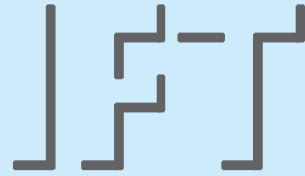


Berichte aus dem

**INSTITUT FÜR FÖRDERTECHNIK
UND LOGISTIK**

Institutsleiter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-H. Wehking

UNIVERSITÄT STUTTGART



Thomas Kuczera

Ermittlung der Beanspruchung großer Seilscheiben

Dezember 2012

Ermittlung der Beanspruchung großer Seilscheiben

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

Vorgelegt von

Thomas Kuczera

aus Bonlanden

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

Tag der mündlichen Prüfung: 18.12.2012

Institut für Fördertechnik und Logistik
der Universität Stuttgart

2012

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-H. Wehking, dem Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik, für seine wissenschaftliche Betreuung und seine Unterstützung bei der Durchführung und Ausarbeitung der Arbeit.

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

Mein weiterer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. K. Feyrer, dem ehemaligen Leiter der Abteilung Seiltechnologie, für seine Unterstützung während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und seine Bereitschaft zur Diskussion und konstruktiven Kritik.

Besonders möchte ich mich auch bei C. Vorwerk, dem Leiter der Abteilung Maschinenelemente und Materialflussautomatisierung des Instituts für Fördertechnik und Logistik, für seine Unterstützung während der Durchführung und Ausarbeitung der Arbeit bedanken.

Auch möchte ich mich bei meinen Kollegen der Abteilung Maschinenentwicklung und Materialflussautomatisierung I. Nikic, M. Schröppel und M. Weber bedanken, die mich während meiner Zeit am Institut fachlich begleitet haben und mir eine sehr schöne Zeit ermöglicht haben.

Ich möchte mich aber auch bei allen Mitarbeitern des Instituts für Fördertechnik und Logistik für ihre Hilfsbereitschaft und kollegiale Zusammenarbeit bedanken.

Mein weiterer Dank gilt dem Wasser- und Schifffahrtsamt Uelzen und der Fa. Dopplemayr, die es mir ermöglicht haben umfangreiche Messreihen an ihren Anlagen durchzuführen, um meine Arbeit validieren zu können.

Ganz besonderer Dank gilt meiner Frau, die mir während der ganzen Zeit zur Seite stand, auf mich Rücksicht genommen hat und mich immer wieder motiviert hat.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Inhaltsverzeichnis	5
Abbildungsverzeichnis	8
Tabellenverzeichnis	11
Formelzeichen und Abkürzungen	12
Kurzzusammenfassung	16
Abstract	17
1 Einleitung.....	23
1.1 Ausgangssituation	23
1.2 Zielsetzung	25
1.3 Aufbau der Arbeit	26
2 Stand der Forschung	28
2.1 Eigenschaften von Drahtseilen	28
2.1.1 Seilkonstruktionen	28
2.1.2 Rechengrößen	28
2.1.3 Seilelastizitätsmodul	29
2.1.4 Biegesteifigkeit	30
2.1.5 Spannungen im Seil beim Lauf über Seilscheiben	32
2.2 Seilscheiben	33
2.2.1 Aufbau	33
2.2.2 Dimensionierung	35
2.2.3 Belastungssituation	37
2.3 Numerische Berechnungsverfahren	45
2.3.1 Finite-Elemente-Methode	46
2.3.2 Mehrkörpersimulation	47
2.4 Zusammenfassung – Stand der Forschung	48
3 Datenbasis.....	50
3.1 Auswahl und Auswertung vorhandener Messergebnisse	50
3.1.1 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft	51
3.1.2 Auf- und Ablaufwinkel	54
3.2 Experimentelle Feldversuche	55
3.2.1 Schiffshebewerk	55
3.2.2 Seil- und Seilscheibendaten	57
3.2.3 Versuchsbeschreibung	58
3.2.4 Versuchsergebnisse	59

4 Analytische Bestimmung längenbezogene Anpresskraft	63
4.1 Ersatzmodell 1 – ohne Reibungseinflüsse	63
4.2 Ersatzmodell 2 – mit Reibungseinflüssen	65
4.3 Grenzwinkel zwischen Haften und Gleiten	66
5 Numerisches Modell	67
5.1 Mechanisches Ersatzmodell	68
5.1.1 Ersatzmodell Seil	69
5.1.2 Ersatzmodell Lauf Seil über Seilscheibe	71
5.2 Vorbetrachtung Biegung Einzeldraht	75
5.3 Kalibrierung Simulationsparameter	78
5.4 Simulationsergebnisse	81
5.4.1 Verlauf der Seilzugkraft	81
5.4.2 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft	82
5.4.3 Einfluss kleiner Ablenkwinkel	83
5.4.4 Einfluss Dynamik	87
5.4.5 Einfluss Schrägzug	94
5.5 Zusammenfassung – Numerisches Modell	100
6 Beanspruchung von Seilscheiben	101
6.1 Modellaufbau	102
6.2 Belastungsermittlung	107
6.3 Beanspruchungsermittlung	109
6.4 Vergleich mit experimentellen Messdaten	112
6.5 Vergleich zwischen altem und neuem Berechnungsverfahren	113
6.6 Zusammenfassung – Beanspruchungssituation	114
7 Validierung.....	116
7.1 Seilbahnanlage	116
7.2 Versuchsbeschreibung	118
7.3 Versuchsergebnisse	121
7.4 Numerische Berechnung	124
7.5 Vergleich zwischen Versuchs- und Berechnungsergebnissen	128
8 Methode zur Dimensionierung großer Seilscheiben.....	130
8.1 Berechnung der Seilkraft	131
8.2 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft	131
8.2.1 Lastannahmen für große Ablenkwinkel (> 60°)	132
8.2.2 Lastannahmen für kleine Ablenkwinkel (< 60°)	133
8.3 Lastannahmen bei Schrägzug	134
9 Zusammenfassung und Ausblick	136

10 Literatur	141
11 Anhang.....	145
11.1 Messdaten Schiffshebewerk	145
11.2 Geometriedaten der Doppelseilscheibe des Schiffshebewerks	146
11.3 Kalibrierte Seilmodelle	147
11.4 Untersuchung Ablenkwinkel	149
11.5 Eigenschaften Förderseil Seilbahnanlage	152
11.6 CAD-Daten Seilscheibe der Seilbahnanlage	153

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Seilkraftvergleich Treibscheibe (links) und Umlenkseilscheibe (rechts).....	24
Abb. 2: (li.) Spiralseil 1x19; (mi.) Litzenseil; (re.) Warrington-Seale-Litze [DIN EN 12385-2]....	28
Abb. 3: Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen [Fey-90].....	30
Abb. 4: Seilkräfte und Seilverlagerungen beim Lauf über eine Seilscheibe [Sch-97]	31
Abb. 5: (links) Schachtförderanlage Göttelborn; (rechts) Stuttgarter Standseilbahn	33
Abb. 6: Standardseilscheiben; (links) Speichen; (rechts) Vollmaterial mit Aussparungen	34
Abb. 7: Spezialeilscheiben.....	35
Abb. 8: Beanspruchung einer geschweißten Seilscheibe [Ern-73].....	36
Abb. 9: Verlauf des Biegemoments in den Speichen [Sch-62].....	37
Abb. 10: Zugbelastetes Band über Scheibe [Fey-00].....	38
Abb. 11: Bandelement aus dem Kontaktbogen und Krafteck des Bandelements [Fey-00].....	40
Abb. 12: Beispiel: Auflagekraft A und längenbezogene Anpresskraft q [Fey-00].....	40
Abb. 13: Beispiel Verlauf der Pressung zwischen Seil und Seilscheibe [Hüb-95]	42
Abb. 14: Biegewechselzahl eines Drahtseils in Abhängigkeit des Ablenkwinkels [Mül-66]	43
Abb. 15: Relative Seilpressung beim Auflaufen des Seiles [Hüb-95]	43
Abb. 16: Schrägzug des Seils beim Auflauf auf die Seilscheibe [Sch-05]	44
Abb. 17: Bruchbiegewechselzahl über dem Schrägzugwinkel [Sch-05].....	45
Abb. 18: (links) FEM-Modell eines 1x19 Spiralseils unter Zugbeanspruchung; (rechts) Spannungen in Seillängsrichtung [Zie-06]	46
Abb. 19: Berechnungsablauf einer MKS-Simulation	48
Abb. 20: Relative längenbezogene Anpresskraft [Hüb-95]	51
Abb. 21: Auflaufwinkel des Seilkontakts in Abhängigkeit der durchmesserbezogenen Seilzugkraft [Hüb-95].....	55
Abb. 22: (links) Schiffshebewerk; (rechts) Doppelseilscheiben im SHW	56
Abb. 23: Prinzipskizze Schiffshebewerk	56
Abb. 24: Messstellen auf den Doppelseilscheiben.....	58
Abb. 25: Anordnung der DMS (Halbbrückenschaltung)	59
Abb. 26: Spannungen in der Seilscheibe aufgrund der Eigenlast	60
Abb. 27: Verlauf Normalspannung an 2 Messstellen auf einer Speiche.....	61
Abb. 28: Kräfte an einem Bandelement (Ersatzmodell 1)	63
Abb. 29: Kräfte an einem Bandelement (Ersatzmodell 2)	65
Abb. 30: Vorgehensweise zur Ermittlung der Belastungssituation von Seil und Seilscheibe	68
Abb. 31: Ersatzmodell des Seils als diskrete flexible Verbindung	69
Abb. 32: Ersatzmodell Lauf eines Seils über eine Seilscheibe.....	72
Abb. 33: step-Funktion	73
Abb. 34: Kontaktdefinition	74

