cdot d} \cdot (r - 2,55) \cdot \eta \cdot \frac{F_T}{d^2}. \quad (4.12)$$

Mit:

f_{N3}^* traktions- und pressungsabhängiger Biegewechselfaktor für Treibscheiben

$c_1..c_3$ Regressionskoeffizienten

S_1 Seilzugkraft des höchstbeanspruchten Seilstrangs

D Treibscheibendurchmesser

- d Seilnennendurchmesser
- r universeller Rillenfaktor der Sitz- oder Keilrille gemäß Kap. 2.2.1.3
- η Traktionsgrad gemäß Kap. 2.2.2.3
- $\frac{F_T}{d^2}$ durchmesserbezogener Treibkraftbetrag gemäß Kap. 2.2.2.6

Auf Teilbiegelängen l_0 von $100d$ wurden die im Mittel wirkenden Beanspruchungsparameter Pressung, Treibkraft und Traktionsgrad bestimmt und dem kleinsten in der Teilbiegelänge l_0 auftretenden Biegewechselfaktor f_{N3} zugeordnet. Dies ist erforderlich, damit die Regressionsgleichung nicht den Mittelwert der f_{N3} -Werte, sondern den kleinsten f_{N3} -Wert in einem Bereich mit gleicher Beanspruchung abbildet. Während bei normalen Dauerbiegeversuchen, aufgrund des begrenzten Seilhubs mit kleineren Biegelängen l von maximal $2 \times 30d$ gearbeitet werden muss, kann beim Prüfstand für schlupfbehäftete Seildauerbiegeversuche der gesamte Seilhub von $l=8000$ mm auf mehrere Teilbiegelängen l_0 aufgeteilt werden. Voraussetzung hierfür ist, dass die Beanspruchung in den Teilbiegelängen relativ konstant ist und die Ermittlung der Ablegedrahtbruchzahlen B_{30} und B_6 weiterhin auf Basis der bekannten Bezugslängen $L=30d$ bzw. $L=6d$ erfolgt. Eine Teilbiegelänge $l_0=100d$ entspricht bei den verwendeten Seildurchmessern von $d=10$ mm einem Seilabschnitt von 1 m. Auf dieser Länge ist die Varianz der Beschleunigung noch ausreichend klein, um ein homogenes Beanspruchungsniveau mit relativ konstanter Treibkraft und konstantem Traktionsgrad zu gewährleisten. Die ermittelte Lebensdauerminde rung kann dadurch einem konkreten Beanspruchungsniveau zugeordnet werden. Gleichzeitig ist ein Seilabschnitt von 1 m aber auch bereits ausreichend groß um, wie in den Arbeiten von **Jahne 1992** und **Ren 1996**, die Verteilungsfunktion der Drahtbrüche zu analysieren. Gemäss **Jahne 1992**, die in ihrer Arbeit neben der typischen Biegelängen von $30d$ auch Biegelängen von $l=60d$ und $l=300d$ untersucht, haben größere Biegelängen darüber hinaus den Vorteil, dass die ermittelten maximale Drahtbruchzahlen $B_{30\max}$ und $B_{6\max}$ weniger streuen und damit zuverlässiger sind.

Bei der Durchführung der Regressionsanalyse wurden alle 21 ordnungsgemäß durchlaufenen schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuche einbezogen und unabhängig von der verwendeten Seilkonstruktion und Rillengeometrie ausgewertet. Damit ergeben sich die in Tabelle 4.3 dargestellten Regressionskoeffizienten.

Tabelle 4.3: Regressionskoeffizienten c_1 , c_2 , c_3 und statistische Kennzahlen für alle Seilkonstruktionen und Rillengeometrien

Regressionskoeffizienten			Bestimmtheitsmaß	Standardabweichung
$c_1 \cdot 10^{-2}$	$c_2 \cdot 10^{-4}$	$c_3 \cdot 10^{-5}$	B [%]	l _{gs}
-4,442	-7,096	2,192	91,8	0,31

Mit einem Bestimmtheitsmaß von über 91% bildet die erarbeitete Regressionsgleichung sehr gut die gewonnen Versuchsergebnisse ab. Da mit der erarbeiteten Regressionsgleichung erstmals ein generischer Berechnungsansatz aufgestellt werden konnte, ist es nicht erforderlich für verschiedene Seilkonstruktionen und Rillengeometrien jeweils andere Regressionskoeffizienten zu verwenden.

In den folgenden Diagrammen werden die Versuchsergebnisse mit den in der Regressionsgleichung prognostizierten f_{N3} -Werten verglichen. Je Diagramm sind dabei die Versuchsergebnisse aus dem gleichen Parameterbereich für das Produkt P_2 , aus dem Traktionsgrad η und durchmesserbezogener Treibkraft F_T/d^2 zusammengefasst. Das bedeutet, dass in jedem Diagramm gemäß der postulierten Verschleißhypothese eine einheitliche Traktionsbeanspruchung wirksam war.

Bild 4.23 zeigt die Ergebnisse der Versuche ohne Traktionsbeanspruchung ($P_2=0 \text{ N/mm}^2$). Neben den minimalen f_{N3} -Werten die auf einer Teilbiegelänge von jeweils $100d$ ermittelt wurden sind die entsprechend Gl. 4.12 prognostizierten Regressionsgeraden eingezeichnet. Die rote Linie repräsentiert dabei den prognostizierten f_{N3} -Wert für das Seil Seale-SES, die blaue Linie den für das Seil Seale-FE. Zusätzlich sind als gestrichelte Linien die 10%-Grenze bzw. 90%-Grenze der Stichprobe dargestellt.

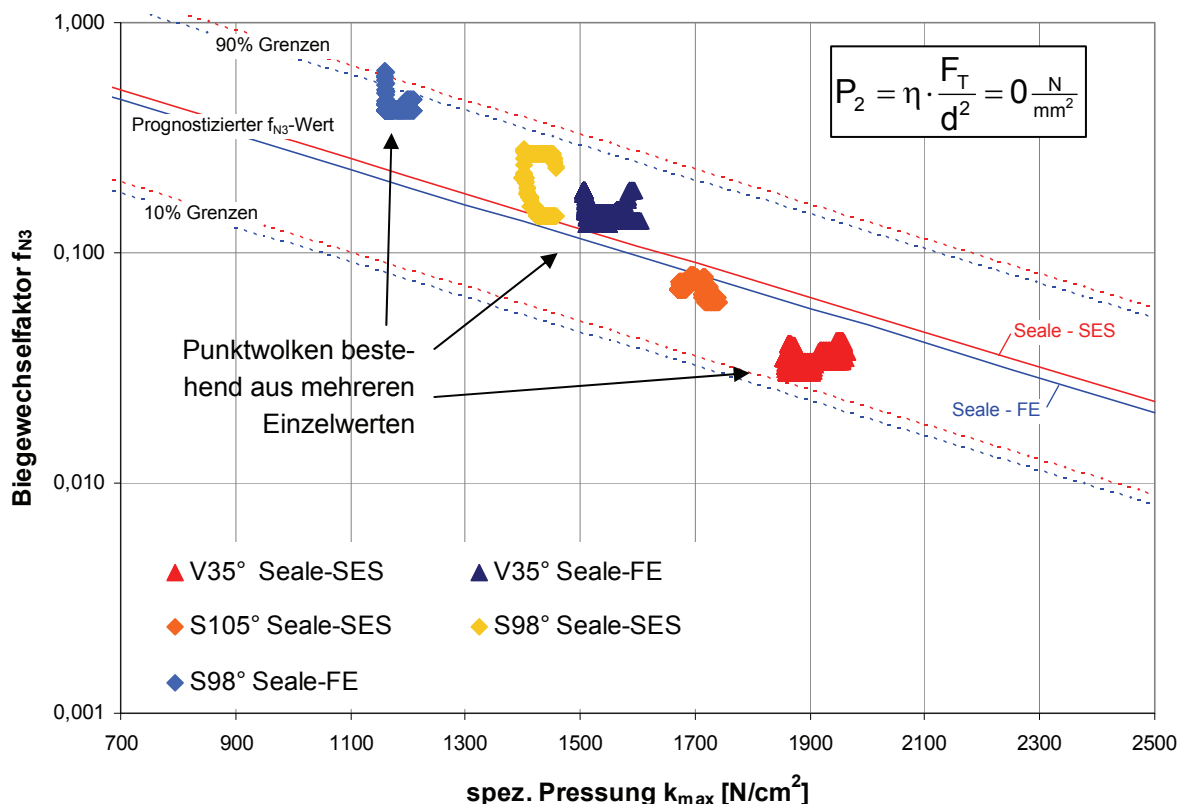


Bild 4.23: Versuchswerte und ermittelte Regressionsgerade ohne Traktionsbeanspruchung $P_2=0 \text{ N/mm}^2$

Ohne Traktionsbeanspruchung mit $P_2=0 \text{ N/mm}^2$ weisen die Kurvenverläufe in der logarithmischen Darstellung entsprechend Bild 4.23 eine große Steigung auf. Bei klei-

nen Pressungen können daher noch relativ große Biegewechselfaktoren erreicht werden. Mit zunehmender Traktionsbeanspruchung nimmt die Steigung der Regressionsgeraden ab. Es ergeben sich bereits bei kleinerer Pressungsbeanspruchung größere Lebensdauerminderungen. In Bild 4.24 sind zur besseren Darstellung des Zusammenspiels von Traktionsbeanspruchung und Seilpressung die ermittelten Regressionsgeraden für unterschiedliche Traktionsbeanspruchungen nebeneinander abgebildet. Im linken Diagramm (grün) ist der bereits in Bild 4.23 detailliert dargestellte steile Verlauf der Regressionsgerade für $P_2=0 \text{ N/mm}^2$ abgebildet. Die beiden rechten Diagrammen zeigen die Regressionsgeraden bei exemplarisch ausgewählten Traktionsbeanspruchungen von $P_2=15 \text{ N/mm}^2$ (blau) und $P_2=23 \text{ N/mm}^2$ (orange). Die Steigung der Regressionsgeraden nimmt mit zunehmender Traktionsbeanspruchung ab. Das bereits in Kap. 4.4.4 beobachtete Schädigungsverhalten, bei dem die Traktionsbeanspruchung unter geringer Pressungsbeanspruchung eine stärkere Lebensdauerminderung bewirkt, ihr Einfluss bei hoher Pressungsbeanspruchung dagegen geringer ist, wird durch die ermittelte Regressionsgleichung Gl. 4.12 somit ebenfalls abgebildet. Die Darstellungen in Bild 4.24 belegen dies.

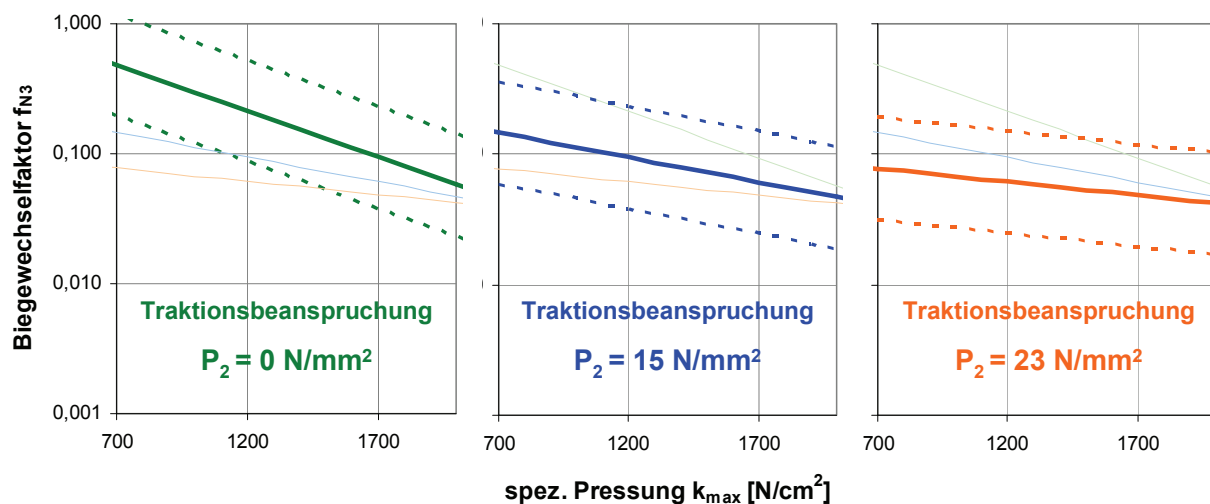


Bild 4.24: Gegenüberstellung der Regressionsgeraden für Traktionsbeanspruchungen von 0 N/mm^2 , 15 N/mm^2 und 23 N/mm^2

Bild 4.25 und Bild 4.26 zeigen detailliert den Verlauf bei größerer Traktionsbeanspruchung.

In Bild 4.25 ist der Verlauf für eine mittlere Traktionsbeanspruchung von $P_1=15 \text{ N/mm}^2$ abgebildet. In diesem Bereich kann auf eine Vielzahl von Versuchsergebnisse mit unterschiedlichen Seilkonstruktionen und Rillengeometrien zurückgegriffen werden. Auch die Ergebnisse des Warrington-SES Seils liegen innerhalb der 10%- und 90%-Grenzen der Regressionsgleichung.

Mit einer sehr hohen Traktionsbeanspruchung von $P_2=23 \text{ N/mm}^2$ erhält man gemäß Bild 4.26 einen flachen Kurvenverlauf. Selbst bei einer relativ kleinen Pressungsbeanspruchungen von $k_{\max}=700 \text{ N/cm}^2$ unterschreitet der prognostizierte Wert den

f_{N3} -Faktor von 0,1. Die Beanspruchung aufgrund der Traktionskraft ist hierbei der bestimmende Faktor; die Pressung ist eher zweitrangig.

Der Vergleich der Versuchsergebnisse mit den prognostizierten f_{N3} -Werten zeigt, dass ein universeller Regressionsansatz auf Basis der wirklichen physikalischen Schädigungsmechanismen erfolgreich entwickelt werden konnte.