Abb. 35: Kräfte und Dämpfungswerte Kontakteigenschaften (in Anlehnung an [Ada-10]).....	75
Abb. 36: MKS-Modell Lauf Draht über Scheibe	76
Abb. 37: Darstellung Steifigkeits- und Dämpfungsanteil des Kontakts.....	77
Abb. 38: (links) MKS-Simulation Drahtbiegung; (rechts) Messergebnisse Häberle [Häb- 95].....	78
Abb. 39: Kalibrierung Seil W-S + SE für S=100kN.....	80
Abb. 40: Kalibrierung Seil W-S + SE 27,4mm.....	81
Abb. 41: Seilkraftverlauf beim Lauf über Seilscheibe.....	82
Abb. 42: Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft analytisch und numerisch.....	83
Abb. 43: Ablenkwinkel λ	84
Abb. 44: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit des Ablenkwinkels	84
Abb. 45: Simulationsreihe Ablenkwinkel für W-S + SE 27,4mm.....	85
Abb. 46: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft W-S + SE 27,4mm	86
Abb. 47: Numerisches Modell zur Abbildung von dynamischen Vorgängen	88
Abb. 48: Fahrkurven zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Seiltrieben	89
Abb. 49: Vergleich längenbezogene Anpresskraft konstante Geschwindigkeit/Beschleunigung	90
Abb. 50: Vergleich längenbezogenen Anpresskraft konstante Geschwindigkeit/Verzögerung	91
Abb. 51: Anfahren aus der Ruhe (Beschleunigung).....	92
Abb. 52: Einfluss Beschleunigung auf Anpresskräfte	92
Abb. 53: Einfluss Seilkraft auf Anpresskräfte während einer dynamischen Fahrt.....	93
Abb. 54: (links) Rillenöffnungswinkel; (rechts) Kräfte auf Rillenflanke bei Schrägzug	95
Abb. 55: MKS-Modellaufbau Schrägzug.....	96
Abb. 56: Kraft auf Rillenflanke aufgrund des Schrägzugs.....	97
Abb. 57: Einfluss des Schrägzugwinkels	97
Abb. 58: Einfluss des Rillenöffnungswinkels.....	98
Abb. 59: Vergleich analytische und numerische Berechnung der Schrägzugkraft	99
Abb. 60: FE-Berechnungsablauf von Seilscheiben.....	102
Abb. 61: Komponenten der Doppelseilscheibe des SHW	103
Abb. 62: Prinzipskizze Lasteinleitung im FE-Modell	103
Abb. 63: Koordinatensysteme im FE-Modell; (rechts) Detailansicht.....	105
Abb. 64: FE-Netz der Seilscheibe; (rechts) Netzverfeinerung an höchstbelasteter Stelle	106
Abb. 65: Randbedingungen der Seilscheibe für FE-Berechnung	107
Abb. 66: Aufbringung der längenbezogenen Anpresskraft.....	109
Abb. 67: unbelastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Normalspannung	110
Abb. 68: belastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Detail	111
Abb. 69: belastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Normalspannung	111

Abb. 70: s-förmige Verformung der Speiche (stark überhöht dargestellt).....	112
Abb. 71: Vergleich gemessene und berechnete Spannung der belasteten Seilscheibe.....	113
Abb. 72: Skizze der Seilbahnanlage.....	117
Abb. 73: Umkehrseilscheibe (Messseilscheibe).....	118
Abb. 74: Position Dehnungsmessstreifen.....	119
Abb. 75: Messaufbau auf der Seilscheibe.....	121
Abb. 76: Messfahrt „Leerseil“ mit 5m/s.....	122
Abb. 77: Spannungsverteilung Messfahrt „Leerseil“ mit 5m/s für Rotation um 360°.....	123
Abb. 78: CAD-Modell Seilscheibe.....	124
Abb. 79: (links) Netzstruktur FE-Modell; (rechts) Koordinatensysteme im Modell.....	125
Abb. 80: Randbedingungen FE-Modell.....	125
Abb. 81: Vergleichsspannung Drehstellung 90°; (links) maßstabsgerecht; (rechts) stark überhöht dargestellt.....	127
Abb. 82: Normalspannung (Druck) entlang des definierten Koordinatensystems.....	127
Abb. 83: Maximale Vergleichsspannung bei Rotation der Seilscheibe um 360°.....	128
Abb. 84: Vergleich Messung mit Berechnung (Leerseil).....	129
Abb. 85: Skizze Annahmen für Belastungssituation von Seilscheiben.....	132
Abb. 86: Lastannahme für Kraft aufgrund des Schrägzugs.....	134
Abb. 87: Wirkungsbereich Schrägzug.....	135
Abb. 88: Messdaten Schiffshebewerk „äußere“ Messbrücke.....	145
Abb. 89: Messdaten Schiffshebewerk „innere“ Messbrücke.....	145
Abb. 90: CAD-Daten Doppelseilscheibe des Schiffshebewerks.....	146
Abb. 91: Kalibrierung Seil S + SE 24,2mm.....	147
Abb. 92: Kalibrierung Seil W-S + FE 11,9mm.....	148
Abb. 93: Simulationsreihe Ablenkwinkel S + SE 24,2mm.....	149
Abb. 94: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft S + SE 24,2mm.....	149
Abb. 95: Simulationsreihe Ablenkwinkel W-S + SE 11,9mm.....	150
Abb. 96: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft W-S + FE 11,9mm.....	150
Abb. 97: Verhältnis q_{\max}/q_0	151
Abb. 98: CAD-Daten Seilscheibe der Seilbahnanlage.....	153

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Seildaten [Häb-95]	53
Tab. 2: Messergebnisse und Seildaten für die ausgewählten Messreihen [Häb-95]	54
Tab. 3: Seildaten Filler + PWRC 8 x 19	57
Tab. 4: Seildaten (Filler + PWRC 8 x 19) für die Seilkraft $S=290,2\text{kN}$	57
Tab. 5: Drahteigenschaften [Häb-95].....	75
Tab. 6: Kontakteigenschaften Drahtmodell.....	78
Tab. 7: Kontakteigenschaften und Simulationsparameter.....	79
Tab. 8: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente W-S + SE 27,4mm	81
Tab. 9: Vergleich zwischen altem und neuem Berechnungsverfahren.....	114
Tab. 10: Maximale Abweichung zwischen Berechnung und Messung.....	129
Tab. 11: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente S + SE 24,2mm	147
Tab. 12: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente W-S + FE 11,9mm.....	148
Tab. 13: Eigenschaften Förderseil Seilbahnanlage	152

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

A	N	Auflagekraft
A_1	N	Ablenkkraft
A_B	mm^2	Querschnittsfläche Bandelement
A_m	mm^2	metallische Seilquerschnittsfläche
A_{wm}	mm^2	wirkliche metallische Seilquerschnittsfläche
A_S	mm^2	Querschnittsfläche Speiche Seilscheibe
A_u	mm^2	Seilquerschnittsfläche des Kreises, der das Seil mit dem Seilnenn- durchmesser d umschreibt
A_z	mm^2	Querschnittsfläche Zylinder
C_1	-	Integrationskonstante
C_2	-	Integrationskonstante
C_{ij}	Ns/m	Dämpfungswert
D	mm	Wirksamer Seilscheibendurchmesser
D_0	mm	Seilscheibenrillengrunddurchmesser
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
E_S	N/mm^2	Sekantenelastizitätsmodul
E_T	N/mm^2	Tangentenelastizitätsmodul
F	N	Zugkraft
F_R	N	Reibkraft
$F_{\text{Schräg}}$	N	Kraft durch Schrägzug
F_{Sim}	N	Kraft aus Simulation
F_x	N	Kräfte in x-Richtung
F_y	N	Kräfte in y-Richtung
F_z	N	Zentrifugalkraft
F_z	N	Kräfte in z-Richtung
F_0	N	maximale Seilkraft
F'	N/m	Streckenlast
G	N	Gewichtskraft
G_s	N/mm^2	Schubmodul
H	m	Förderhöhe
I_d	mm^4	Flächenträgheitsmoment Einzeldraht
I_{Seil}	mm^4	Flächenträgheitsmoment Seil
I_{SeilO}	mm^4	Oberes Flächenträgheitsmoment Seil
I_{SeilU}	mm^4	Unteres Flächenträgheitsmoment Seil
I_{xx}	mm^4	Polares Flächenträgheitsmoment
I_{yy}	mm^4	Axiales Flächenträgheitsmoment
I_{zz}	mm^4	Axiales Flächenträgheitsmoment
K_{ij}	N/m	Stetigkeitswerte Translation für $i, j = 1-6$
L	m	Länge eines Beam-Elements

M_0	Nmm	Moment
M_x	Nm	Moment in x-Richtung
M_y	Nm	Moment in y-Richtung
M_z	Nm	Moment in z-Richtung
N	N	Normalkraft
N_B	-	Bruchbiegewechselzahl
P	N	Kraft
R	mm	mittlere Biegeradius
R_0	mm	Seilscheibenradius
R_r	N/mm ²	Drahtnennfestigkeit
S	N	Seilzugkraft
S_{dyn}	N	Dynamischer Anteil der Seilzugkraft
S_e	N	Einheitsseilzugkraft 1N
S_{stat}	N	Statischer Anteil der Seilzugkraft
S_{Vor}	N	Anteil der Seilzugkraft aus der Vorspannung
U	mm	Umfang Seilscheibe
U_B	V	Brückenspannung
U_M	V	Messspannung
V	mm ³	Volumen Bandelement
W	mm ³	Widerstandsmoment
a	m	Rotatorische Verschiebung um x-Achse
a_{Besch}	m/s ²	Beschleunigung
a_i	-	Regressionskoeffizienten mit $i=0, 1$
b	m	Rotatorische Verschiebung um y-Achse
b_{Seg}	mm	Breite der Rillengrundsegmente
c	m	Rotatorische Verschiebung um z-Achse
c_i	-	Seilfaktoren mit $i=0, 1, 2, 3, 4, 5$
c_{max}	Ns/m	Dämpfungskoeffizient Kontakt
d	mm	Seilnenndurchmesser
d_e	mm	Einheitsdurchmesser 1mm
d_{ein}	mm	Eindringtiefe
e	-	Steifigkeitsexponent Kontakt
f	-	Füllfaktor
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	mm	Höhe Bandelement
i	-	Verstärkungsfaktor Messverstärker
k	N/mm	Federsteifigkeit Kontakt
k_{DMS}	-	k-Faktor DMS
l	mm	Bogenlänge zwischen 2 Speichen
m	kg	Masse Bandelement
m_L	kg	Masse der Last

n	-	Anzahl Drähte
n_D	1/s	Drehzahl
p_0	N/mm ²	Druck (auf Rillengrund-Segment)
p_{auf}	N/mm ²	Druck durch Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft
q	N/mm	Längenbezogene Anpresskraft
q_0	N/mm	Konstanter Anteil der längenbezogenen Anpresskraft
$q_{0\text{Rillengrund}}$	N/mm	Längenbezogene Anpresskraft im Rillengrund
q_{auf}	N/mm	Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft am Auflaufpunkt des Seils auf die Seilscheibe
q_{max}	N/mm	Maximalwert der längenbezogenen Anpresskraft
r	m	Radius Seilscheibe
t	s	Zeit
v	m/s	Fahrgeschwindigkeit
v_x	m/s	Geschwindigkeit in x-Richtung
v_y	m/s	Geschwindigkeit in y-Richtung
v_z	m/s	Geschwindigkeit in z-Richtung
v_0	mm/s	Seilgeschwindigkeit
w	-	Knickzahl
x	mm	Abstand
x_1	m	Translatorische Verschiebung in x-Richtung
x_2	mm	Abstand Körpermittelpunkt zu Außenkante
y	mm	Abstand
y_1	m	Translatorische Verschiebung in y-Richtung
z_1	m	Translatorische Verschiebung in z-Richtung
α	°	Kontaktwinkel Seil Seilscheibe
α_{ab}	°	Wirkbereich der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft am Seilablauf
α_{auf}	°	Wirkbereich der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft am Seilaufwurf
α_{gesamt}	°	Wirkbereich der längenbezogenen Anpresskraft
$\alpha_{\text{Schräg}}$	°	Wirkbereich der Anpresskraft aufgrund Schrägzug
$\alpha_{1000\text{Hz}}$	°	Umdrehungswinkel pro Datensatz bei 1.000Hz
γ	°	Winkel zwischen 2 Seilscheibenspeichen
δ	mm	Drahtdurchmesser
δ_d	mm	Durchschnittlicher Drahtdurchmesser
δ_m	mm	gemessener Drahtdurchmesser
ε	-	Seildehnung
λ	°	Ablenkwinkel
λ_{auf}	°	Seilaufwurfwinkel
λ_{ab}	°	Seilablaufwinkel
μ	-	Reibungskoeffizient

ρ	kg/mm ³	Dichte
ρ_v	mm	variabler Krümmungsradius
σ	N/mm ²	Spannung
σ_b	N/mm ²	Biegespannung
σ_z	N/mm ²	Zugspannung
σ_{zug}	N/mm ²	Seilzugspannung
φ	°	Winkel eines Bandelements
φ_s	°	Schrägzugwinkel
φ_0	°	Auflaufwinkel Band auf Seilscheibe
Ψ_{auf}	°	Auflaufwinkel des Seilkontakts
ω_x	m/s	Drehgeschwindigkeit um x-Achse
ω_y	m/s	Drehgeschwindigkeit um y-Achse
ω_z	m/s	Drehgeschwindigkeit um z-Achse

Zusammengesetzte Ausdrücke

D/d	-	Durchmesserverhältnis Seilscheibe zu Seil
EI	Nmm ²	Biegesteifigkeit
EI _{el}	Nmm ²	Elastische Biegesteifigkeit aller Drähte des Seils
EI _R	Nmm ²	Reibungsbiegesteifigkeit des Seils
S/d ²	N/mm ²	Durchmesserbezogene Seilzugkraft
q _{auf} /q ₀	-	relative längenbezogene Anpresskraft

Abkürzungen

Ch1	Messstelle 1
Ch2	Messstelle 2
DMS	Dehnungsmessstreifen
FE	Fasereinlage
FEM	Finite-Elemente-Methode
GV	Gleitfest vorgespannte Verbindung
HRC	Härteprüfverfahren nach Rockwell
IPE	Warmgewalzter mittelbreiter I-Träger
MKS	Mehrkörpersimulation
PWRC	Stahleinlage parallel verseilt
S	Seale-Seilkonstruktion
SE	Stahleinlage
SHW	Schiffshebewerk
sS	linksgängig (Gleichschlag)
sZ	rechtsgängig (Kreuzschlag)
W-S	Warrington-Seale-Seilkonstruktion
zZ	rechtgängig (Gleichschlag)

Kurzzusammenfassung

In der Fördertechnik werden in den unterschiedlichsten Anwendungsbereichen Seiltriebe mit Seilscheiben eingesetzt. Große Seilscheiben mit einem Durchmesser von mehr als 2m werden beispielsweise in Schachtförder- und Seilbahnanlagen, Schiffshebewerken, Großgeräten im Tagebau und im Offshore-Bereich verwendet.

Bisherige Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe gehen von einer konstanten längenbezogenen Anpresskraft auf den Seilscheibenkranz aus und vernachlässigen weitere Einflüsse (bspw. Querkräfte aus dem Schrägzug und dynamische Kräfte). Die Biegesteifigkeit des Seils verursacht jedoch beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe eine Erhöhung der längenbezogenen Anpresskraft um das bis zu 4-fache der mittleren Anpresskraft [Häb-95]. Diese Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf bewirken bei Seilscheiben mit Speichenkonstruktion eine Erhöhung der inneren Beanspruchung (Vergleichsspannung) der Seilscheibe von über 20% (siehe Kap. 6.5 dort wird der Zahlenwert berechnet) und müssen deshalb bei der Dimensionierung von Seilscheiben berücksichtigt werden.

Bei kleinen Seilablenkwinkeln ($<60^\circ$) tritt eine deutliche Reduzierung der Seillebensdauer auf [Mül-66]. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei kleinen Ablenkwinkeln die Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf teilweise oder auch vollständig zusammenfallen und nochmals deutlich größere Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe entstehen. Da diese Kräfte bisher unbekannt waren, konnten sie bei der Dimensionierung nicht berücksichtigt werden.

In der vorliegenden Forschungsarbeit wird ein analytisches Modell dargestellt, in das die bisher nicht berücksichtigten Effekte und Beeinflussungsfaktoren (z. B. Seilmasse und Seilgeschwindigkeit) integriert sind, so dass die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe nun vollständiger beschrieben werden können.