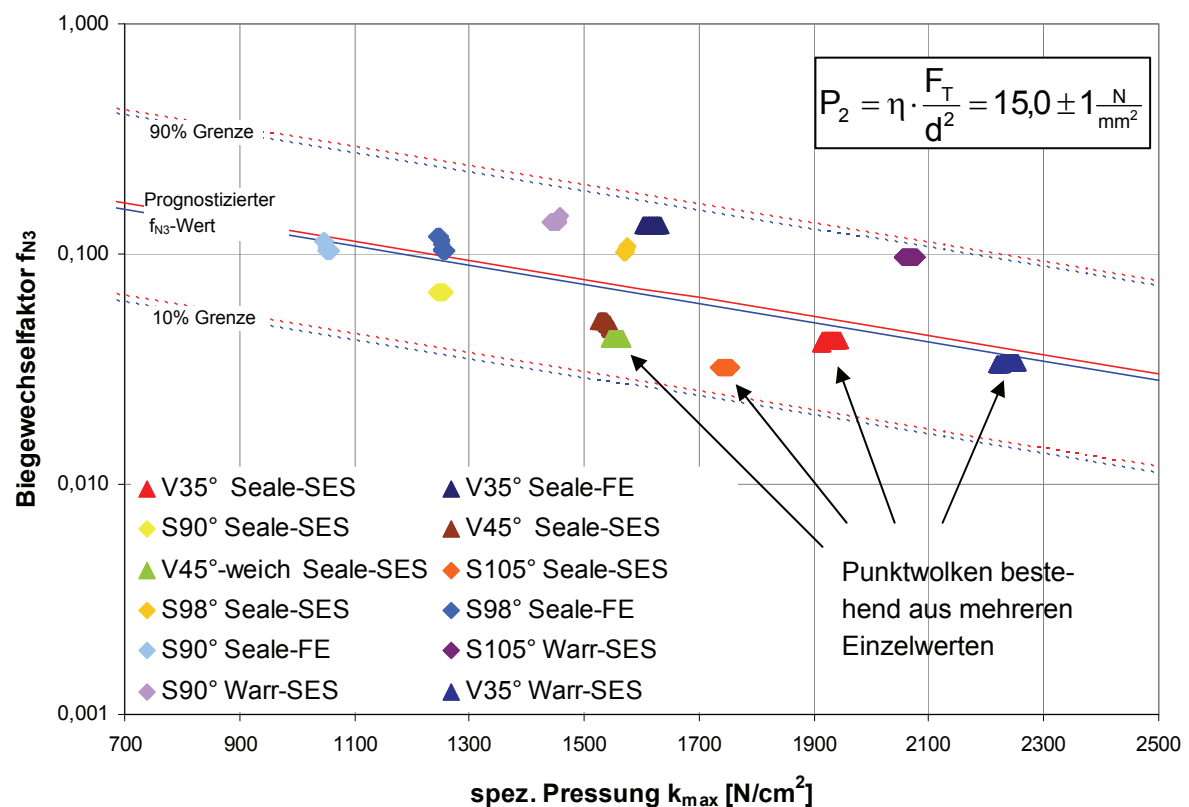


Bild 4.25: Versuchswerte und ermittelte Regressionsgerade für eine Traktionsbeanspruchung $P_2=15,0 \text{ N/mm}^2$

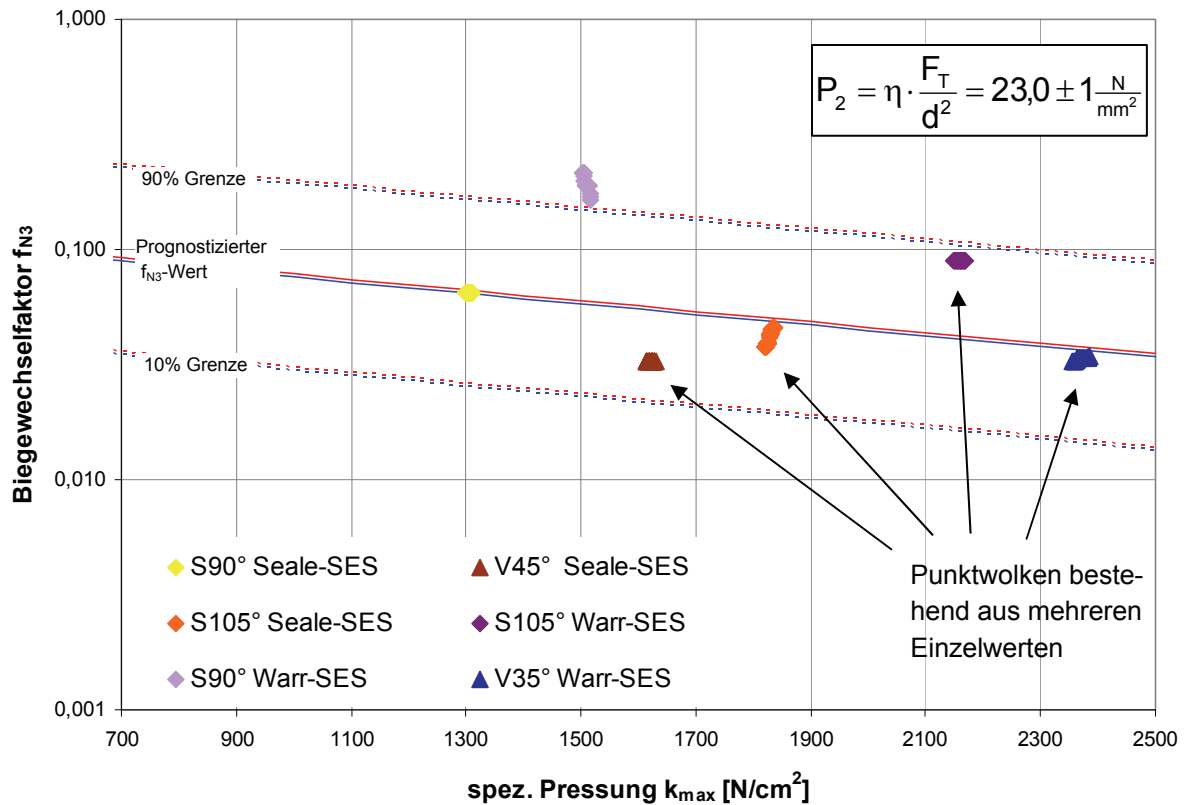


Bild 4.26: Versuchswerte und ermittelte Regressionsgerade für eine Traktionsbeanspruchung $P_2=23,0$ N/mm²

Bild 4.27 zeigt in der Darstellung mit linearer y-Achse die Kurvenschar der Regressionsgleichung für Traktionsgrade von 1% bis 100% und konstanter Traktionskraft $F_T=28$ N/mm². Ihr Verlauf verdeutlicht nochmals, welchen starken Einfluss die traktionsbedingten Schädigungseinflüsse auf die Lebensdauerminde- rung haben. Die Verläufe spiegeln das in den Versuchen beobachtete Verhalten wieder, bei dem insbesondere in Rillenformen mit geringer Pressungsbeanspruchung der Faktor Traktionsübertragung einen erheblichen Einfluss auf die Lebensdauerminde- rung hatte.

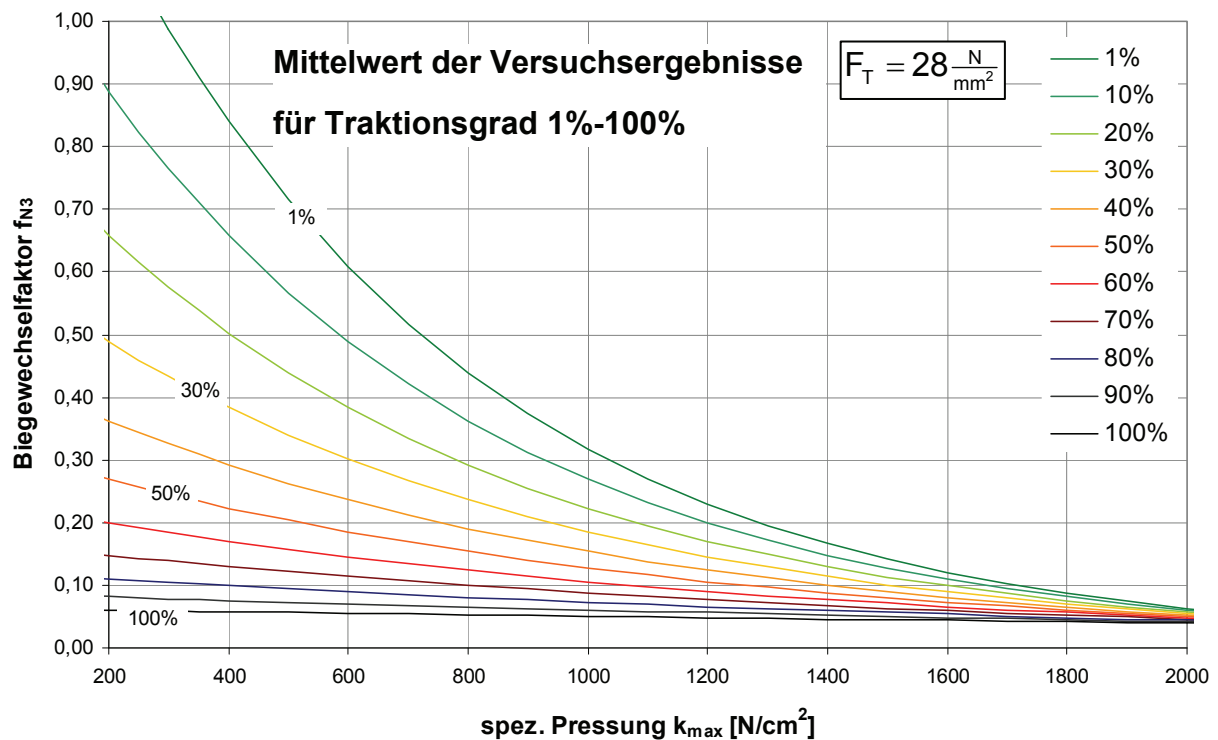


Bild 4.27: Vergleich der Regressionskurven bei unterschiedlichem Traktionsgrad η

Für die praktische Anwendung zur Auslegung von Aufzugsseiltreiben mit Sitz- und Keilrillen sollte nicht mit dem prognostizierten f_{N3} -Mittelwert (50% der Versuchsergebnisse) gearbeitet werden. Um eine Abgrenzung zur sicheren Seite zu erhalten, sollte der anzuwendende f_{N3} -Wert anhand der unteren 10%-Grenze der Versuchsergebnisse bestimmt werden. Dadurch ist gewährleistet, dass trotz der Streuung der Versuchsergebnisse die Ablegiebiegewechselzahl zuverlässig auf der sicheren Seite bestimmt wird und das Seil nicht vor dem prognostizierten Lebensdauerlimit abgelegt werden muss. In Bild 4.28 ist die entsprechende Kurvenschar für den Parameterbereich angegeben, der detailliert untersucht wurde.

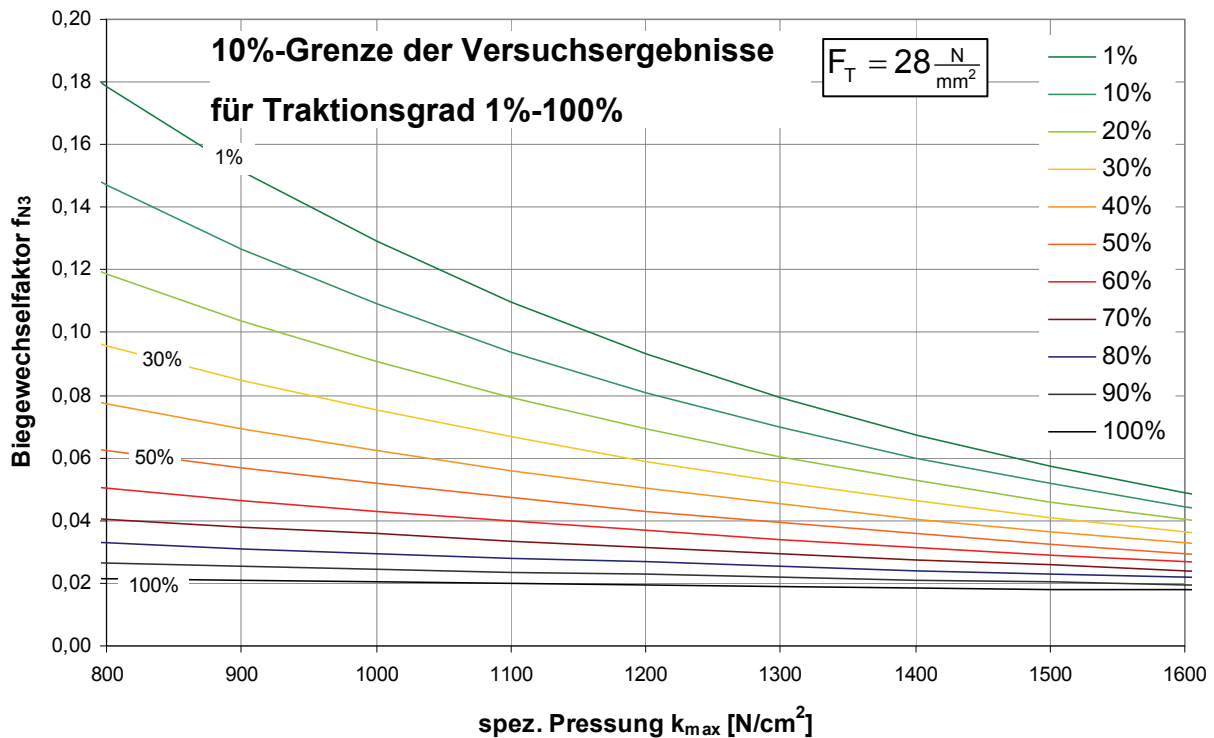


Bild 4.28: f_{N3} -Biegewechselzahlen auf Grundlage der 10%-Grenze aller Versuchsergebnisse

4.4.6. Ermittlung der Restbruchkraft abgelegter Versuchsseile

Üblicherweise werden Standardbiegeversuche bis zum Bruch der Seile durchgeführt wobei aus sicherheitstechnischer Sicht die Biegewechselzahl zwischen dem Erreichen der Ablegereife und dem Eintreten des Seilbruchs von besonderer Bedeutung ist. Der Versuch wird dabei so lange gefahren bis es zu einem Litzenbruch kommt oder das Seil unter der gewählten Versuchslast vollständig bricht.

Aufgrund der hohen Sicherheitsfaktoren und dem großen D/d -Verhältnis bei Aufzugsanwendungen ist das Versagenskriterium Seilbruch bei Versuchen mit aufzugstypischen Bedingungen nicht zielführend. Bei einer Seilsicherheit von $S_F=12$ müsste theoretisch über 90% der Seilquerschnittsfläche geschädigt sein damit es zum spontanen Bruch des Seils in der Prüfmaschine kommt. Am Beispiel der verwendeten Seile 8x19 FE-Seile kann gezeigt werden, dass beim Erreichen der Ablegereife lediglich 19 Drähte auf einer Bezugslänge von $30d$ gebrochen sind. Dies entspricht bei einer Gesamtzahl von 152 Drähten nur einem Querschnittsverlust von 12,5%. Da teilweise bereits Versuchsdauern von 4 Monate bis zum Erreichen der Ablegereife erreicht wurden, hätte eine Fortführung der Versuche bis zum Seilbruch zu extrem langen Versuchszeiten geführt. Die Ausdehnung der Versuche bis zum Seilbruch würde pro Versuch eine Versuchslaufzeit von über einem Jahr bedeuten.

Besonders kritisch ist bei Aufzügen jedoch nicht der Lastfall des Normalbetriebs sondern außergewöhnliche Stoßbelastungen, die beim Auslösen der Fangvorrichtung

oder bei unbeabsichtigter Pufferfahrt auftreten können. Entsprechend **EN 81-1** Anhang G, Tabelle 1 müssen für die Auslegung von Führungsschienen Stoßfaktoren bis zu einem Faktor 5 berücksichtigt werden. Durch die Elastizität der Stahlseile werden diese Beanspruchungen zwar gedämpft aber die auftretenden Stoßbelastungen können die im Normalbetrieb auftretenden Seilzugkräfte dennoch teilweise um den Faktor 3,5 übertreffen. Ein Sicherheitskriterium das für Aufzugseile daher immer betrachtet werden sollte ist, ob die Seiltragfähigkeit auch noch beim Erreichen der Ablegereife für außergewöhnliche Stoßbelastungen ausreicht.

Ein Kriterium zur Beurteilung der Seilsicherheit in Aufzugsanlagen sollte daher auch zwingend die Restbruchkraft F_r der Tragmittel beim Erreichen der Ablegereife sein. Abhängig von der Auslegung der jeweiligen Regelwerke werden Tragmittelrestbruchkräfte von 60% **ASME 17.1** bis 80% **EN 81-1** als ausreichend angesehen.

Durch ein Ablegen der Versuchsseile vor ihrem Bruch können die jeweiligen Restbruchkräfte ermittelt und in Relation zur ermittelten Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche B_{30} und B_6 gesetzt werden. Für die Ermittlung der Restbruchkräfte wurden aus den Versuchsseilen der traktionsbehafteten Dauerbiegeversuche entsprechend dem Beispiel in Bild 4.29 Zerreißproben mit einer freien Mindestseillänge von jeweils 600 mm ausgewählt.