Ferner wird ein numerisches Mehrkörpersimulationsmodell beschrieben, mit dem die bis dahin unbekanntes Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe aufgrund kleiner Ablenkwinkel (die Pressungsspitzen bei Auf- und Ablauf des Seils fallen zusammen), des Schrägzugs und der Dynamik ermittelt werden können.

Zur Ermittlung der inneren Beanspruchung von Seilscheiben wird eine Methode auf Basis der Finiten-Elemente-Berechnung entwickelt und die Spannungsverläufe beispielsweise in den Speichen der Seilscheibe während der Rotation dargestellt.

Zur Validierung des entwickelten Berechnungsverfahrens und der numerischen Modelle werden an einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage umfangreiche Messreihen zur Bestimmung der Verformungen und Spannungen in der Seilscheibe durchgeführt.

Abschließend wird eine Methode zur sicheren festigkeitstechnischen Dimensionierung großer Seilscheiben entwickelt. Diese Methode basiert auf den gewonnenen Erkenntnissen der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe, aus denen allgemeingültige Belastungsannahmen abgeleitet werden.

Abstract

Calculation of the stress situation of big rope sheaves

The rope especially the steel wire rope has lots of positive characteristics. There is for example low dead load, high ability to bend and low costs relating to the bearable forces. So the steel wire rope is a popular suspension and is used in different applications as suspension rope, slinging rope, standing rope and running rope.

If there is an application with running ropes, sheaves and/or rope drums are integrated in the wire rope drive system. The rope drums are used as the drive as well as the storage of the rope. In general sheaves have the task of rope guide, rope control and to transmit the rope force into the construction. So the sheaves can be seen as the connectors between rope and construction.

Since many decades big sheaves (with diameters bigger than 2 meters) are used in lots of different applications in mechanical handling, for example in hoisting plants, ropeways, ship lifts (Figure 1), giant equipment in strip mining and the offshore area.

However there is a lack of knowledge of the load situation (pressure between rope and sheave) of these sheaves. So the stress situation (deformations and the mechanical stresses) of the sheaves are also unknown. Therefore the sheaves are either highly overdesigned or in the worst case not enough dimensioned and this results in breakdown of the sheave.



Figure 1: Sheaves of a ship lift

State of research

Until now for strength calculation and dimensioning of sheaves it was assumed that the line contact pressure (normal force) between rope and sheave is constant [Ose-82]. But when the rope enters onto or runs off the sheave the line contact pressure increases because of the

bending stiffness of the rope [Häb-95]. These peaks can reach up to 4 times of the average line contact pressure which depends on rope construction, rope force and ratio of diameters between rope and sheave. Furthermore there are more influencing factors unconsidered as for example lateral forces because of diagonal pull or dynamic forces because of start-up processes and rundowns of conveyor systems.

So far because of low computing power the strength calculation (deformation and mechanical stress) of sheaves could only be done by highly simplified models of the sheave and with the help of frame analysis programs. With this method a detailed model of the sheave e.g. containing welds and screw couplings is impossible. So the internal stress situation of sheaves could not be calculated completely up to now.

Purpose and topic of this study

The aim of this research study is the development of an analytic calculation method and a numerical multi-body-system for the calculation of the forces between rope and sheave when the rope runs over the sheave. These findings should be used on the one hand for the calculation of the actual load of ropes and on the other hand for the dimensioning of big sheaves. Therefore it is necessary to transfer assumed loads out of the findings.

For that purpose an analytic model for the description of the forces between rope and sheave should be developed based on an existing analytic model [Fey-00], in which physical effects and more influencing factors which have not been considered up to now should be integrated.

The focus of the research study is the development of a numerical model especially of a rope model, with which it is possible to solve unexplained influences, which have mainly influence on the one hand on the wire rope endurance and on the other hand on the stress situation of sheaves. These are:

- **Fleet angle**

When the rope enters onto or runs off the sheave there are peaks in the line contact pressure [Häb-95]. By small fleet angles these two peaks merge and this results in a noticeable higher contact force. So far this effect is only known because of less wire rope endurance by these small fleet angles, but this could not be quantified yet [Mül-66]. The amplitude and position of these occurring forces aren't known and should be made clear by this study.

- **Dynamic**

At the start-up process or rundown of conveyor systems the rope force changes due to acceleration forces [Vor-09b]. This means that the contact forces between rope and sheave are variable and even higher during acceleration. Besides the effects of dynamic of rope drives on vibrations in longitudinal direction of the rope are not known. This should be analysed by the help of the developed numerical model.

- **Diagonal pull**

Because of higher contact forces between rope and sheave by diagonal pull the rope

endurance is also reduced [Sch-05]. The forces which work by this process aren't clarified completely and should be calculated by the developed numerical model.

The results of the analytic calculation method and the numerical model should be used for the development of assumed loads for the safety dimensioning of big rope sheaves.

In the research study a method for the calculation of the load of sheaves should be exemplarily developed based on the finite element method. This developed calculation method will help to verify the developed analytic and numerical calculations by measurements at a sheave used in practice.

Results of the study

To come to new elementary conclusions for dimensioning of big sheaves, both an analytic model for calculation of contact forces between rope and sheave was developed and extensive theoretical and experimental series were realized to get the load and stress situation of big sheaves in this research study. Consequently the results of this research study are a general basic for a safety dimensioning of big sheaves.

In detail the following new findings were gained.

Based on an existing analytic model for calculation of the constant part of the line contact pressure [Fey-00] this analytic model was extended by previously disregarded parameters, the rope weight and rope speed. The developed analytic model makes it possible to calculate the critical angle (necessary angle of contact). The critical angle is essential to assure that the rope will not slide onto the sheave.

Because of essential enormous processing power it is currently not possible to dynamically simulate a completely detailed steel wire rope with all wires and strands by the finite-element-method when the rope runs over the sheave. So a practical numerical analogous model based on a parameter assisted multi-body simulation model for the simulation of the dynamic run of a rope over a sheave was developed. This multi-body simulation model enables to calculate the contact forces between rope and sheave. Because of modelling the rope as a „discrete flexible link“, the developed analogous model of the rope enables simulation periods of few minutes. The discrete flexible link is modulated by fixed cylinder elements linked with so called „beam-elements“. The cylinder elements simulate both the external geometric form and the weight of the rope. The beam-elements represent the elastic part of the rope, which can be used for the assignment of Young's modulus, bending resistance and damping coefficients of the rope. Because it is an analogous model of the rope, it has to be calibrated with the help of results of experimental measurements. For that the results of measurement of the research study of Häberle [Häb-95] could be used and were prepared as the basics for the development of the multi-body-system. Furthermore the database was extended by own measurements on sheaves of a ship lift and a rope way used in practice. After the calibration of the analogous model, the model could be used for analyses which have not been possible so far. These result in the following findings.

By small fleet angles (smaller than 60°) the peaks of the line contact pressure go partially or completely together when the rope enters onto and runs of the sheave and this results in a noticeable higher contact force, which was unknown so far. With the developed numerical model for the first time it is possible to calculate these forces qualitatively and quantitatively. Within the analysed rope constructions there are maximum forces of 6 times of the constant (so far considered for the dimensioning of sheaves) part of the line contact pressure by small fleet angles (Figure 2). Therefore a calculation of the line contact pressure at small fleet angles by the given calculation method is no more acceptable.

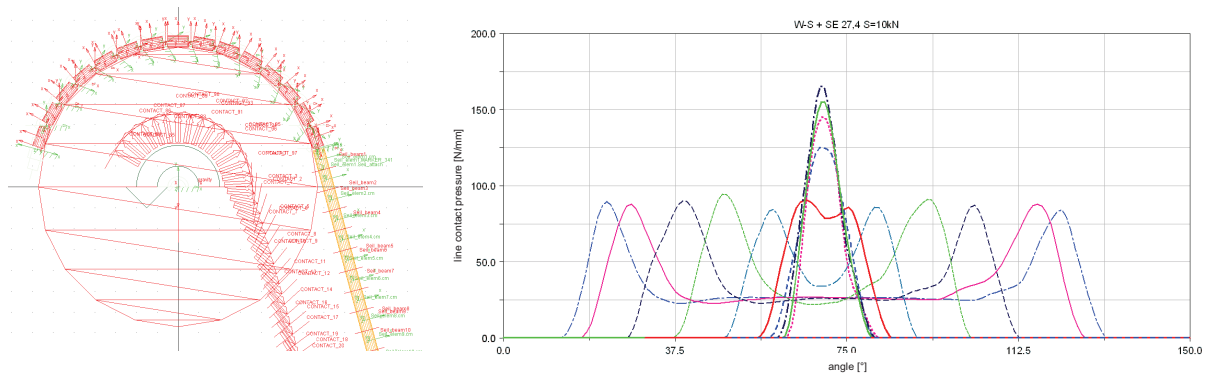


Figure 2: (left) analogous model of rope and sheave; (right) influence of small fleet angle on the contact force between rope and sheave

At the start-up process or rundown of conveyor systems the rope force changes due to acceleration forces. This means that the contact forces between rope and sheave are variable and even higher during acceleration. For the first time these contact forces can be calculated by the help of the developed numerical model for a complete dynamic drive of the conveyor system with acceleration phase, phase with constant velocity and deceleration phase (Figure 3). The results show that the forces between rope and sheave are principally straight proportional to the acceleration. Furthermore it is possible to analyse the effects of vibrations in longitudinal direction of the rope on the contact forces, because of the lurch at the acceleration. Furthermore this results in temporary higher contact forces.

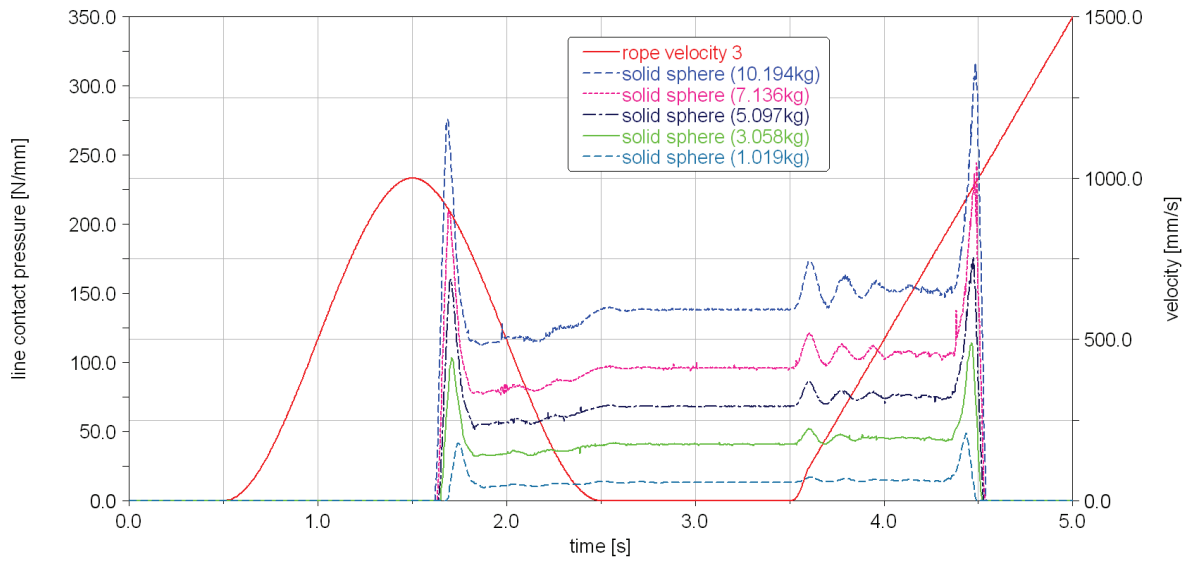


Figure 3: Influence of rope force during a dynamic drive

If there is diagonal pull between rope and sheave, which often cannot be avoided in wire rope drive systems, there are the same effects as if the rope entered onto or ran off the sheave. So because of the bending resistance of the rope there are higher contact forces between rope and sheave especially cross to the internal groove sidewall of the sheave, than up to now it could be calculated with an extremely simplified analytic model. With the developed numerical model it is possible to calculate the amplitude and the run of the contact force for the first time (Figure 4). The amplitude of the contact force is mainly influenced by the diagonal pull angle and the rope force. Furthermore the geometry especially the angle of the internal groove sidewall has also an effect on the contact forces because of the diagonal pull.

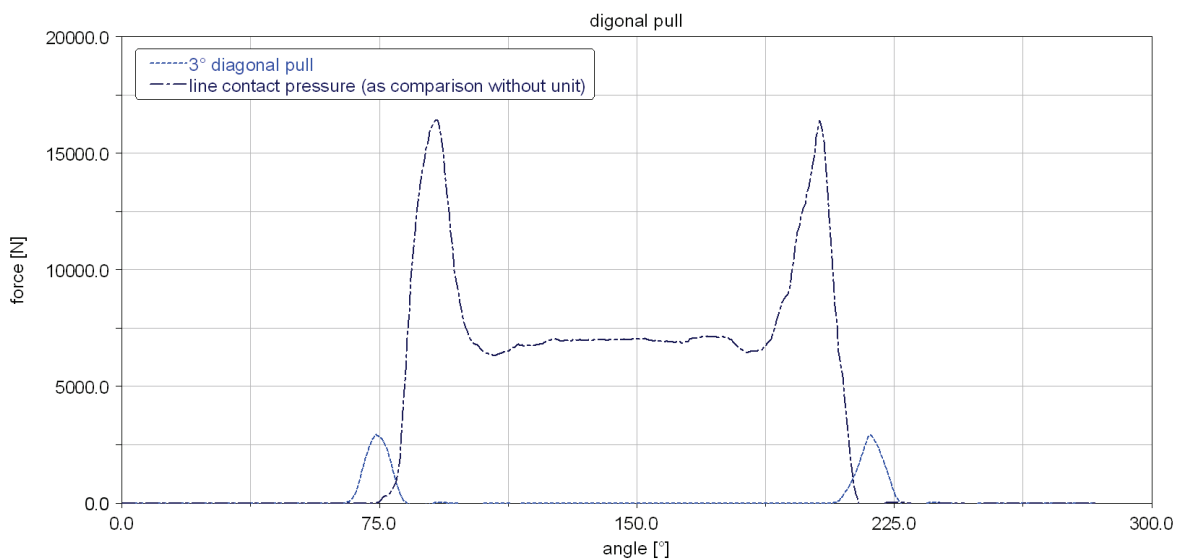


Figure 4: Influence of diagonal pull

On the basis of the analytic calculation method and the numerical model of the run of a rope over a sheave, there were general loads assumed for the safety dimensioning of big rope sheaves developed.

Finally in the research study a method for the calculation of the load of sheaves was developed based on the finite-element-method for the calculation of the deformations and stresses of the sheave.

At sheaves with a spoke design or a similar spoke design the critical position of the sheave is in general on the spokes (Figure 5). These parts are alternately stressed with a combination of nominal tensile / compression stress and a superposed bending stress during rotation of the sheave. So the spokes are deformed in s-shape. The alternate bending stress of the spoke is relevant for the dynamic safety dimensioning of the sheave.

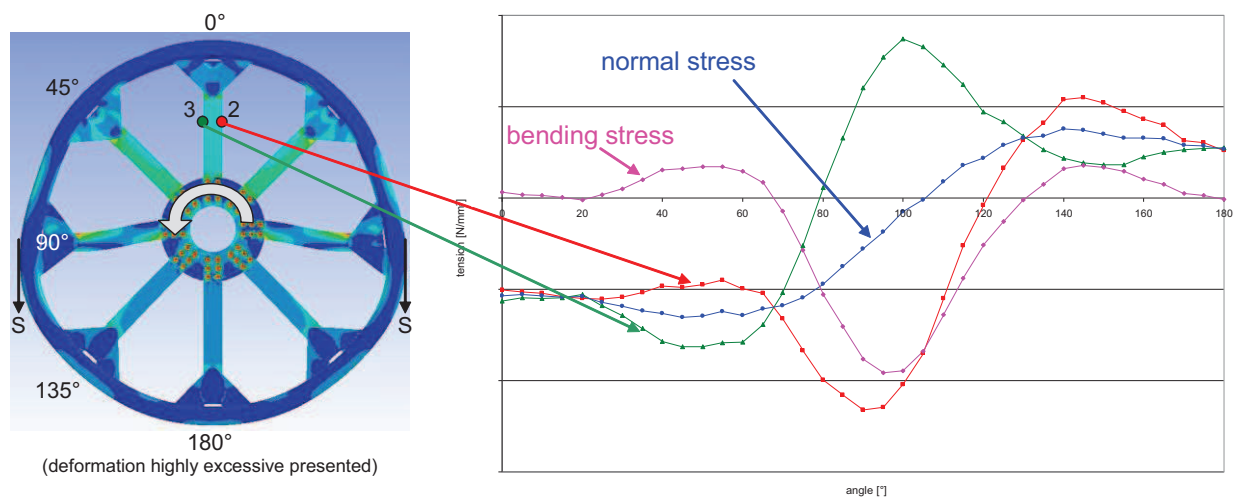


Figure 5: loaded sheave: (left) comparison stress; (right) normal stress

The verification of the developed calculation and simulation methods could be done successfully by a sheave of a rope way used in practice. Therefore further experimental measurements were taken at this rope way sheave and successfully compared with the calculated results. With this research study an input for the systematically and safety dimensioning of big sheaves was contributed.