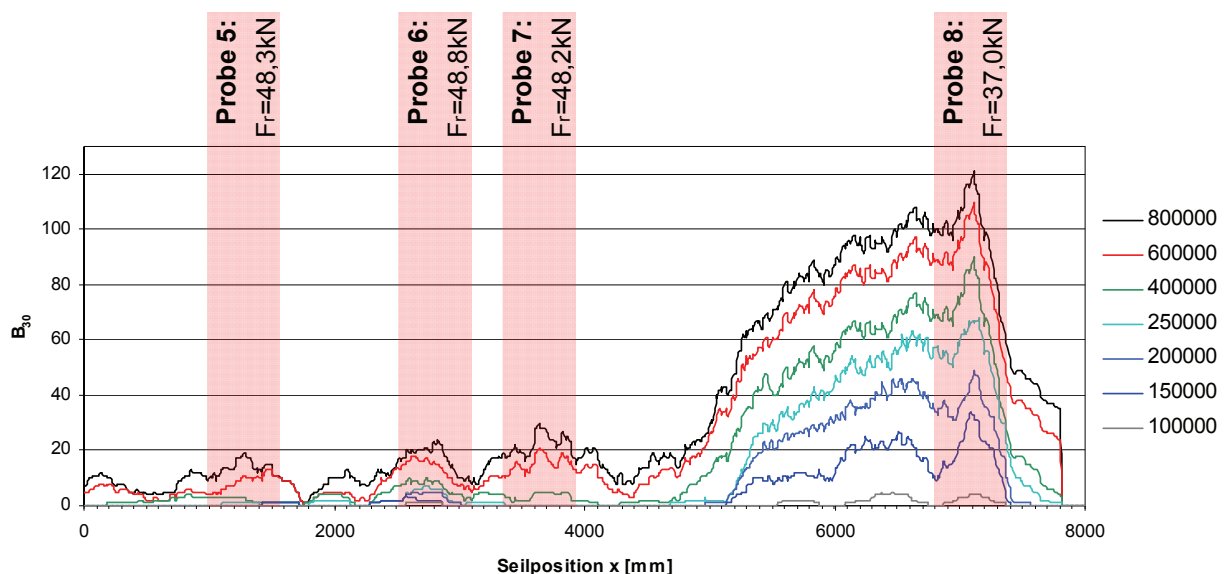


Bild 4.29: Auswahl der Zerreißproben auf Basis der ermittelten Drahtbruchverteilung

Die Proben wurden an beiden Enden mit Metallvergüssen nach EN 13411-4 versehen und wie in Bild 4.30 dargestellt auf einer Zugprüfmaschine entsprechend ISO 7500-1 zerrissen.



Bild 4.30: Zerreißversuch an einer ausgewählten, vorgeschädigten Seilprobe

Die Ergebnisse der Restbruchkraftermittlung zeigt Bild 4.31. Im untersuchten Bereich bis $B_{30\max}=120$ Drahtbrüche findet man eine lineare Reduktion der Restbruchkräfte mit zunehmender Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche.

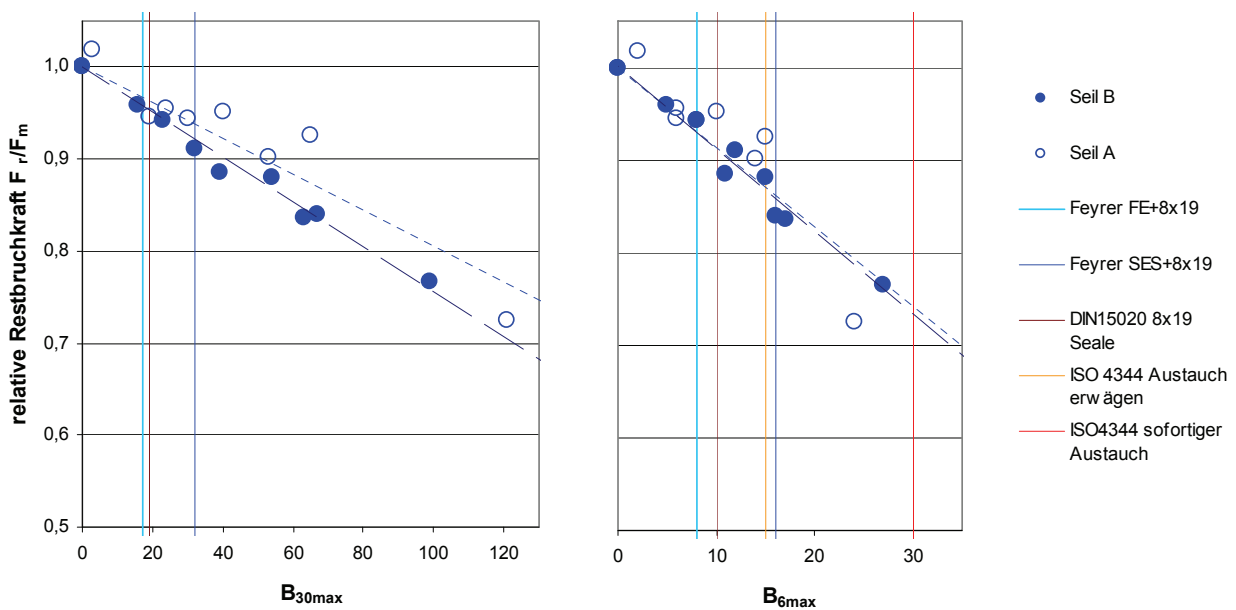


Bild 4.31: Abhängigkeit der Restbruchkraft von der Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbruch $B_{30\max}$ und $B_{6\max}$

Die Degradation der Seile A (FE+8x19S) und B (SES+8x19S) verläuft nahezu gleich. Man erkennt eine näherungsweise lineare Abnahme der relativen Restbruchkraft mit zunehmender maximaler Drahtbruchzahl. Die Stahleinlage von Seil B bewirkt unter den gewählten Versuchsbedingungen keine Erhöhung der Restbruchkraft in Relation zu Seil A. Bei einer Öffnung der Versuchsseile zeigte sich, dass auch in der Stahleinlage Drahtbrüche vorhanden sind, vgl. Bild 4.32. Parallel zur Zunahme der Anzahl der

äußerlich sichtbaren Drahtbrüche konnte bei Seil B nach dem Öffnen des Seils auch eine Schädigung der Stahleinlage festgestellt werden, weshalb das Degradationsverhalten mit dem des Fasereinlageseils A korrespondiert.



Bild 4.32: Drahtbrüche in der Stahleinlage nach dem Öffnen des Seils , Seil B

Im nachfolgenden Kapitel werden die Folgerungen, welche sich aufgrund der dargestellten Versuchsergebnisse für die Bewertung der verschiedenen verwendeten Ablege-kriterien ergeben, diskutiert.

4.4.7. Vergleich unterschiedlicher Ablegekriterien

Als Ablegekriterien bei Aufzugsseilen können **DIN 15020** und **ISO 4344** herangezogen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Anwendung dieser Ablegekriterien für Aufzugsseile untersucht und diskutiert.

Für die Ermittlung der Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} ist entscheidend welches Ablegekriterium angewendet wird. Feyrer definiert die Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} über den Abstand zur Bruchbiegewechselzahl Z_m . Die Ablegebiegewechselzahl Z_{Am} ist bei 80% der Bruchbiegewechselzahl erreicht. Die entsprechenden Ablegedrahtbruchzahlen auf einer Bezugslänge von $30d$ (B_{A30}) bzw. $6d$ (B_{A6}) stammen aus der Auswertung einer Vielzahl von Dauerbiegeversuchen. Feyrer differenziert im Gegensatz zu den Ablegedrahtbruchzahlen nach **DIN 15020** nicht zwischen Seale- und Warrington-Konstruktionen, dafür unterscheidet er bei den Ablegedrahtbruchzahlen zwischen Seilen mit unterschiedlicher Seileinlage. Bei Stahleinlageseilen sind nach Feyrer erheblich höhere Ablegedrahtbruchzahlen zulässig als bei Seilen mit Fasereinlage.

In der Praxis erfolgt die Beurteilung von Aufzugsseilen auf Basis der Ablegekriterien, die in der **DIN 15020** oder **ISO 4344** festgelegt sind. Neben der Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche werden weitere Kriterien, wie beispielsweise die Durchmesserreduzierung, als Ablegekriterium herangezogen. Das in der **DIN 15020** festgelegte Kriterium „Seilablage bei einer Durchmesserreduktion um 10% bezogen auf den Seilenndurchmesser d “ ist in der ISO 4344 noch schärfer mit 6% festgelegt. Dieses Ablegekriterium wurde bei der Auswertung ebenfalls berücksichtigt.

Die durchgeführten Dauerbiegeversuche haben gezeigt, dass bei keinem der Probenstücke der Durchmesser bei Erreichen der Ablegedrahtbruchzahl soweit reduziert war, dass die Seile entsprechend dem Kriterium **DIN 15020** ($d_{ist} < 0,9d$) oder **ISO 4344** ($d_{ist} < 0,94d$) ablegereif sind. Auf den Probestücken konnten auch keine ausgeprägten

Drahtbruchnester festgestellt werden, so dass stets die Drahtbrüche auf 30d Bezugslänge, entsprechend **DIN 15020**, das bestimmende Ablegekriterium darstellten.

In Tabelle 4.4 sind die aus der Regressionsgleichung für die Seile A und B ermittelten Restbruchkräfte F_r beim Erreichen der jeweiligen Ablegekritерien aufgelistet.

Tabelle 4.4: Relative Restbruchkräfte F_r/F_m der Versuchsseile bei unterschiedlichen Ablegekritерien

Ablegekritерium	Bedingung	F_r / F_m	
		Seil A FE+8x19S	Seil B SES+8x19S
Feyrer ¹ für FE+8x19	17DB auf 30d	0,966	-
DIN 15020 ² für 8x19 Seale	19DB auf 30d	0,962	0,954
Feyrer ¹ für SES+8x19	32DB auf 30d		0,923
Feyrer ¹ für FE+8x19	8DB auf 6d	0,931	-
DIN 15020 ² für 8x19 Seale ²	10DB auf 6d	0,914	0,911
ISO 4344 ³ „Replace ropes or examine within a specific period as stated by a competent person“	15DB je Schlaglänge (≈6d)	0,871	0,867
Feyrer ¹ für SES+8x19	16DB auf 6d	-	0,858
ISO 4344 ³ „discard ropes immediately“	30DB je Schlaglänge (≈6d)	0,742	0,733

¹ nach **Feyrer 2000**

³ gemäß **ISO 4344** Tab. E.1

² gemäß **DIN 15020** Blatt 2

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass eine kritische Bruchkraftminderung der Versuchsseile durch eine Anwendung der Ablegekritерien mit einer Bezugslänge von 30d entsprechend Feyrer oder **DIN 15020** sicher verhindert werden kann. Bezogen auf ihre im Zugversuch ermittelte Bruchkräfte F_m verfügten die Versuchsseile beim Erreichend der Ablegekritерien noch über mehr als 90% Restbruchkraft. Nimmt man die Nennbruchkraft F_n als Basis so verfügen die Seile sogar noch über 100% ihrer Bruchkraft entsprechend Herstellerangabe.

Da während den Versuchen keine ausgeprägten Drahtbruchnester auftraten, ist das zweite Ablegekritерium mit einer Bezugslänge 6d gemäß Feyrer nicht maßgeblich für den Ablegezeitpunkt. Bis entsprechende Drahtbruchzahlen auf 6d Bezugslänge vorhanden waren, hat in jedem Fall bereits das 30d Kriterium gegriffen. Entsprechend niedriger fallen die Restbruchkräfte aus wenn dann das Kriterium entsprechend 6d greift.

Obwohl sich gemäß Kennzeichnung in der entsprechenden Tabelle (**ISO 4344** Tab.E.1) die Ablegekritерien der **ISO 4344** auf Faserseile beschränken, wurden die Kriterien im Rahmen dieser Arbeit auch auf Seile mit Stahleinlage angewendet. Die Beurteilung der Ablegereife gemäß **ISO 4344** erfolgt nicht wie bei Feyrer und der **DIN 15020**. Die **ISO 4344** gibt in zwei Stufen gestaffelte Ablegekritерien an. Die Kriterien gemäß erster Warnstufe lassen noch einen gewissen Beurteilungsspielraum zu, das

Seil kann entweder ausgetauscht oder von einer kompetenten Person für ein weiteres Prüfintervall zum Betrieb freigegeben werden. Beim Auftreten der Kriterien gemäß der zweiten Stufe muss das Seil sofort abgelegt werden.

Aufgrund der relativ gleichmäßigen Drahtbruchverteilung auf den Versuchsseilen war auch bei Anwendung der **ISO 4344** das Kriterium mit der längsten Bezugslänge - entsprechend einer Seilschlaglänge - entscheidend für die Beurteilung der Ablegereife. Bei den verwendeten Versuchsseilen entspricht eine Schlaglänge etwa einer Bezugslänge von 6d. Die **ISO 4344** lässt im Vergleich zu den vorgenannten Ablegekriterien nach Feyrer und **DIN 15020** deutlich höhere Drahtbruchzahlen auf dieser Bezugslänge zu. Entsprechend niedriger fallen die zu erwartenden Restbruchkräfte bei einer Auswertung nach **ISO 4344** aus. Beim Auftreten der Kriterien gemäß erster Warnstufe verfügen die Seile noch über 85% ihrer ermittelten Bruchkraft F_m , beim Erreichen des endgültigen Ablegekriteriums nur noch über 73% von F_m .

Unter Berücksichtigung der bei der Aufzugsauslegung entscheidenden Nennbruchkraft F_n ist es somit möglich, dass Aufzugseile mit einer Restbruchkraft von unter 80% eingesetzt werden, ohne dass sie die Ablegereife nach **ISO 4344** erreicht hätten.

Diese bisher nicht untersuchte Fragestellung ist entscheidend wenn man das Sicherheitsniveau verschiedener Ablegekriterien vergleichen möchte. Auf Basis der vorliegenden Versuchsergebnisse konnte somit aufgezeigt werden, dass die Ablegekriterien der **DIN 15020** deutlich konservativer sind und hinsichtlich der verbleibenden Restbruchkraft beim Erreichen der Ablegereife größere Reserven als die Ablegekriterien entsprechend **ISO 4344** bieten.

Ablegekriterium Seildurchmesserreduktion

Bei keinem Versuch wurde eine Durchmesserreduktion von 6% erreicht, bevor die Ablegereife entsprechend eines Drahtbruchkriteriums erreicht wurde. Eine Beurteilung der Ablegereife nur auf der Grundlage einer Durchmesserreduktion bietet auf Basis der jetzt vorliegenden Reihenversuchen daher keine ausreichende Sicherheit, um eine Verminderung der Restbruchkraft unter einen kritischen Wert rechtzeitig erkennen zu können. Die Anwendung von Ablegedrahtbruchzahlen sind gegenüber der Seildurchmesserreduktion ein wesentlich verlässlicheres und damit unverzichtbares Kriterium für den sicheren Betrieb von Stahlseilen in Aufzugsanlagen.

4.5. Schadensverlauf und Drahtbruchentwicklung

4.5.1. Schadensbilder

Die unterschiedlichen Betriebsbedingungen im Traktionssystem Treibscheibe-Seil spiegelt sich auch im Erscheinungsbild der beanspruchten Kontaktelemente wieder. Eine mikroskopische Analyse der Drahtbrüche – d.h. der Bruchflächen und Pressungsellipsen an den Kontaktstellen zwischen Treibrille und Seil – bietet somit die Möglichkeit Schadensursachen zu bestimmen. Von Interesse ist hierbei wie sich die in Kapitel 2.2 beschriebenen treibscheibenspezifischen Schädigungsmechanismen in

der mikroskopischen Analyse der abgelegten Versuchseile widerspiegeln. Die Untersuchung erfolgte an ausgewählten Versuchsprüben mittels Rasterelektronenmikroskop. Zum Vergleich der Schädigungsbilder wurden sowohl Probenstücke aus den Standarddauerbiegeversuchen ohne Traktionskraftübertragung als auch Seilproben aus dem Prüfstand für traktionsbehaftete Dauerbiegeversuche analysiert.

4.5.1.1. Schadensbild bei Formrillenversuchen ohne Traktionskraftübertragung

Bei den Dauerbiegeversuchen mit Formrinne ohne Traktionskraftübertragung erfolgt der Schädigungsfortschritt sehr langsam. Es wurden sehr hohe Ablegebiegewechselzahlen erreicht. Bild 4.33 zeigt die Außenlitze einer entsprechend geschädigten Seilprobe. Bis zum Erreichen der Ablegereife in einer 55°-Keilrinne hat das Seil 2,4 Mio. Biegewechsel ertragen. An den Kontaktstellen zur Seilscheibe wurden die Drähte durch den in Kapitel 2.2.2.5 beschriebenen Radialverschleiß beim Auf- bzw. Ablaufen auf die Treibscheibe geschädigt. Aufgrund der hohen Pressungsbeanspruchung in den Keilrillen erfolgt dabei auch eine plastische Materialdeformation.

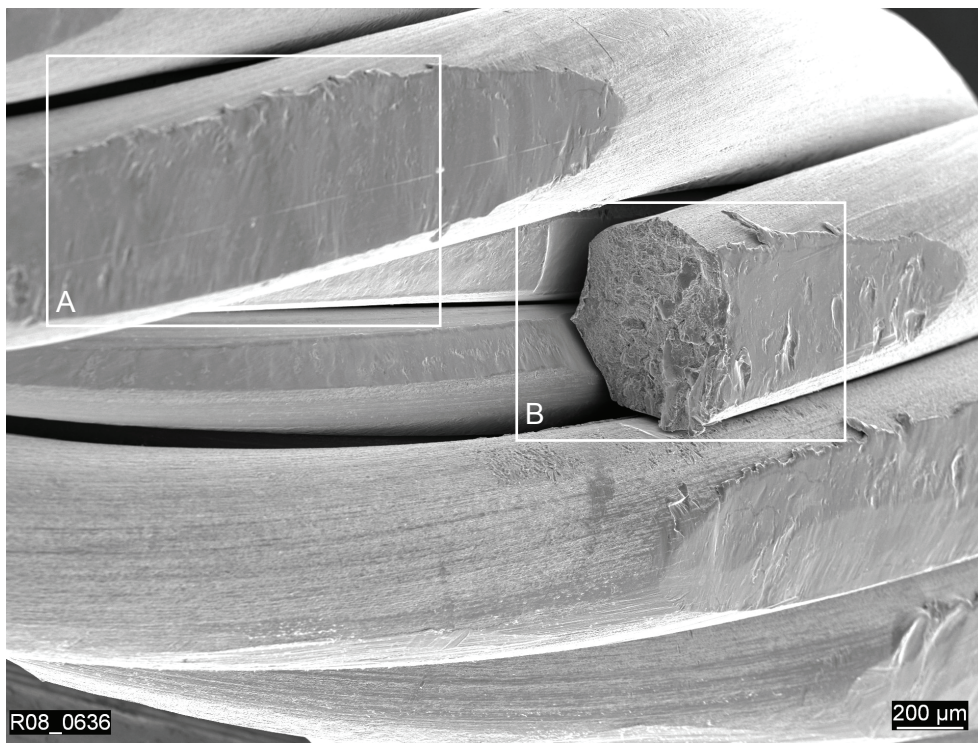


Bild 4.33: Verschleißbild an einer Außenlitze (Seil B, Dauerbiegeversuch mit Einzelscheibe und 55°-Keilrinne, $N_A=2,4$ Mio.)

Beim zyklischen Eintauchen des Seils in die 55°-Keilrinne wird an den Kontaktstellen das Material plastisch verformt und nach oben geschoben. In den Detailansichten in Bild 4.34 A und A1 ist zu erkennen wie sich am oberen Rand der Pressungsellipsen eine wulstförmige Materialanhäufung ausbildet. Die eigentliche Berührfläche der Pressungsellipse ist sehr unregelmäßig geformt und mit zahlreichen Quetschspuren durchsetzt. Abgetragene Materialreste werden beim wiederholten Eintauchen teilweise wie-

der in die Oberfläche eingedrückt. Es finden sich jedoch keine typischen Gleitspuren, die auf Schlupfvorgänge hindeuten.

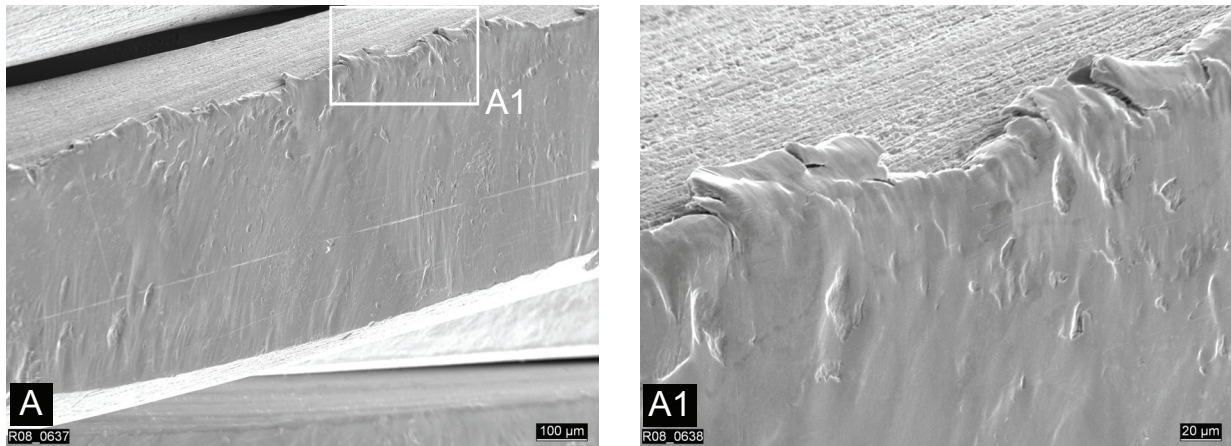


Bild 4.34: Detail A und A1: Plastische Verformung mit Materialverdrängung an der Oberkante der Pressungsellipsen

Aufgrund der plastischen Verformung reduziert sich nach einer gewissen Einlaufzeit die Pressungsbeanspruchung deutlich. Ohne Traktionskraftübertragung zwischen Seilscheibe und Seil findet keine Relativbewegung in Seillängsrichtung statt. Die Drahtkuppen treffen zyklisch bei jedem Biegewechsel auf die gleichen Rillenpositionen und die Kontaktstellen können sich einander anpassen. Nach dieser Einlaufphase mit relativ viel Verschleiß und plastischer Deformation stagniert mit zunehmender Biegewechselzahl der Schädigungsfortschritt an der Seilaußenseite. Die Seilgeometrie hat sich an die Rillenstruktur angepasst und die Spannung an der Kontaktstelle zur Rillenflanke ist deutlich reduziert. Mit zunehmender Biegewechselzahl verlagert sich die Hauptschädigung ins Litzeninnere. Bild 4.35 zeigt die Drahtbruchfläche mit starkem Verschleiß zwischen der 1. und 2. Drahtlage.

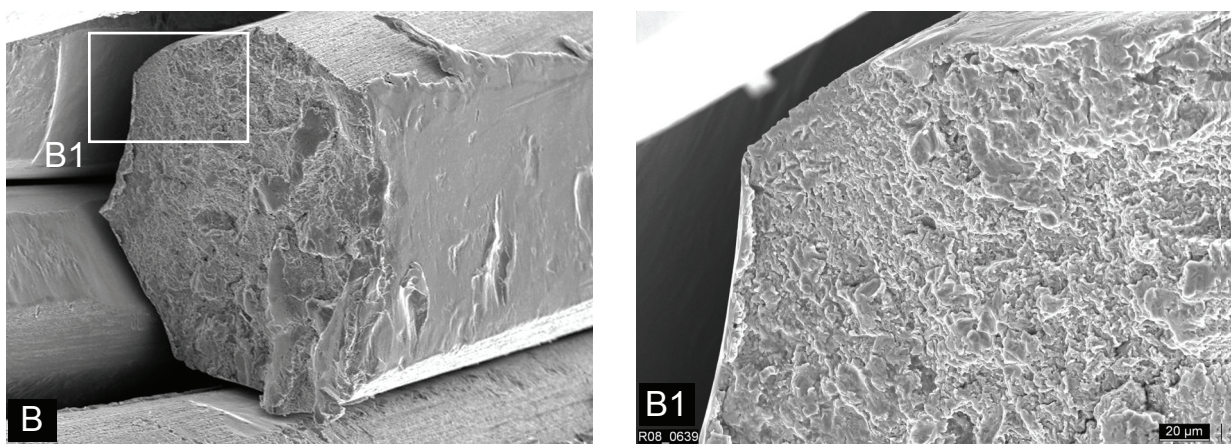


Bild 4.35: Detail B: Bruchfläche und Drahtverschleiß zwischen 1 und 2. Drahtlage der Seilaußenlitzen; Detail B1: Wahrscheinliche Bruchausgangsstelle

Die hierbei entstehenden Verschleißpartikel werden in Form von Reibkorrosion aus dem Seilinneren an die Oberfläche herausgearbeitet. Alle abgelegten Versuchsseile

aus den Einzelscheibenversuchen ohne Traktionsübertragung zeigten daher starke Anzeichen von Reibkorrosion. Der ehemals runde Drahtquerschnitt ist im Bereich zwischen 1. und 2. Drahtlage kantig geschliffen. Dadurch treten hohe Spannungsspitzen auf, an denen ein Bruchausgang initiiert werden kann. Die Drahtbruchfläche (Detail B1) weist in diesem Bereich ein sehr feines Gefüge auf. Dies ist ein weiteres Indiz dafür, dass sich der Bruchausgang in dieser Drahtprobe im Litzeninneren befindet und nicht von der Pressungsellipse, d.h. von der Kontaktfläche zwischen Seil und Rillenflanke, ausgeht. An der Pressungsellipse ist das Bruchflächengefüge eher grob, was darauf schließen lässt, dass nach fortschreitendem Risswachstum aus der Kontaktfläche zwischen 1. und 2. Drahtlage der Restbruch an der Außenseite der Litze erfolgt.

Auf der Basis der mikroskopischen Analyse kann erklärt werden, warum bei den in Kapitel 4.2 dargestellten Versuchen die Drahtbruchentwicklung in den Dauerbiegemaschinen ohne Treibkraftübertragung trotz extremer Rillengeometrien deutlich langsamer voranschreitet als erwartet. Die teilweise extrem über den prognostizierten Werten liegenden Ablegebiegewechselzahlen beruhen auf dem spezifischen Schädigungsmechanismus in Einzelscheibenversuchen ohne Seilschlupf und ohne Gleitvorgänge in Seillängsrichtung.

4.5.1.2. Schadensbilder nach traktionsbehafteten Dauerbiegeversuchen

Zur Gegenüberstellung mit den im vorigen Kapitel beschriebenen Schadensbildern ist in Bild 4.29 ein vergleichbarer Ausschnitt einer Seilprobe nach dem Ablegen vom Prüfstand für schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche abgebildet.

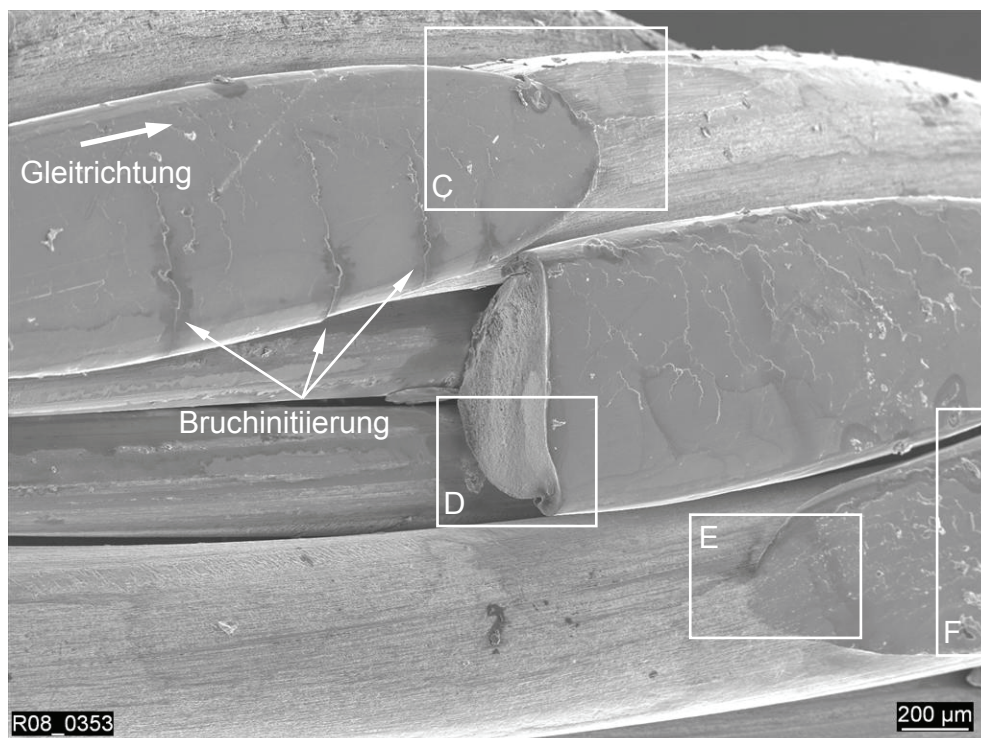


Bild 4.36: Verschleißbild an einer Außenlitze nach Traktionsbeanspruchung (Seil B, schlupfbehafteter Dauerbiegeversuch mit 98°-Keilrille, $N_A=230.000$)

Hierbei handelt es sich ebenfalls um eine Probe von Seil B, welches die Ablegereife in einer 98°-Unterschnittrille bereits nach rund 230.000 Biegewechseln erreicht hat. Der Versuch wurde mit ungleichem Gewichtskraftverhältnis $G_1/G_2=1,39$ durchgeführt. Man erkennt, dass sich das Schadensbild dabei deutlich vom Schadensbild in den Versuchen ohne Traktionskraftübertragung unterscheidet. Gemäß den Betrachtungen in Kapitel 3.5.2.3 handelt es sich bei der Probe um ein Stück Außenlitze aus der Seilzone, die durch Treibkräfte am stärksten beansprucht wurde. Bezogen auf die Darstellung in Bild 4.36 befand sich das schwerere Gewicht G_1 auf der linken Seite der Probe, das leichtere Gewicht G_2 auf der rechten Seite der Probe. Der Angriffsvektor der Treibkraftübertragung von der Treibscheibe auf die Seiloberfläche, respektive die Gleitrichtung des Seilschlupfs verläuft von links nach rechts. Dies zeigt sich auch an Verschleißmerkmalen auf der Pressungsellipse der Drahtkuppen. In Bild 4.37 sind verschiedene Detailansichten aus Bild 4.36 abgebildet. Detail E zeigt die Startposition der Gleitstrecke auf der linken Seite der Pressungsellipse mit einem glatten Übergang von der unbeanspruchten Drahtoberfläche zur Pressungsellipse. Im Unterschied zum Detail E besitzt das Ende der Gleitstrecke (Detail C) auf der rechten Seite einen Randwulst, an dem das Material aufgeschoben wurde.