Future prospects

The new findings of this research study of the load situation of big sheaves (contact forces between rope and sheave) and the developed method for the calculation of the deformations and stresses in the sheave can be used for research and dimensioning of big sheaves in the future. An interesting point which can be discovered with these findings is for example the detection of the optimal design of sheaves (assembling of the sheave, number, moments of inertia and areas of cross section of the spokes etc.) under the aspects of high safety and minimal material usage. And with this knowledge it is possible to prepare general engineering systems for big sheaves.

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Das Seil (Drahtseil) ist mit seinen vielen positiven Eigenschaften wie beispielsweise geringem Eigengewicht, hoher Biegefähigkeit und geringer Kosten (jeweils auf die wirkenden Kräfte bezogen) ein sehr häufig verwendetes Tragmittel, das in den unterschiedlichsten Anwendungsfällen als Tragseil, Anschlagseil, stehendes Seil und laufendes Seil eingesetzt wird. Bei den laufenden Seilen werden Seilscheiben und/oder Seiltrommeln in den Seiltrieb integriert. Die Seiltrommeln dienen dabei als Antrieb des Seiltriebs sowie zur Speicherung des Seils. Die Dimensionierung von Seiltrommeln wird u. a. in [Die-71, Neu-77, Hen-99, Mup-01] beschrieben.

Die Seilscheiben haben im Allgemeinen die Aufgabe, das Seil zu führen, zu lenken und die Kraft von den am Seil befindlichen Massen auf die Konstruktion zu übertragen. Somit stellt die Seilscheibe das Bindeglied zwischen Seil und Konstruktion dar. Einsatzgebiete von großen Seilscheiben mit Durchmessern größer als 2m sind beispielsweise Schachtförderanlagen, Seilbahnanlagen, Schiffshebwerke, Großgeräte im Tagebau sowie der Offshore-Bereich. Seilscheiben werden auch als Treibscheiben eingesetzt, die zusätzlich zu den beschriebenen Funktionen einer Seilscheibe eine Kraft in das Seil einleiten und somit den Antrieb des Systems realisieren, wie es zum Beispiel bei Treibscheibenaufzügen der Fall ist.

Bei der Auslegung des Durchmessers von Seilscheiben muss zum einen ein Kompromiss zwischen der Größe der Seilscheibe (benötigtes Material und verfügbarer Bauraum) und der Lebensdauer des Seils (Anzahl an Biegewechseln) getroffen werden, da die Seillebensdauer maßgeblich von der Biegung des Seils um die Seilscheibe (in Abhängigkeit des Verhältnisses zwischen Seilscheibendurchmesser und Seildurchmesser (D/d -Verhältnis)) abhängig ist [Fey-00]. Zum anderen ist zur Dimensionierung beispielsweise der Geometrie und des Werkstoffes der Seilscheibe die Kenntnis über den Belastungszustand der Seilscheibe notwendig. Bisher wurde dabei von einer konstanten Anpresskraft auf den Seilkranz ausgegangen [Ose-82, Ess-55, Ern-73, Sch-62]. Allerdings entsteht beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils eine Überhöhung der Anpresskraft, die um das bis zu 4-fache größer sein kann als die mittlere Anpresskraft [Häb-95]. Diese bei der Dimensionierung großer Seilscheiben bisher nicht berücksichtigten Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf bewirken bei Seilscheiben mit Speichenkonstruktion eine Erhöhung der inneren Beanspruchung (Vergleichsspannung) der Seilscheibe von über 20% (siehe Kap. 6.5 dort wird der Zahlenwert berechnet) und müssen deshalb bei der Dimensionierung von Seilscheiben berücksichtigt werden.

Bei kleinen Seilablenkwinkeln ($<60^\circ$) tritt eine deutliche Reduzierung der Seillebensdauer auf [Mül-66]. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei kleinen Ablenkwinkeln die Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf teilweise oder auch vollständig zusammenfallen und nochmals deutlich größere Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe entstehen (Kap. 5.4.3). Da diese Kräfte bisher unbekannt waren, konnten sie bei der Dimensionierung nicht berücksichtigt werden.

Diese und weitere Einflüsse, wie beispielsweise aufgrund dynamischer Vorgänge (Beschleunigungskräfte) und Querkkräfte aus dem Schrägzug des Seils, werden in bisherigen Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt [Ose-82, Ess-55, Ern-73, Sch-62].

In der vorliegenden Forschungsarbeit werden die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe näher untersucht und eine numerische und analytische Methode zur Bestimmung der Belastungssituation von großen Seilscheiben entwickelt, um einen Beitrag zur systematischen und sicheren Dimensionierung großer Seilscheiben zu leisten.

Dabei werden ausschließlich Umlenkseilscheiben betrachtet, da diese am häufigsten in den Standardanwendungsfällen von Förderanlagen auftreten (beispielsweise in Schachtförderanlagen, Schiffshebewerken und in den meisten Seiltrieben von Förderanlagen). Bei Seilbahnanlagen werden zu den Umlenkseilscheiben auch Treibscheiben eingesetzt. Eine Untersuchung von Treibscheiben wird in der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt, da diese einen Sondereinsatzfall darstellen. Bei Treibscheiben ändert sich aufgrund des eingeleiteten Antriebsmoments die Seilkraft während des Umlaufs auf der Seilscheibe (Abb. 1 links) im Vergleich zu reinen Umlenkseilscheiben bei denen die Seilkraft nahezu konstant bleibt (Abb. 1 rechts) [Fey-00].

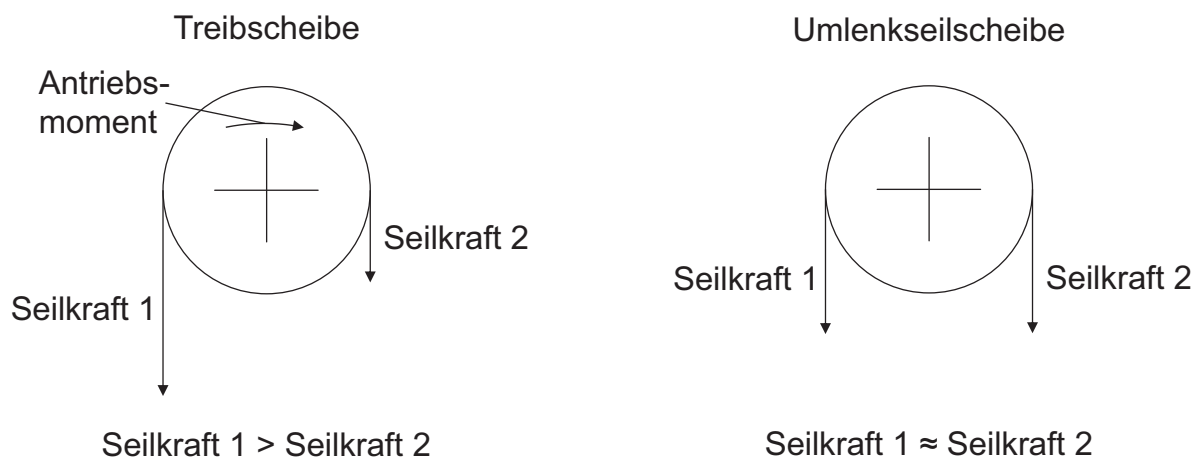


Abb. 1: Seilkraftvergleich Treibscheibe (links) und Umlenkseilscheibe (rechts)

Die vorliegende Forschungsarbeit ist im Rahmen eines seitens der Deutschen Forschungsgesellschaft geförderten Forschungsvorhabens¹ entstanden.

Für die Vorbereitung und Durchführung dieses Forschungsvorhabens waren umfangreiche experimentelle und numerische Vorarbeiten notwendig, die in Eigenleistung am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart erbracht wurden. Diese beinhalten die messtechnische Erfassung der mechanischen Spannungen und Dehnungen von in der Praxis eingesetzten großen Seilscheiben eines Schiffshebewerks und einer Seilbahnanlage. Zudem wurden für die Abschätzung der Machbarkeit von theoretischen und numerischen Berechnun-

¹ Projekttitle: „Beitrag zur Ermittlung der Beanspruchung großer Seilscheiben; Förderkennzeichen: WE 2187/26-1

gen zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe, Konzepte von numerischen Mehrkörpermodellen entwickelt und Voruntersuchungen durchgeführt.

Auf Basis dieser Vorarbeiten konnte eine Förderung des Forschungsprojektes durch die Deutsche Forschungsgesellschaft erreicht werden. Das Forschungsprojekt gliedert sich dabei in zwei wesentliche Projektphasen. In der ersten Projektphase werden die Kräfte, die zwischen Seil und Seilscheibe entstehen durch analytische Berechnungen und numerische Mehrkörpermodelle untersucht, um auf Grundlage dieser Kräfte die innere Beanspruchung von Seilscheiben auf Basis der Finiten-Elemente-Methode berechnen zu können.