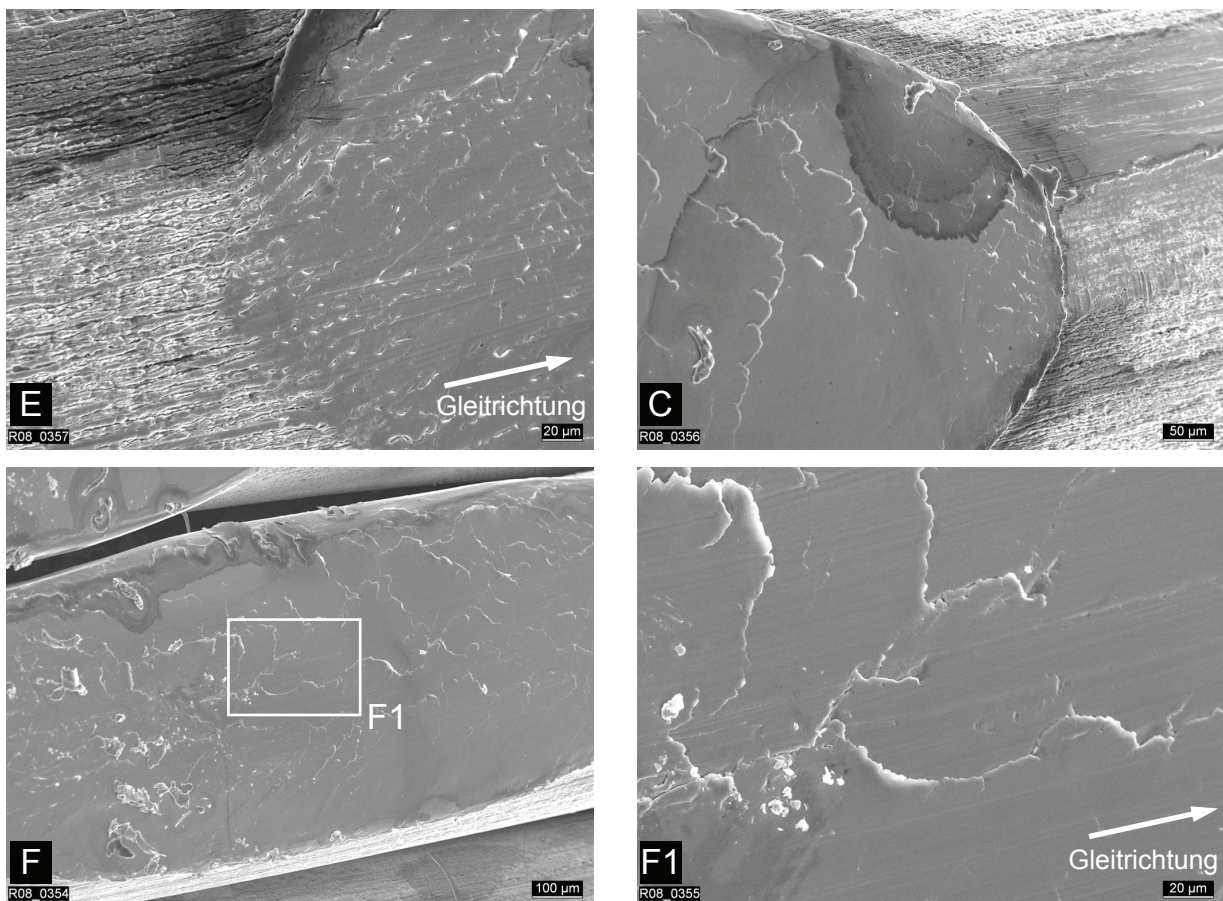


Bild 4.37: Detail E: Startposition der Gleitstrecke auf der Pressungsellipse mit Riefenbildung. Detail C: Gleitstreckenende mit gleitrichtungsabhängiger Zipfelbildung. Detail F: Verschleißellipse mit Randwülsten. Detail F1: Riefenbildung in Gleitrichtung und Zipfelbildung.

Die Drahtkuppe ist einem starken Gleitverschleiß unterworfen, wobei die feine Riefenbildung parallel zur großen Längsachse der Pressungsellipse die Gleitbewegungsrichtung in Seillängsrichtung anzeigt (Detail E und F1). Die elliptische Verschleißfläche (Detail F) ist die Folge einer hohen Flächenpressung und einer Relativbewegung. Die Verschleißellipse weist einen starken Materialabtrag auf, an den Rändern weicht das Material aus und bildet an den Längsseiten der Gleitfläche Randwülste, welche bei fortschreitender Schädigung umgefaltet werden (vgl. auch Bild 4.39 S.131). Die zusätzlichen Schubbeanspruchungen in der Kontaktfläche machen sich durch eine entsprechende Ausrichtung weiterer Verformungsmerkmale bemerkbar. Die in Detail C, F und F1 sichtbare, so genannte Zipfelbildung, ist ein typisches Merkmal schubbeanspruchter Kontaktflächen, vgl. auch **Santner 2004**. In Bild 4.36 kann man an der oberen Verschleißellipse erkennen wie der Drahtbruchausgang an dieser schuppenartigen Zipfelbildung initiiert wird.

Die Probenstücke in Bild 4.38, die ebenfalls aus den schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuchen stammen, weisen die gleichen Verschleißmerkmale auf.

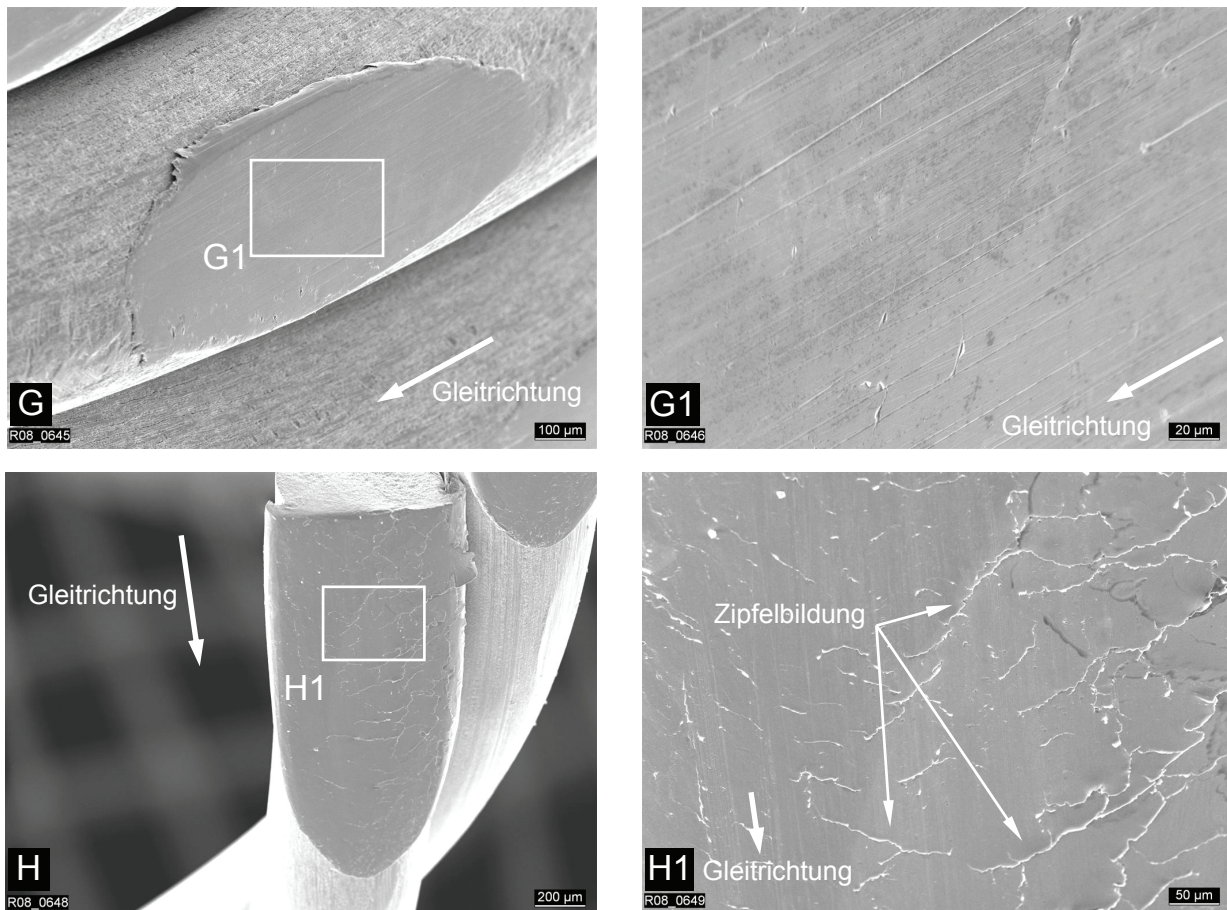


Bild 4.38: Detail G und G1: Riefenbildung parallel zur großen Längsachse der Pressungsellipse. Detail H und H1: Riefen und Zipfelbildung bei Schubbeanspruchung und fortschreitendem Gleitverschleiß in der Kontaktfläche

Bei den schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuchen erfolgt der Verschleiß vorwiegend an der Kontaktfläche zwischen Draht- und Rillenoberfläche und nicht im Inneren der Litze

wie bei den Dauerbiegeversuchen ohne Traktionsübertragung. Der Bruch wird ausgehend von der Verschleißellipse initiiert, siehe Bild 4.39. Ausgehend von der Verschleißellipse, in deren Bereich das Gefüge der Bruchfläche sehr fein ist, setzt sich das Bruchwachstum in die Tiefe des Drahtes fort. Der Restbruch erfolgt auf der Seite der Bruchfläche, die dem Litzeninneren zugewandt ist. Hier ist das Gefüge am gröbsten.

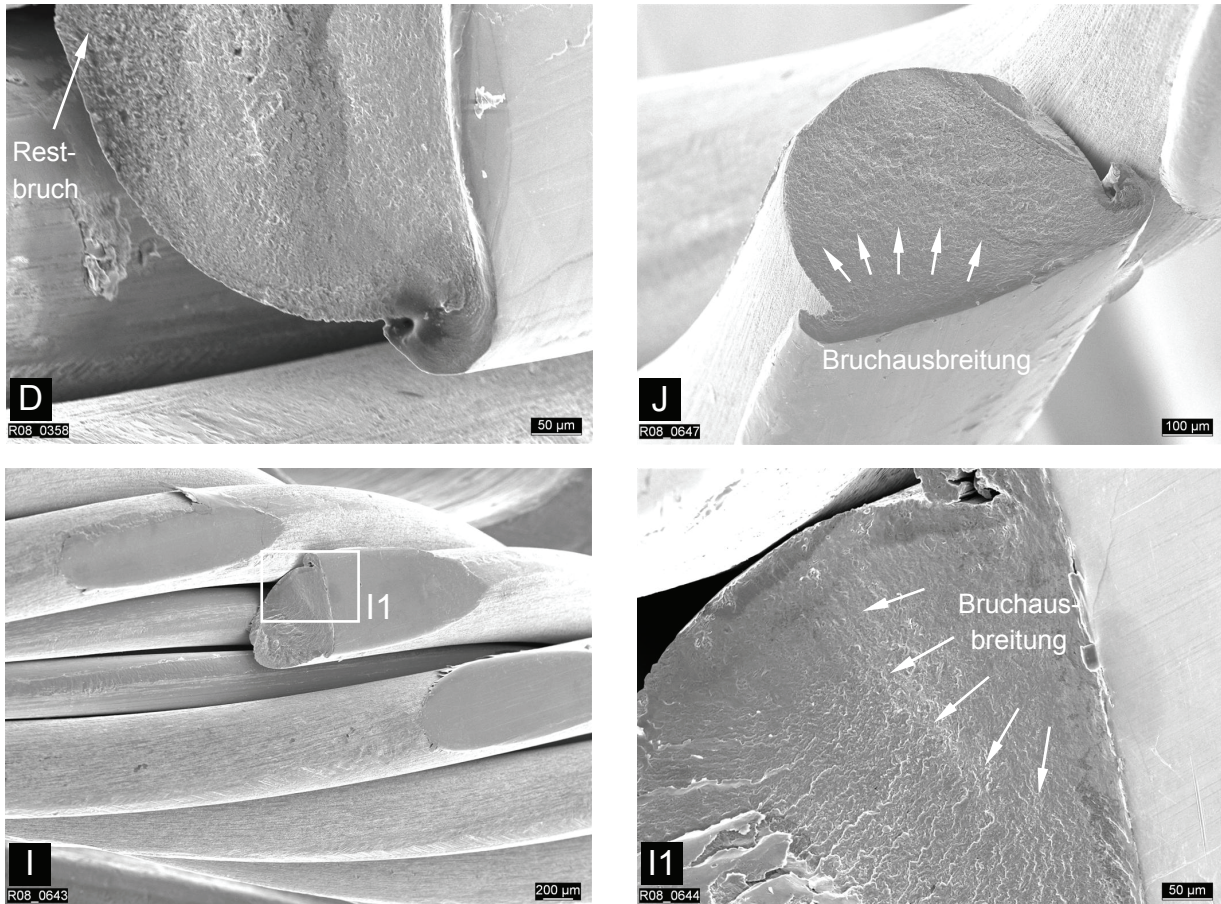


Bild 4.39: Detail D und J: Bruchflächen mit Bruchausgang von der Verschleißellipse; markant ausgebildete Randwülste. Detail I und I1 Drahtbruchfläche mit vermutlicher Bruchausgangsstelle im Bereich der Verschleißellipse

4.5.2. Drahtbruchprozess

Wie in Kapitel 4.4.7 dargestellt ist die Drahtbruchzahl auf 30d Bezugslänge das Hauptablegekritierium bei den schlupfbehafteten Dauerbiegeversuchen mit Formrille. Für das rechtzeitige Erkennen der Ablegereife und das Festlegen sinnvoller und sicherer Inspektionsintervalle sind Kenntnisse bzgl. des Drahtbruchprozess erforderlich. Zu den charakteristischen Merkmalen, welche bei der Festlegung von Inspektionsintervallen berücksichtigt werden sollten, zählen neben der Position der Drahtbrüche am oder im Seil auch die Entstehungsrate und die Art der Drahtbruchverteilung entlang der Seillänge.

Für Seiltriebe mit Rundrille ohne Treibkraftübertragung wurde der Drahtbruchprozess u.a. ausführlich in den Arbeiten von **Jahne 1992** und **Ren 1996** untersucht. Für Seile in Seiltrieben mit Formrillen und Traktionsbeanspruchung gibt es bisher keine vergleichbaren Untersuchungen.

4.5.2.1. Anordnung der Drahtbrüche am Seil

Bei den in regelmäßigen Abständen durchgeführten rechnerunterstützten Drahtbrucherfassungen (vgl. Kap. 3.5.2.5) wurde neben der Position x des Drahtbruchs in Seillängsrichtung auch die Anordnung des Drahtbruchs am Seilumfang erfasst und zur späteren Auswertung gespeichert. Unabhängig vom Versuchsseil und verwendeter Rillenform befanden sich die äußerlich sichtbaren Drahtbrüche ausnahmslos im Bereich der Pressungsellipsen, d.h. an den Drahtkuppen (engl.: crown breaks) in den Kontaktzonen des Seils mit den Rillenflanken der Treibrille. Bei keinem Versuch kam es zu Drahtbrüchen zwischen den Litzen, den so genannten „valley breaks“. Dieses Verhalten ist auch in Rundrillendauerbiegeversuchen ohne Traktionsübertragung typisch für Kreuzschlagseile, auch hier treten die Drahtbrüche vorwiegend im Bereich der Drahtkuppen auf, wodurch sie leicht zu erkennen sind. Die Ablegereife der Seile lässt sich damit auf der Grundlage einer regelmäßigen visuellen Inspektion sicher erkennen.

Nach dem Ablegen wurden einige der Versuchseile geöffnet. Bei den Stahleinlageseilen B und D waren auch in der Einlage Drahtbrüche entstanden. Entsprechend Bild 4.32, Kap. 4.4.6 liegen diese inneren Drahtbrüche im selben Bereich, in dem sich auch die Pressungsellipsen und Drahtbrüche auf den Außenlitzen befinden. Sie werden demzufolge ebenfalls von der hohen Pressungsbeanspruchung in Treibscheiben mit Formrille hervorgerufen und sind nicht auf die Biegebeanspruchung zurückzuführen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die Lebensdauer von Seilen ist in Treibscheibenaufzügen mit sogenannten Formrillen, d.h. mit Keil- oder Unterschnitttrillen, im Vergleich zu Seiltrieben, bei denen Seile in Rundrillen laufen, stark reduziert. In der Literatur werden als Ursache für diese Lebensdauerminde- rung verschiedene Einflussfaktoren vermutet. Neben der erhöhten Pressungsbeanspruchung bei Verwendung von Unterschnitt- oder Keilrillen werden als weitere Schädigungsfaktoren wechselnde Ovalisierungsspannungen beim Lauf des Seils über Seilscheiben mit unterschiedlicher Rillenform oder der in Treibscheibenantrieben vorhandene Seilschlupf angenommen.

Bei der Auslegung von Treibscheibenaufzügen wird die mit der Berechnungsmethode nach **Feyrer 2000** ermittelte Lebensdauer des laufenden Seiles in Halbrundrille durch rillenformabhängige Korrekturfaktoren f_{N3} reduziert. Da die verschiedenen individuellen Beanspruchungsparameter in den früheren Arbeiten nicht separat untersucht und analysiert wurden, werden die Beanspruchungen, die sich aus Besonderheiten des jeweils auszulegenden Traktionsseiltriebs ergeben, in der Berechnungsmethode von Feyrer nur pauschalisiert berücksichtigt. Eine weitere Einschränkung ist dadurch gegeben, dass die ursprünglich von **Holeschak 1987** aus einer statistischen Erhebung an realen Aufzügen erarbeiteten Korrekturfaktoren lediglich auf der Seilkonstruktion 8x19 Warrington mit Fasereinlage basieren. Mangels vorliegender Erkenntnisse zu weiteren Seilkonstruktionen wurden diese ausschließlich mit Faserseile ermittelten Korrekturfaktoren als allgemeingültige Regeln in das betreffende Normenwerk **EN 81-1** aus dem Jahr 1998 übernommen.

Durch die voranschreitende technische Entwicklung im Aufzugsbau entsprechen moderne Aufzugsanlagen und die heute eingesetzten Seilkonstruktion nur noch bedingt den Einflussparametern, mit welchen Holeschak die Grundlage für die derzeitigen Bemessungsregeln geschaffen hat. Der Trend hin zu kompakten getriebe- losen Antrieben mit relativ kleinen D/d-Verhältnissen, der Einsatz moderner Leichtbaukabinen und die zunehmende Verwendung von Seilkonstruktionen mit Stahleinlage machen daher eine Überprüfung der bestehenden Bemessungsregeln für die heute vorherrschenden Einsatzparameter unumgänglich.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist deshalb eine umfassende wissenschaftliche Untersuchung und Quantifizierung der einzelnen Schädigungsfaktoren in Treibscheibenantrieben.

Im theoretischen Teil der Arbeit wurden dazu alle spezifischen Beanspruchungen, die beim Lauf der Tragseile in Treibscheibenaufzügen auftreten, detailliert analysiert:

- Die in den Treibrillen auftretende **Pressungsbeanspruchung** wird maßgeblich von der Geometrie der verwendeten Rillenform bestimmt. Zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlicher Treibrillengeometrien wurde auf der Grundlage bestehender Berechnungsansätze ein universeller Rillenfaktor r abgeleitet, mit dem sich die Pressungsbeanspruchung quantifizieren lässt. Im Gegensatz zur bisherigen

Berechnungsmethode von Holeschak mit f_{N3} -Faktoren, die auf unterschiedlichen Regressionsansätzen für Sitz- oder Keilrillen basieren, wurde nun erstmals ein generisches von der Rillenform unabhängiges Lebensdauermodell erarbeitet, welches die Pressungsbeanspruchung in Rund-, Sitz- oder Keilrillen in einer Regressionsgleichung berücksichtigt.

- Bei der theoretischen Analyse der Pressungsbeanspruchung hat sich als weitere wichtige Erkenntnis gezeigt, dass bei Treibscheibenaufzügen die Seiltriebsauslegung nicht alleine auf Basis des verwendeten Seilsicherheitsfaktors erfolgen darf, wie dies in der derzeit gültigen **EN 81-1** geschieht. Aufgrund der unterschiedlichen Mindestbruchkräfte von Seilkonstruktionen mit Faser- und Stahleinlage muss die tatsächliche wirkende Pressung mitberücksichtigt werden. Andernfalls besteht die Gefahr, dass Stahleinlageseile bei einer regelkonformen Auslegung der Seilsicherheit einer übermäßigen Pressungsbeanspruchung ausgesetzt werden und vorzeitig verschleießen. Wie in der Lebensdauergleichung von Feyrer für Rundrillen muss auch bei der Berechnung der Seillebensdauererminderung in Aufzugsseiltrieben mit Sitz- oder Keilrillen die Pressungsbeanspruchung und damit zwingend der Faktor K gemäß **EN 12385-5** sowie die verwendete Seilfestigkeitsklasse berücksichtigt werden.
- Die physikalischen Vorgänge bei der Übertragung von Treibkräften wurden im Theorieteil ebenfalls ausführlich analysiert. Ausgehend von der auf **Eytelwein 1808** zurückgehenden Treibfähigkeitsberechnung (Traktionskapazität T_K) und unter Berücksichtigung des im Traktionssystem benötigten Traktionsbedarfs T_B konnte mit dem Traktionsgrad η eine Bezugsgröße entwickelt werden, die den Vergleich unterschiedlicher Traktionssysteme und der darin vorkommenden Betriebszustände ermöglicht. Der Traktionsgrad kann als eine Kenngröße für den jeweils im System vorhandenen Seilschlupf angesehen werden.
- Mittels einer verschleißenergetischen Betrachtung der Vorgänge zwischen Treibscheibe und Seil wurde gezeigt, dass das Produkt der übertragenen Treibkraft F_T und des Traktionsgrads η geeignete Regressionsparameter darstellen, um die dissipierte Reibarbeit und damit den Seilverschleiß in einer Lebensdauerformel zu charakterisieren. Für die Größe der Seilschädigung durch Reibverschleiß ist die Kombination aus Seilschlupf und der übertragenen Treibkraftbetrag maßgebend.
- Die theoretische Analyse der Beanspruchung infolge Ovalisierungsspannungen ergab, dass bei unterschiedlichen Rundrillenübermaßgrößen im Bereich von $r/d=0,505$ bis $r/d=0,53$ keine signifikante Lebensdauerbeeinflussung zu erwarten ist.
- Bei der Kombination von Rund- und Keilrillen und der dabei auftretenden wechselnde Seilovalisierung können in Extremfällen Spannungsamplituden bis zu $\sigma_{bov}=630 \text{ N/mm}^2$ auftreten. Im Vergleich mit den Drahtspannungen aufgrund der Seilzugkraft (11%) und der Biegespannung (33%) hat die Ovalisierungsspannung

in diesem Fall mit 56% einen nicht zu vernachlässigenden Anteil am Gesamtspannungsniveau.

Durch die Analyse der physikalischen Zusammenhänge konnten im Theorieteil der Arbeit umfassende neue Erkenntnisse gewonnen und der Grundstein für eine erfolgreiche experimentelle Untersuchung der einzelnen Einflussparameter gelegt werden. Darüber hinaus bilden die theoretischen Erkenntnisse eine erforderliche Grundlage für die Entwicklung eines Lebensdauermodells, das auf einer mathematischen Beschreibung der physikalischen Vorgänge in Treibscheibenseiltrieben beruht.

Auf der Basis der theoretischen Analyse der Beanspruchungen konnten mögliche lebensdauerbeeinflussende Parameter identifiziert werden, die in den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen analysiert und quantifiziert wurden. Aufbauend auf die wesentlichen lebensdauerbeeinflussenden Parameter wurde ein Regressionsansatz zur Prognose der Seillebensdauer in Aufzugsseiltrieben entwickelt.

Mit dem empirischen Teil der Arbeit sollen nicht nur die theoretischen Ansätze überprüft und quantifiziert werden, sondern auch eine Verknüpfung zwischen der Theorie und der praktischen Anwendung erfolgen. Um mit dem auf physikalischen Modellen basierenden Regressionsansatz realitätsnahe Lebensdauerprognosen zur ermöglichen müssen die verwendeten Regressionskoeffizienten aus praxisnahen Versuchen gewonnen werden. Aufgrund der Komplexität der verschiedene Schädigungseinflüsse und der wechselseitigen Beeinflussung kann nur auf diese Weise der Brückenschlag von den neu gewonnenen theoretischen Erkenntnissen zur praktischen Anwendung erfolgen um die wirkliche Seillebensdauerminde rung in der praktischen Anwendung zu quantifizieren.

Ein großer Schwerpunkt der Arbeit lag deshalb bei den experimentellen Lebensdauer versuchen, mit denen die verschiedenen spezifischen Beanspruchungen untersucht und quantifiziert wurden. Als Versuchsseile wurden Kreuzschlagseile der Konstruktionen 8x19 Seale und Warrington mit Seildurchmessern von 8 mm, 10 mm und 13 mm ausgewählt. Diese Versuchsseilkonstruktionen wurden sowohl in der Ausführung mit Fasereinlage als auch mit Stahleinlage experimentell untersucht und verglichen.

Im Rahmen eines über 3 Jahre dauernden Versuchsprogramms konnte der Einfluss der lebensdauerreduzierenden Schädigungsfaktoren

- Seilpressung in unterschiedlichen Formrillen,
- wechselnde Seilovalisierung bei der Kombination von Rund- und Formrillen,
- Treibkraftübertragung/Seilschlupf und
- dynamische Änderung der Seilzugkräfte

sowohl differenziert, als auch in ihrer Wirkung als Beanspruchungskollektiv untersucht und quantifiziert werden.

Bei der experimentellen Untersuchung der Faktoren Treibkraftübertragung, Seilschlupf und dynamische Änderung der Seilzugkräfte wurde ein versuchstechnisches Neuland

betreten. Da für die umfangreichen Untersuchungen bisher keine entsprechenden Versuchseinrichtungen existierten, musste im Rahmen der Arbeit ein spezieller Prüfstand entwickelt und aufgebaut werden.

Mit diesem neu konzipierten Prüfstand für schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche war es möglich Dauerbiegeversuche mit Traktionsbeanspruchung und dynamisch wechselnden Seilkraftverhältnissen $S_1/S_2 \neq 1$ durchzuführen. Damit konnten die in Treibscheibenaufzügen wirkenden Seilbeanspruchungen erstmals realitätsnah, in reproduzierbaren Versuchen untersucht und analysiert werden. Zur Untersuchung der spezifischen Schädigungsmechanismen wurden die Ergebnisse der schlupfbehafteten Versuche mit den Resultaten verglichen, die aus Dauerbiegemaschinen ohne Traktionskraftübertragung stammen.

Die anhand der theoretischen Betrachtung aufgestellten Hypothesen wurden im Rahmen des Versuchsprogramms untersucht und hinsichtlich ihrer Relevanz auf die Lebensdauererminderung quantifiziert. Darüber hinaus konnten wichtige neue Einflussfaktoren und Phänomene im Rahmen der experimentellen Untersuchungen entdeckt werden.

Mit umfangreichen Reihenversuchen, die speziell auf die Beantwortung der einzelnen Fragestellungen zugeschnitten waren, konnten die folgenden wesentlichen Grundlagen und Erkenntnisse gewonnen werden:

- Dauerbiegeversuche auf Einzelscheiben mit Rundrillen als Referenzversuche

Da die Lebensdauergleichung von **Feyrer 2000** auf Versuchen mit Einzelscheiben und Rundrillen basiert, wurden zu allen Versuchsseilen zunächst Referenzwerte, d.h. Bruchbiegewechselzahlen auf Einzelscheiben mit Rundrille, ermittelt. Die Versuche wurden mit Standard-Versuchsparametern $D/d=25$ und einer bezogene Seilzugkraft von $S/d^2=117 \text{ N/mm}^2$ durchgeführt. Anhand der so gewonnenen Ergebnisse konnten alle Versuchseile durch Vergleich mit der Feyrerschen Datenbasis referenziert werden, um eine Fehlinterpretation aufgrund unterschiedlicher, individueller Qualität der Versuchseile auszuschließen und eine Referenz für die spätere Auswertung der spezifischen traktionsbedingten Schädigungsfaktoren zu erhalten.

Für die Rille wurde entsprechend DIN 15020 ein standardmäßiges Rundrillenübermaß von 6% verwendet, was einem Verhältnis von $r/d=0,53$ entspricht.

- Einfluss des Rundrillenübermaßes auf die Bruchbiegewechselzahl

Mit weiteren Rillenübermaßen von 3% ($r/d=0,515$) und 1% ($r/d=0,505$) wurde die Auswirkungen kleinerer Rillenträger auf die ertragbare Biegezahl untersucht. Die Hoffnung, durch besser an die Seildurchmesser angepasste Rillenträger, die Lebensdauer steigern zu können, bestätigte sich hierbei nicht. Auf Basis der gewonnenen Versuchsdaten konnte kein signifikanter Einfluss auf die ermittelten Bruchbiegezahl festgelegt werden. Um eine Aussage bzgl. des Faktors Rundrillenübermaß machen zu können, wurde das Testpro-

gramm erweitert und Versuche mit einem noch größerem - in der Praxis unüblichen - Rillenübermaß von 20% ($r/d=0,6$) gefahren. Während die Seile mit Fasereinlage weiterhin gleiche Bruchbiegewechselzahlen wie bei Rundrillenübermaßgrößen von $r/d=0,505$ bis $0,53$ aufwiesen, verminderte sich bei den Stahleinlageseilen die Bruchbiegewechselzahlen auf den Faktor $f_{N3}(SES)=0,77$. Damit hat sich zum einen gezeigt, dass die ermittelte Lebensdauerminde rung annähernd dem Wert entspricht, den Feyrer für entsprechende Rundrillenübermäße von 20% angibt, zum anderen wurde die bislang nicht bekannte Erkenntnis gewonnen, dass das Stahleinlageseil bei zu großem Rillenübermaß deutlich empfindlicher als das Fasereinlageseil reagiert.

- Einzeilscheibenversuche mit Formrillen ohne Traktionsübertragung

Bei den Dauerbiegeversuchen mit Keil- und Sitzrillen ohne Traktionsübertragung wurden regelmäßig sehr hohe Ablegebiegewechselzahlen erreicht.

Die bisher gültigen Korrekturfaktoren zur Lebensdauerminde rung in Formrillen nach **Feyrer 2000** und **EN 81-1** wurden bei 52 der 56 Versuchsergebnissen mit Formrinne zum Teil deutlich überschritten und nur von 4 Ausreißern unterschritten. Die für Treibscheibenaufzüge gültigen f_{N3} -Faktoren können mit Dauerbiege maschinen ohne Traktionskraftübertragung nicht im Versuch reproduziert werden. Das Versuchsssetup hat gezeigt, dass zwischen der rechnerischen Lebensdauerprognose für Aufzüge nach Feyrer - respektive Holeschak - und den Versuchsergebnissen auf Dauerbiegemaschinen ohne Treibkraftübertragung zum Teil erhebliche Unterschiede bestehen, weil die Treibkraftübertragung als wichtiger Beanspruchungsparameter fehlt. Im Gegensatz zu realen Aufzugsanwendungen tritt bei diesem Versuchsssetup in Standarddauerbiegemaschinen kein Schlupf in Seillängsrichtung auf.