In der zweiten Projektphase (nicht Bestandteil dieser Dissertation) werden die hier gewonnenen neuen Erkenntnisse der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe sowie die daraus resultierenden inneren Beanspruchungen großer Seilscheiben verwendet, um optimale Seilscheibenkonstruktionen ableiten zu können. Dies erfolgt beispielsweise mit Hilfe der Topologieoptimierung und der systematischen Untersuchung der Einflüsse unterschiedlicher Speichenkonstruktionen (Anzahl, Querschnitte, Trägheitsmomente etc.) von Seilscheiben.

1.2 Zielsetzung

Das Ziel der vorliegenden Forschungsarbeit ist die Entwicklung eines analytischen Berechnungsverfahrens und eines numerischen Mehrkörpersimulationsmodells zur Ermittlung der Kräfte, die beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe tatsächlich entstehen, um damit die innere Beanspruchung großer Seilscheiben berechnen zu können.

Das analytische Modell soll die Berechnung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft (vgl. Kap. 2.2.3) ermöglichen, um damit die Hauptbelastung großer Seilscheiben beschreiben zu können. Dieses Modell soll aufbauend auf einem vorhandenen analytischen Modell von Feyrer [Fey-00] entwickelt werden, in das bisher nicht berücksichtigte physikalische Effekte und weitere Beeinflussungsfaktoren (z. B. Seilmasse und Seilgeschwindigkeit) integriert werden (vgl. Kap. 4).

Für weitere Belastungsfälle großer Seilscheiben (s. u.), die sowohl für die Seillebensdauer als auch für die Belastung der Seilscheibe entscheidenden Einfluss haben, und für die bisher die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe unbekannt sind und mit dem erstellten analytischen Modell nicht beschrieben werden können, soll ein numerisches Modell (insbesondere ein Seilmodell) entwickelt werden, um die dabei entstehenden Kräfte erstmalig berechnen zu können. Die zu gewinnenden Erkenntnisse dienen zum einen der Klärung der tatsächlichen Belastung der Seile (Anpresskräfte) und zum anderen der Dimensionierung von großen Seilscheiben (vgl. Kap. 5). Folgende Einflüsse sollen mit Hilfe des zu entwickelnden numerischen Modells (als „Werkzeug“) systematisch untersucht werden:

- **Ablenkwinkel**

Bei kleinen Seilablenkwinkeln auf Seilscheiben fallen die Pressungsspitzen der längenbezogenen Anpresskraft am Seilauf- und -ablauf zusammen und ergeben eine noch deutlich größere Anpresskraft [Häb-95]. Der Effekt ist bisher nur durch eine geringere Seillebensdauer bei kleinen Ablenkwinkeln festgestellt worden, die jedoch nicht quantitativ vorhergesagt werden kann [Mül-66]. Die Höhe und Position der auftretenden Kräfte sind bisher nicht bekannt und sollen untersucht werden.

- **Dynamik**
Bei An- und Abfahrvorgängen von Förderanlagen mit Seiltrieben ändert sich aufgrund der Beschleunigungskräfte die Seilkraft [Vor-09b]. Dies führt zu variablen und (auch während der Beschleunigung) höheren Anpresskräften zwischen Seil und Seilscheibe. Ferner sind die Auswirkungen der Dynamik eines Seiltriebs (Schwingungen in Seillängsrichtung) auf die Anpresskräfte bisher nicht bekannt und sollen mit Hilfe des zu entwickelnden numerischen Modells untersucht werden.
- **Schrägzug**
Aufgrund des Schrägzugs (Seil läuft nicht parallel auf die Seilscheibe auf) wird die Seillebensdauer ebenfalls durch höhere Anpresskräfte verringert. Dies wurde durch umfangreiche experimentelle Seillebensdaueruntersuchungen bei Schrägzug durch Schönherr ermittelt [Sch-05]. Die dabei auf das Seil und die Seilscheibe wirkenden Kräfte sind bisher nicht vollständig geklärt und sollen mit dem numerischen Modell ermittelt werden.

Als dritter Schwerpunkt der Forschungsarbeit (neben dem analytischen und numerischen Verfahren zur Beschreibung der Anpresskräfte) soll eine Methode zur Ermittlung der inneren Beanspruchung großer Seilscheiben entwickelt werden (vgl. Kap. 6). Diese Methode soll auf der Finiten-Elemente-Berechnung basieren, um ein Werkzeug zur systematischen Untersuchung der inneren Beanspruchungssituation von Seilscheiben zu erhalten, und somit diese sicher festigkeitstechnisch dimensionieren zu können. Zum dem soll mit Hilfe dieser zu entwickelnden Methode das entwickelte analytische und numerische Verfahren validiert werden. Dies wird durch einen Vergleich zwischen den durch Berechnung ermittelten Werten der Spannungen und Dehnungen in der Seilscheibe, basierend auf den durch das analytische und numerische Verfahren berechneten Kräften zwischen Seil und Seilscheibe, und den Messergebnissen der Beanspruchung von einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage durchgeführt (vgl. Kap. 7).

Aus den gewonnenen Erkenntnissen des analytischen Berechnungsverfahrens und des numerischen Modells soll abschließend eine Methode zur sicheren festigkeitstechnischen Dimensionierung großer Seilscheiben entwickelt werden (vgl. Kap. 8). Folgende Faktoren sollen dabei berücksichtigt werden:

- Der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft sowie die Überhöhung bei Auf- und Ablauf des Seils
- Ablenkwinkel
- Dynamische Einflüsse (An- und Abfahrvorgängen)
- Schrägzug

1.3 Aufbau der Arbeit

Zur Erreichung der Zielsetzung wird die Forschungsarbeit in folgende Arbeitspakete gegliedert:

Kapitel 2: Stand der Forschung

Es werden die theoretischen Grundlagen der Eigenschaften von Drahtseilen sowie der Aufbau von großen Seilscheiben beschrieben. Zur Eingliederung der vorliegenden Forschungsarbeit in den Stand der Forschung werden die Erkenntnisse aus experimentellen Versuchsreihen (Ver-

lauf der längenbezogenen Anpresskraft, Schrägzug und Ablenkwinkel) beschrieben und daraus die Defizite bestehender Berechnungsmethoden abgeleitet.

Kapitel 3: Datenbasis

Aus den vorhandenen im Laborversuch ermittelten Messwerten (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft, Auf- und Ablaufwinkel und Schrägzug) und den experimentellen Ergebnissen von Feldversuchen (Seilscheibe eines Schiffshebewerks) werden Messreihen für unterschiedliche Situationen von Seilscheibenbelastungen aufbereitet und analysiert. Die Datenbasis dient zur Kalibrierung des numerischen Modells und zur Validierung der entwickelten Berechnungsmethoden.

Kapitel 4: Analytische Bestimmung längenbezogene Anpresskraft

Es wird ein analytisches Berechnungsverfahren entwickelt, das die auftretenden physikalischen Effekte und weitere Beeinflussungsfaktoren beinhaltet, die die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe während des dynamischen Laufs des Seils über die Seilscheibe ausmachen.

Kapitel 5: Numerisches Modell

Als Werkzeug für die Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft) beim Lauf eines Seils über die Seilscheibe wird ein numerisches Modell in Form eines parametergestützten Mehrkörpersimulationsmodells auf Basis von experimentellen Messdaten erstellt. Zur Untersuchung der Einflüsse aufgrund von Ablenkwinkeln, des Schrägzugs und der Dynamik, werden mit diesem Modell die Kräfte ermittelt, die im Betrieb sowohl statisch als auch dynamisch auf die Seilscheibe einwirken.

Kapitel 6: Beanspruchung von Seilscheiben

Zur Ermittlung der inneren Beanspruchung von Seilscheiben und zur Validierung des numerischen Modells und des analytischen Berechnungsverfahrens wird eine Berechnungsmethode auf Basis der Finiten-Elemente-Berechnung (als „Werkzeug“) entwickelt. Die Berechnungsmethode soll die in der Seilscheibe unter Belastung auftretenden Verformungen und Spannungen in Abhängigkeit der Seilscheibengestalt (Art der Seilscheibe, Anzahl Speichen, Trägheitsmomente Seilkranz und Speichen, Querschnittsflächen etc.) abbilden können.

Kapitel 7: Validierung

Die Validierung der entwickelten Berechnungs- und Simulationsverfahren erfolgt an einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage. Dabei werden umfangreiche Messreihen der mechanischen Spannungen und Dehnungen in der Seilscheibe bei unterschiedlichen Fahr- und Beladungszuständen der Seilbahnanlage aufgenommen. Diese Messergebnisse werden abschließend mit den durch die entwickelten Methoden berechneten Werten verglichen.