Auch bei der mikroskopischen Untersuchung von Drahtbrüchen aus Versuchen ohne Traktionsübertragung findet man ein sehr spezifisches Schädigungsbild, welches sich eindeutig von den Schadensbildern bei den schlupfbehafteten Dauerbiegeversuchen unterscheidet.

Die Auswertung der Versuche mit Formrillen ohne Traktion ergab, dass die Seile mit Stahleinlage, im Vergleich zu den Seilen mit Fasereinlage nur kleinere Korrekturfaktoren f_{N3} erreichen, d.h. einer stärkeren Lebensdauerminde rung unterworfen sind. Dies lässt sich auf die höhere Pressungsbeanspruchung der Stahleinlageseile bei Versuchen mit gleicher Seilsicherheit zurückführen und bestätigt das bereits im Theorieteil aufgeworfene Manko der Auslegungsregeln nach EN 81-1.

- Kombinationsversuche mit zwei Scheiben unterschiedlicher Rillenform

Die häufig aufgestellte These, dass die unterschiedliche Lebensdauerminde rungen in Treibscheibenaufzügen verglichen mit Einzeilscheibenversuchen in Formrillen im Wesentlichen auf die wechselnden Ovalisierungsspannungen zurückzuführen sei, konnte anhand der durchgeführten Kombinationsversuche widerlegt werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass beim Lauf eines Seilstücks über eine Formrille und einer anschließenden Biegung über eine Halbrundrille beide Biegewechselzahlen entsprechend **Feyrer 2000** mit der Schadensakkumulationshypothese von Palmgren und Miner als unabhängige, eigenständige Beanspruchungen zusammengefasst werden können. Eine Zusatzschädigung der Seile aufgrund wechselnder Seilovalisierung muss somit nicht berücksichtigt werden.

- Schlupfbehäftete Dauerbiegeversuche

Da im neu entwickelten Prüfstand für schlupfbehäftete Dauerbiegeversuche jeder Abschnitt des Versuchsseils abhängig von der Fahrdynamik und den gewählten Prüfmassen eine spezifische Traktionsbeanspruchung erfährt, konnten in den 22 durchgeführten schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuchen nicht nur eine einzelne Parameterkombination wie bei Standarddauerbiegeversuchen üblich, sondern ein ganzer Parameterbereich mit unterschiedlichen Traktionsbedingungen untersucht werden. Mit Hilfe einer computergestützten Drahtbrucherfassung wurde die Drahtbruchentwicklung bei den eingesetzten Versuchsseilen positionsspezifisch auf den einzelnen Seilabschnitten erfasst. Damit konnte die Drahtbruchentwicklung den jeweiligen auf einzelnen Abschnitten wirkenden Beanspruchungen zugeordnet und ausgewertet werden. Diese Auswertungsmethode ermöglicht, aufgrund der unterschiedlichen Beanspruchung einzelner Seilzonen, eine umfassende Analyse und Quantifizierung der Hauptschädigungsparameter.

- Pressungsbeanspruchung

Bei Beladung mit einem Gewichtskraftverhältnis $G_1/G_2=1$ ergibt sich entlang des Versuchseils eine symmetrische Drahtbruchentwicklung mit maximalen Drahtbruchzahlen im Bereich der Seilstücke, die bei der Beschleunigungs- und Verzögerungsphase über die Treibscheibe laufen. In der Mitte der Versuchsseile, im Bereich der Konstantfahrt ohne Traktionsbeanspruchung, findet man dagegen vergleichsweise niedrige Drahtbruchzahlen.

Durch einen Vergleich der Ablegiebiegewechselzahlen für unterschiedliche Seil-Rillen-Kombinationen in diesem Bereich konnte aufgezeigt werden, dass die Lebensdauerminderung direkt proportional zur Pressungsbeanspruchung ist. Die bereits bei den Versuchen mit Formrille ohne Treibkraftübertragung beobachtete Tendenz, dass die Lebensdauer von Seilen mit Stahleinlage im Vergleich zu Seilen mit Fasereinlage bei gleicher Seilsicherheit vermindert ist, tritt bei den schlupfbehäfteten Dauerbiegeversuchen noch deutlicher auf. Die Ergebnisse der Versuche bestätigten damit die Folgerungen aus der theoretischen Analyse, dass die Bestimmung des Korrekturfaktors f_{N3} auf Basis der berechneten Seilpressung erfolgen muss. Dies bedeutet, dass nicht nur die Rillengeometrie relevant für die Schädigung ist, sondern auch die Art der verwendeten Seilkonstruktion (SES oder FE), die wirkende Seilzugkraft und das D/d-Verhältnis. Diese Erkenntnis ist neu, denn der alte Regressionsansatz für die Ermittlung von f_{N3} gemäß **Holeschak**

1987 basiert alleine auf der Rillenform, weshalb die Ergebnisse bei den Stahleinlageseilen auch nicht mit der derzeitigen Berechnung nach Feyrer korrelieren.

Im Rahmen der Arbeit wurde ein neuer Ansatz zur Berücksichtigung der Pressungsbeanspruchung vorgestellt, der eine universelle Gültigkeit für Rund-, Sitz-, Keilrillen besitzt. Darüber hinaus konnte die Anwendbarkeit des neuen Ansatzes für unterschiedliche Seilkonstruktionen nachgewiesen werden.

- Traktionsbeanspruchung

Bei ungleichem Gewichtskraftverhältnis ergaben sich die größten Schäden an den Seilstücken, welche während der Beschleunigungs- und Verzögerungsphase des schwereren Gewichts G_1 , also in den Bereichen mit höchster Traktionsbeanspruchung, über die Treibscheibe laufen.

Neben der Pressungsbeanspruchung konnte die Traktionsbeanspruchung als zweiter Hauptschädigungsfaktor in Treibscheibenantrieben identifiziert werden. Dabei besteht eine Wechselwirkung zwischen der Pressungsbeanspruchung und Traktionsbeanspruchung. Die Auswertung der Versuche zeigt, dass bei kleinerer Pressungsbeanspruchung in gemäßigten Rillengeometrien der Einfluss der Traktionsbeanspruchung deutlich stärker ist als bei den ohnehin schon stark seilschädigenden Rillenformen mit kleinen Keilwinkeln bzw. großen Unterschnittwinkeln. Während beispielsweise unter großer Pressungsbeanspruchung bei Stahleinlage-seile in 35° -Keilrillen oder 105° -Sitzrillen eine zusätzliche Traktionsbeanspruchung zu keiner signifikanten Zusatzschädigung führte, wurde die Lebensdauer eines Fasereinlage-seils bei einer 98° -Sitzrille und unter hoher Traktionsbeanspruchung auf weniger als ein Viertel reduziert. Diese Erkenntnis ist neu und sollte zukünftig bei der Auslegung von Treibscheibenaufzügen berücksichtigt werden.

Die Versuchsauswertung bestätigt ebenfalls die im Theorieteil entwickelte Hypothese, dass die individuelle Traktionsbeanspruchung und damit die Lebensdauer-minderung sehr gut durch das Produkt der übertragenen Treibkraft F_T und den Traktionsgrad η abgebildet werden kann.

Auf Grundlage der im Theorieteil erarbeiteten physikalischen Grundlagen wurde ein Regressionsansatz zur Ermittlung der Biegewechselfaktoren f_{N3} entwickelt, der durch die empirischen Untersuchungen bestätigt werden konnte. Ein Kernelement dieses Regressionsansatzes ist eine neuartige Verschleißhypothese für Traktionsseiltriebe die auf der dissipierten Reibarbeit beruht. Die Reibarbeit wird darin durch die Parameter **Treibkraft F_T** und **Traktionsgrad η** quantifiziert. Das zweite Kernelement des Regressionsansatzes bildet die in der Traktionsrille wirkende Seilpressung.

Der Vergleich mit den ermittelten Versuchsergebnissen zeigt, dass sich mit der erarbeiteten Regression sehr gut die realen Verhältnisse abbilden lassen und der Ansatz universell, unabhängig von der verwendeten Rillenform und Seilkonstruktion, anwendbar ist.

In weiteren Versuchen wurde die Restbruchkraft abgelegter Versuchsseile ermittelt und die jeweiligen Restbruchkräfte in Relation zur ermittelten Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche B_{30} und B_6 gesetzt. Für Aufzugsseile, die in Formrillen laufen, wurde diese Untersuchung erstmals durchgeführt. Entgegen den Erwartungen zeigte sich, dass die Degradation des Fasereinlageseils und des Stahleinlageseils nahezu parallel verläuft. Weil unter den gewählten Versuchsbedingungen auch in der Stahleinlage Drahtbrüche entstehen, bietet die Verwendung des Stahleinlageseils keinen Sicherheitszuwachs gegenüber dem Fasereinlageseil. Mit zunehmender Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche kommt es zu einer näherungsweise linearen Abnahme der Restbruchkraft.

Zur Beurteilung der Sicherheit verschiedener anwendbarer Ablegekriterien bei Aufzugseiltreiben wurden im Rahmen der Arbeit neben den spezifizierten Ablegerahtbruchzahlen entsprechen **Feyrer 2000**, **DIN 15020** und **ISO 4344** auch die Durchmesserreduktion ermittelt und analysiert.

Aufgrund des gleichen Degradationsverhaltens der Stahleinlage- und Fasereinlageseile scheint die Verwendung unterschiedlicher Ablegekriterien für SES- und FE-Seile in Treibscheibenaufzügen nicht angezeigt. Aufgrund der relativ gleichmäßigen Drahtbruchverteilung auf den Versuchsseilen war bei Anwendung der **ISO 4344** und der **DIN 15020** die Bezugslänge $L=30d$ stets das relevante Kriterium für die Beurteilung der Ablegereife. Typische Drahtbruchnester auf Bezugslängen von $L=6d$ konnten nicht beobachtet werden. Da in der **ISO 4344** im Vergleich zu den Ablegekriterien nach **Feyrer 2000** und **DIN 15020** deutlich höhere Drahtbruchzahlen zulässig sind, fallen die zu erwartenden Restbruchkräfte, bei einer Auswertung nach **ISO 4344** entsprechend niedriger aus. Beim Auftreten der Kriterien gemäß erster Warnstufe verfügen die Seile noch über 85% ihrer ermittelten Bruchkraft F_m , beim Erreichen des endgültigen Ablegekriteriums nur noch über 73% von F_m .

Selbst unter Berücksichtigung der bei der Aufzugsauslegung entscheidenden Nennbruchkraft F_n ist es somit möglich, dass Aufzugseile mit einer Restbruchkraft von unter 80% eingesetzt werden, ohne dass sie die Ablegereife nach **ISO 4344** erreicht hätten.

Diese bisher nicht untersuchte Fragestellung ist entscheidend, um das Sicherheitsniveau verschiedener Ablegekriterien zu vergleichen. Auf Basis der vorliegenden Versuchsergebnisse konnte aufgezeigt werden, dass die Ablegekriterien der **DIN 15020** deutlich konservativer sind und hinsichtlich der verbleibenden Restbruchkraft F_r beim Erreichen der Ablegereife größere Reserven als die Ablegekriterien entsprechend **ISO 4344** bieten.

Bei keinem Versuch wurde eine Seildurchmesserreduktion von 6% erreicht, bevor die Ablegereife entsprechend eines Drahtbruchkriteriums erreicht wurde. Eine Beurteilung der Ablegereife nur auf der Grundlage einer Durchmesserreduktion bietet daher auf Basis der jetzt vorliegenden Reihenversuche keine ausreichende Sicherheit, um eine Verminderung der Restbruchkraft unter einen kritischen Wert rechtzeitig zu detektieren. Die Anwendung von Ablegedrahtbruchzahlen sind gegenüber der Seildurchmes-

serreduktion ein wesentlich verlässlicheres und damit ein unverzichtbares Kriterium für den sicheren Betrieb von Stahlseilen in Aufzugsanlagen.

Empfehlungen zur Auslegung von Treibscheibenaufzügen

Entsprechend der derzeit gültigen Auslegungsregeln in der EN 81-1 Anhang N wird nicht zwischen Faser- und Stahleinlageseilen unterschieden. Die minimal zulässige Seilsicherheit wird unabhängig von der verwendeten Seilkonstruktion bestimmt, obwohl die verwendeten Korrekturfaktoren für Treibrillen nur auf einer Untersuchung von Aufzugsanlagen mit Fasereinlageseilen beruhen.

Nach Auswertung der durchgeführten Versuche mit Stahl- und Fasereinlageseilen muss diese Verallgemeinerung äußerst kritisch hinterfragt werden. Die vorliegenden Versuchsergebnisse zeigen deutlich, dass die effektive Seilzugkraft und damit die spezifische Pressung bei der Seillebensdauerprognose in Treibscheibenaufzügen berücksichtigt werden muss um eine ausreichende Lebensdauer zu gewährleisten. Insbesondere bei der Verwendung von Stahleinlageseilen in Treibscheibenaufzügen mit Formrillen muss auch weiterhin die maximal zulässige Pressungsbeanspruchung gemäß **TRA 003** berücksichtigt werden. Die Zielsetzung der Auslegung entsprechend **EN 81-1** Anhang N mindestens 600.000 Fahrten bis zum Erreichen der Ablegereife zu gewährleisten kann sonst mit Stahleinlageseilen in ungünstigen Fällen nicht eingehalten werden.

Wenn detaillierte Angaben bzgl. der am Aufzug übertragenen Treibkräfte und auftretenden Traktionsgrade verfügbar sind, kann auf Basis der vorliegenden Regressionsgleichung eine Prognose der Seillebensdauer bis zum Erreichen der Ablegereife erfolgen. Hierbei sollte mit der 10%-Grenze der Versuchsergebnisse gearbeitet werden um ausreichende Sicherheit bezüglich möglicher Streuungseinflüsse zu haben und den zusätzlichen Zwangsschlupf aufgrund mehrerer paralleler Seilstränge zu berücksichtigen.

Insbesondere bei Aufzugsanlagen in denen ein hoher Seilschlupf zu erwarten ist – z.B. aufgrund leichter Kabinenstrukturen oder wegen dem Verzicht auf Gewichtsausgleichsorgane – bietet der vorgestellte Regressionsansatz erstmals die Möglichkeit traktionsbedingte Seilschädigungseinflüsse zu quantifizieren und unterschiedliche Aufzugskonfigurationen im Hinblick auf die Seillebensdauerminde rung durch Traktionsbeanspruchung zu vergleichen.

Bei Seillebensdauertests mit Keil- oder Sitzrillen muss berücksichtigt werden, dass mit normalen Dauerbiegemaschinen ohne Traktionsübertragung ein wichtiger Beanspruchungsparameter für Aufzugsanwendungen fehlt. Die gewonnenen Ergebnisse können daher nicht direkt in die reale Anwendung im Treibscheibenaufzug übertragen werden, sondern müssen durch eine fachkundige Person beurteilt und ggf. entsprechend den Erkenntnissen aus dieser Arbeit interpretiert werden.

Ausblick auf zukünftige Untersuchungen

Der hier geschilderte neuartige Prüfstand sollte auch in der Zukunft dazu genutzt werden die im Rahmen dieser Arbeit gewonnene Datenbasis zu erweitern. Dabei könnten zukünftig unter anderem erstmals systematisch und reproduzierbar alternative Seilkonstruktion untersucht werden die bisher nicht in Aufzügen eingesetzt werden.

Aus dem Trend zu immer kleineren Seildurchmessern sowie die Verwendung von Drähten mit hohen Festigkeiten erwächst ebenfalls ein Bedarf an weiterführenden Untersuchungen im Hinblick auf die Zusammenhänge zwischen spezifischer Pressung in Formrillen und der Seillebensdauer. Zukünftige Untersuchungen zur Seillebensdauer in Traktionssystemen sollten daher auch Seilkonstruktionen mit einem Durchmesser unter 8 mm und mit hochfesten Drähten einbeziehen.

Weil der erarbeitete Regressionsansatz aufgrund seines universellen Charakters - ohne Festlegung auf bestimmte Rillengeometrien und Seilkonstruktionen - auch für Rundrillen in Traktionsanwendungen mit doppelter Seilumschlingung anwendbar sein sollte existiert auch in diesem Bereich ein Betätigungsfeld für weiterführende Untersuchungen.

Literatur

AiF 2007

Arbeitsgemeinschaft industrielle Forschungsvereinigungen e.V.: Lebensdauer von Drahtseilen in Treibscheibenaufzügen bei der Kombination von Rillenprofilen, Abschlussbericht AiF-Forschungsvorhaben Nr. 13606 N/1, 2007

Atrops 1961

Atrops, G.: Kraftverlauf und Dehnung im Umschlingungsbogen eines Treibseils auf einer Treibscheibe und ihre Einpassung in den Verlauf nach der Eytelweinschen Gleichung, Dissertation TH Aachen, 1960

Archard 1953

Archard, J. F.: Contact and Rubbing on Flat Surface, Journal of applied Physics 24 (1953) 11/12, S. 981-988

Bechtloff 1969

Bechtloff, G.: Die Beanspruchung des Drahtseilquerschnitts unter Längslast und ebener Querpressung. Draht-Welt 55 (1969) Nr. 2, S. 80-87; Nr. 3 147-158, Nr. 4, S. 196-203

Benoit 1915

Benoit, G.: Die Drahtseilfrage, Verlag G. Gutsch Karlsruhe Leipzig, 1915

Briem 1994

Briem, U.: Bruchkraftverlust bei gleichmäßigem Verschleiß am Seilumfang, Draht 45 (1994) 11/12, S. 611-615

Briem 1995

Briem, U.: Bruchkraftverlust bei einseitigem Verschleiß an der Seiloberfläche, Draht 47 (1995) 1/2, S. 40-45

Czichos/Habig 2003

Czichos, H., Habig, K-H.: Tribologie-Handbuch, Vieweg Verlag, Oktober 2003

Donandt 1927

Donandt, H.: Über die Berechnung von Treibscheiben im Aufzugbau, Dissertation TH Karlsruhe, 1927

Eytelwein 1808

Eytelwein, J.A.: Handbuch der Statik fester Körper. Realschulbuchhandlung Berlin, Bd.2, 1808

Feyrer 1980

Feyrer, K.: Statistische Auswertung der Ergebnisse von Drahtseil-Biegeversuchen, Draht 31 (1980), 6, S. 404-407 und 7, S. 489/493

Feyrer 1981/2

Feyrer, K.: Die Biegewechselzahl von Standardseilen beim Einfachbiegeversuch, Draht 32 (1981) 10, S. 556-558 und 11, S. 603-606

Feyrer 1982

Feyrer, K.: Die äußerlich sichtbaren Drahtbrüche als Ablegekriterium von Drahtseilen, Draht 33 (1982) 5, S. 275-278

Feyrer 1983/1

Feyrer, K.: Die Verteilung der Drahtbrüche auf einem Seil, Draht 34 (1983) 4, S. 154-159

Feyrer 1984/1

Feyrer, K.: Bruchbiegewechselzahl von Parallelschlagseilen, Draht 35 (1984) 11, S. 566-570

Feyrer 1984/2

Feyrer, K.: Ablegedrahtbruchzahl von Parallelschlagseilen, Draht 35 (1984) 12, S. 611-615

Feyrer 1992/2

Feyrer, K.: Einfluß der Drahtfestigkeit auf die Biegewechselzahl von Drahtseilen, Draht 43 (1992) 7/8, S. 663-666

Feyrer 1994

Feyrer, K.: Berechnung der Lebensdauer von laufenden Drahtseilen, Draht 45 (1994) 7/8, S. 440-445

Feyrer 1997/2

Feyrer, K.: Biegewechselzahl und Ablegereife von Spiral-Rundlitzenseilen, Fördern und Heben 47(1997) 5, S. 356-360

Feyrer 2000

Feyrer, K.: Drahtseile - Bemessung, Betrieb, Sicherheit, 2. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, 2000

Feyrer/Holeschak 1988

Feyrer, K., Holeschak W.: Die Lebensdauer von Aufzugsseilen und Treibscheiben im praktischen Betrieb, Liftreport 14 (1988) 1/2, S. 6-9

Gräbner 1963

Gräbner, P.: Zur Berechnung von Aufzugsseilscheiben mit Keilrillen, Dissertation Hochschule für Verkehrswesen Dresden 1963

Gräbner 1966

Gräbner, P.: Keilrillen- und Seilverschleiß bei Treibscheiben mit Einseilförderung, Hebezeuge und Fördermittel 6 (1966), S. 196-201

Häberle 1995

Häberle, B.: Pressung zwischen Seil und Seilrolle, Dissertation Universität Stuttgart, 1995

Holeschak 1987

Holeschak, W.: Die Lebensdauer von Aufzugseilen und Treibscheiben im Praktischen Betrieb, Dissertation Universität Stuttgart 1987

Holm 1998

Holm, R.: Electrical contacts - Theory and Application, 4. Auflage, Springer-Verlag, 1998

Hymans/Hellborn 1927

Hymans, F., Hellborn, A. V.: Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb, Springer Verlag Berlin, 1927

Isaachsen 1907

Isaachsen J.: Die Beanspruchung von Drahtseilen, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure Z. VDI 51 (1907) 17, S. 652-657

Jahne 1992

Jahne, K.: Zuverlässigkeit des Ablegekriteriums Drahtbruchzahl bei laufenden Seilen, Dissertation Universität Stuttgart, 1992

Kurzfassung: Feyrer, K., Jahne, K.: Zuverlässigkeit des Ablegekriteriums Drahtbruchzahl bei laufenden Drahtseilen. Draht 44 (1993) 7/8, S. 427-434

Janovsky 1985

Janovsky, L.: Sheave groove wear-The distribution of tensil forces in elevator ropes with traction drives and the resultant effect upon the wear of sheave grooves, Elevator World, July 1985, S. 68-73

Kragelskij/Fleischer 1979

Kragelskij I. W., Fleischer G. et al.: Vereinigung der Ermüdungstheorie und des energetischen Ansatzes zur Berechnung des Verschleißes; Schmierungstechnik 10 (1979) 5, S. 132-136

Miner 1945

Miner, M.A.: Cumulative damage in Fatigue, J. of Appl.-Mech. Trans ASNE 67 (1945) S. 159-164

Molkow 1982

Molkow, M.: Die Treibfähigkeit von gehärteten Treibscheiben mit Keilrillen. Dissertation Universität Stuttgart, 1982.

Müller 1952

Müller, H.: Versuche an Drahtseilen und ihre Ergebnisse für den Betrieb. Fördern und Heben 2 (1952) 9, S. 229-234

Palmgren 1924

Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern, Z VDI 68 (1924) S. 339-341

Recknagel 1972

Recknagel, G.: Untersuchung an Aufzugstreibscheiben mit Sitzrillen unter Verwendung von Drahtseilen verschiedener Litzenzahl. Dissertation Universität Karlsruhe (TH) 1972.

Ren 1996

Ren, G.: Drahtbruchprozeß bei laufenden Drahtseilen, Dissertation Universität Stuttgart, 1996

Kurzfassung: Feyrer K., Ren, G.: Drahtbruchprozeß bei laufenden Drahtseilen, Technische Überwachung 39 (1998) 3, S. 55-59

Reuleaux 1861

Reuleaux, F.: Der Konstrukteur, 1. Auflage. Braunschweig, Vieweg 1861

Santner 2004

Santner, E; u. A.: Reibung und Verschleiß von Werkstoffen. Bauteilen und Konstruktionen, Tribologische Optimierung und Schadensbekämpfung, TAE Fachbuchreihe Band 602, Expert Verlag (2004) , S.100-104

Schiffner 1986

Schiffner, G.: Spannung in laufenden Seilen, Dissertation Universität Stuttgart, 1986

Kurzfassung: Feyrer, K., Schiffner, G.: Spannungen in laufenden Drahtseilen. Draht 38 (1987) 2, S.103-106 und 3, S.203-206.

Schönherr 2005

Schönherr, S.: Einfluss der seitlichen Seilablenkung auf die Lebensdauer von Drahtseilen beim Lauf über Seilscheiben, Dissertation Universität Stuttgart, 2005

Shitkow/Pospechow 1957

Shitkow, D.G., Pospechow I.T.: Drahtseile, VEB Verlag Technik, Berlin 1957

Stange 1971

Stange, K.: Angewandte Statistik, Erster Teil, Eindimensionale Probleme, 1970. Zweiter Teil; Mehrdimensionale Probleme, Springer Verlag, 1971

Strakosch 1998

Strakosch, G. R. (Hrsg.): The Vertical Transportation Handbook, 3. Edition, Verlag John Wiley & Sons Inc. 1998, S. 8

Unterberg 1991

Unterberg, H.-W.: Der Einfluss der Rillenform auf die Lebensdauer von laufenden Drahtseilen. Draht 42 (1991) 41, S. 233-234

Woernle 1915

Woernle, R.: Versuche über das Verhalten der Drahtseile gegenüber Biegungen, Dissertation TH Karlsruhe, 1915

Woernle 1929

Woernle, R.: Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Z. VDI 73 (1929) 13, S. 417-426

Woernle 1934

Woernle, R.: Drahtseilforschung, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Z. VDI 78 (1934) 52, S. 1492-1498.

Wolf 1987

Wolf, E.: Seilbedingte Einflüsse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile, Dissertation Universität Stuttgart 1987

Kurzfassung: Feyrer, K., Wolf, E.: Seilbedingte Einflüsse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile. Draht 39 (1988) 11, S. 1088-1093

Woodtli-Folprecht/Fichter 1975

Woodtli-Folprecht, J.; Fichter, R.: Fraktographie von Brüchen an Seildrähten aus Stahl, Draht 26 (1975) 5, S. 211-215

Yokota 1985

Yokota, S.: Abrasion of hoist rope and traction sheave for traction lifts, Elevator World, November 1985, S. 70-74

Normen:**ASME 17.1**

Safety code for elevators and escalators, American national standard, The American Society of Mechanical Engineers, 2000

DIN 15020

Grundsätze für Seiltriebe, Blatt 1: Berechnung und Ausführung, 1974-02, Blatt 2: Überwachung im Gebrauch, 1974-04

DIN 50320

Verschleiß, Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes, 1979-12 (1997-11 zurückgezogen)

EN 12385-1

Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 1: Allgemeine Anforderungen; Deutsche Fassung EN12385-1: 2002

EN 12385-4

Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 4: Litzenseile für allgemeine Hebezwecke, 2003-03; Deutsche Fassung EN 12385-4: 2002

EN 12385-5

Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 5: Litzenseile für Aufzüge, 2003-03; Deutsche Fassung EN 12385-5: 2002

EN 81-1

Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen. Teil 1: Elektrisch betriebene Personen- und Lastenaufzüge. Stand Mai 2000, Deutsche Fassung EN 81-1: 1998 + AC: 1999

ISO 12076

Drahtseile aus Stahldraht - Ermittlung des scheinbaren Elastizitätsmoduls, 2002-08

ISO 4344

Steel wire ropes for lifts – Minimum requirements, 2004-02-01

OIPEEC-Recommendation

OIPEEC-Recommendation Nr. 1-6. OIPEEC-Bulletin 56, Torino Nov. 1988

TRA 003

Technische Regeln für Aufzüge: TRA 003 - Berechnung der Treibscheibe, Ausgabe September 1981

VDI 2358

VDI-Richtlinie. Drahtseile für Fördermittel. Oktober 1984, Beuth Verlag GmbH, 1984-10

Anhang

Technische Daten - Prüfstand für schlupfbehaftete Dauerbiegeversuche

Abmessungen

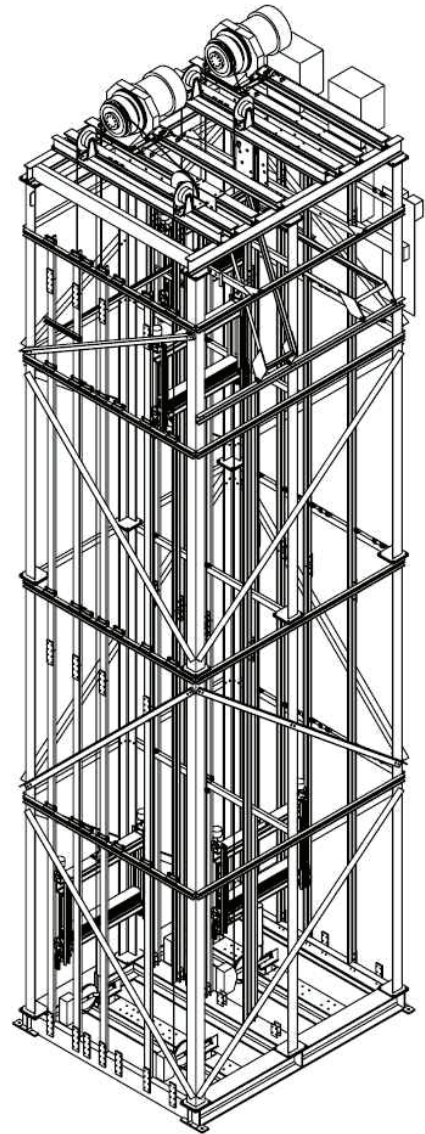
Grundfläche:	2,70m x 3,30m
Gesamthöhe:	12,5m
Hub (Biegelänge):	8 m

Leistungsdaten

Anzahl der Prüfstellen:	2
Antriebsleistung:	2 x 17,9kW

Maximale Hubgeschwindigkeit:	2 m/s
Maximale Beschleunigung:	1 m/s ²
Ruckfaktor	800mm/s ²
Fahrten je Stunde:	ca. 240

Prüfgewichte G_1 und G_2 :	250-1000kg
Max. Seilkraftverhältnis S_1/S_2 :	2,5
Max. Versuchsseildurchmesser d:	16 mm
Max. Realisierbares D/d bei d=16 :	40
Seilscheibendurchmesser:	200 - 640mm
Variabler Umschlingungswinkel γ :	110° - 180°



Lebenslauf

Persönliche Daten

Oliver Roger Berner

Geboren am 23. April 1971 in Stuttgart

Schulbildung

1977-1981

Grundschule in Stuttgart-Zuffenhausen

1981-1991

Gymnasium in Fellbach

06/1991

Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Wehrersatzdienst

1991-1992

Rettungssanitäter beim Deutschen Roten Kreuz (Kreisverband Rems-Murr)

Hochschulausbildung

1993-2001

Universität Stuttgart – Studium des allgemeinen Maschinenbaus

Hauptfächer:

Fabrikbetriebslehre, Umweltschutz- und Sicherheitstechnik

Studienarbeiten:

- Konzeption eines Multisensorsystems zur Umgebungsdatenakquisition in verrauchter Umgebung
- Untersuchung der Einflussparameter bei der Gebrauchsdehnungsprüfung von Bergseilen

Diplomarbeit:

- Gefahren- und Risikoanalyse – Ermittlung von Gefährdungen und Gefahrensituationen beim Betrieb von Krananlagen

03/2001

Abschluss zum Diplom-Ingenieur

Berufstätigkeit

04/2001-02/2008

Wissenschaftlicher Angestellter an der Universität Stuttgart
Institut für Fördertechnik und Logistik (Abt. Seiltechnologie)

seit 03/2008

Entwicklungsingenieur für Trag- und Traktionsmittel bei der
Schindler Aufzüge AG in Ebikon (Schweiz)