Kapitel 8: Methode zur Dimensionierung großer Seilscheiben

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird eine Methode zur sicheren festigkeitstechnischen Dimensionierung großer Seilscheiben entwickelt. Dazu werden die ermittelten Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe (für kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug) aufbereitet und allgemeingültige Belastungsannahmen mit entsprechenden Sicherheitsbeiwerten abgeleitet.

2 Stand der Forschung

2.1 Eigenschaften von Drahtseilen

2.1.1 Seilkonstruktionen

Die am häufigsten eingesetzten Seilkonstruktionen sind Spiralseile und Litzenseile.

Das Spiralseil besteht aus mindestens zwei Drahtlagen, die schraubenförmig über einen Kern, üblicherweise einen Runddraht, verseilt werden (Abb. 2). Um die Dreheigenschaften zu optimieren, ist dabei mindestens eine Drahtlage gegenüber den anderen Drahtlagen in Gegenrichtung verseilt (Gegenschlag) [DIN EN 12385-2].

Das Litzenseil besteht aus mehreren Litzen, die schraubenförmig in einer (einlagiges Seil) oder mehreren Lagen (drehungsarmes oder parallel verseiltes Seil) um eine Einlage oder einen Kern verseilt werden [DIN EN 12385-2] (Abb. 2). Das Litzenseil wird üblicherweise in Seiltrieben eingesetzt, in denen das Seil über Seilscheiben gezogen wird (beispielsweise Schachtförderanlagen, Seilbahnanlagen, Aufzügen, Kranen etc.). Dabei wird das Seil mit großen Zug- und Biegebeanspruchungen beaufschlagt [Sch-97].

Aufgrund der zahlreichen unterschiedlichen Anwendungsfälle in denen Litzenseile eingesetzt werden, gibt es eine sehr hohe Anzahl an unterschiedlichen Seilkonstruktionen. Bei der Auswahl der Seilkonstruktion muss oftmals aus wirtschaftlicher und technischer Sicht ein Kompromiss zwischen der gewünschten Seillebensdauer und der Kosten des zu verwendenden Seils (mit den Eigenschaften maximale Tragfähigkeit, Biegesteifigkeit etc.) getroffen werden.

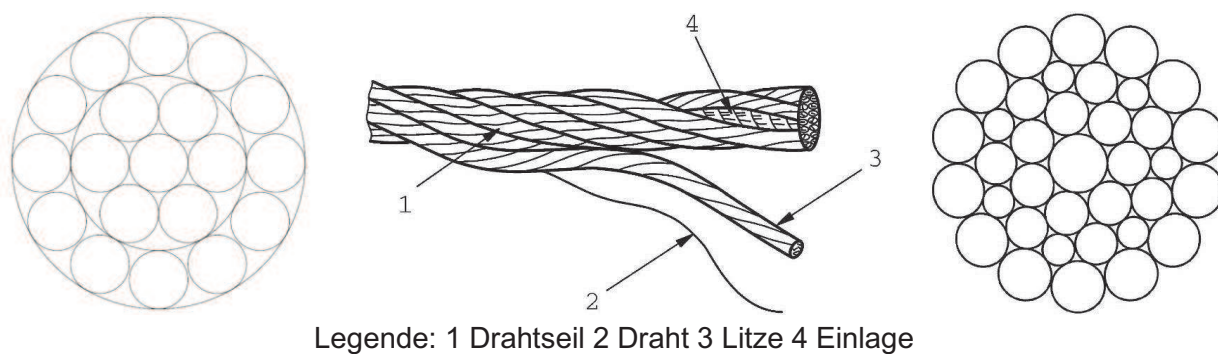


Abb. 2: (li.) Spiralseil 1x19; (mi.) Litzenseil; (re.) Warrington-Seale-Litze [DIN EN 12385-2]

2.1.2 Rechengrößen

Zur Beschreibung der Eigenschaften von Drahtseilen werden im Folgenden die wesentlichen geometrischen Seileigenschaften entsprechend der Norm [DIN EN 12385-2] beschrieben.

Der **Seilennendurchmesser d** ist der Durchmesser, der den Seilquerschnitt umschreibt [DIN EN 12385-2].

Der **wirkliche metallische Seilennquerschnitt A_{wm}** ist die Summe der metallischen Querschnitte aller Drähte im Seil auf der Grundlage ihrer gemessenen Durchmesser δ_m [DIN EN 12385-2].

$$A_{wm} = \frac{\pi}{4} \sum_1^n \delta_m^2 \quad (2.1)$$

Der **metallische Seilennquerschnitt A_m** wird im Allgemeinen aus dem Füllfaktor f und dem Seilennendurchmesser d berechnet [DIN EN 12385-2].

$$A_m = f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (2.2)$$

Der **Füllfaktor f** ist das Verhältnis zwischen der Summe der metallischen Nennquerschnitte aller Drähte im Seil A_m und der Fläche A_u des Kreises, der das Seil mit dem Seilennendurchmesser d umschreibt [DIN EN 12385-2].

$$f = \frac{A_m}{A_u} \quad (2.3)$$

Das **äquatoriale Trägheitsmoment I_{Seil}** eines Seils ist abhängig von der Reibungszahl zwischen den einzelnen Drähten, der Seilkonstruktion und der Seilzugbelastung. Dies macht eine rechnerische Bestimmung sehr schwierig, so dass nur die Grenzen in denen sich das äquatoriale Trägheitsmoment befindet berechnet werden können [Fey-00].

Die obere Grenze wird so definiert, dass sich alle Drähte reibungsfrei im Seil gegeneinander verschieben können. Das äquatoriale Trägheitsmoment I_{SeilO} ergibt sich zu:

$$I_{SeilO} = n \cdot \frac{\delta^4 \cdot \pi}{64} = A_{wm} \cdot \frac{\delta^2}{16} \quad (2.4)$$

Bei der unteren Grenze wird die Reibung zwischen den Drähten als so groß betrachtet, dass diese gegeneinander unverschiebbar sind. Das Seil wird somit als Vollzylinder betrachtet und erhält ein äquatoriales Trägheitsmoment von:

$$I_{SeilU} \approx f \cdot \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = A_m \cdot \frac{d^2}{16} \quad (2.5)$$

2.1.3 Seilelastizitätsmodul

Der Elastizitätsmodul (E-Modul) beschreibt das Verhältnis zwischen der mechanischen Spannung in einem Bauteil und der daraus resultierenden Dehnung. Auch für Seile hat sich dieser Begriff durchgesetzt, wobei er hier auch als Seilelastizitätsmodul bezeichnet wird [Fey-00]. Im

Vergleich zu metallischen Werkstoffen ist der Seilelastizitätsmodul keine Konstante, sondern von der Zugspannung im Seil abhängig. Der prinzipielle Verlauf ist in der folgenden Abbildung (Abb. 3) dargestellt.

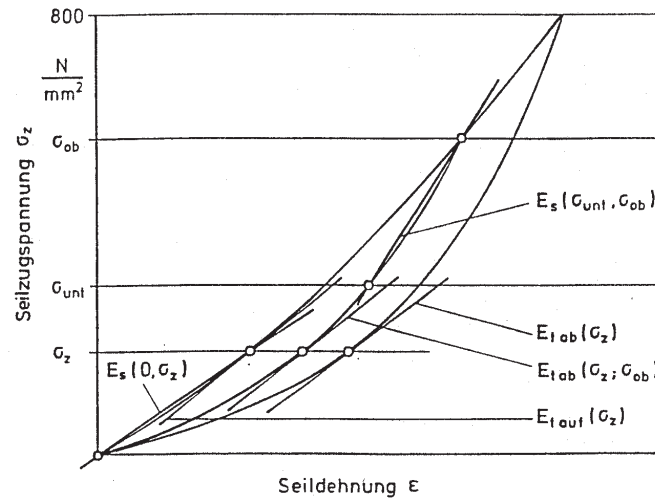


Abb. 3: Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen [Fey-90]

Bei Seilen tritt die Besonderheit auf, dass sich bei mehrmaliger Be- und Entlastung des Seils eine bleibende Dehnung im Seil ausbildet. D.h. die in der Abbildung (Abb. 3) dargestellte Kurve verschiebt sich nach rechts. Zudem entsteht bei einem Be- und Entlastungszyklus eine Hysterese, so dass sich der E-Modul bei der Aufbringung der Belastung im Vergleich zur Entlastung ändert [Fey-00].

Zur Bestimmung des Seilelastizitätsmoduls wird für die praktische Anwendung die Berechnung von Spannungen oder Dehnungen im Seil der Verlauf der Kurve durch Sekanten angenähert, die zwischen zwei Seilbelastungen aufgespannt wird.

Für Sonderfälle wird auch die Tangente an die Spannungs-Dehnungs-Kurve, die als Tangenten-Seilelastizitätsmodul (kurz Tangentenmodul) bezeichnet wird, verwendet. Die Methode zur Bestimmung des Seilelastizitätsmoduls ist in der VDI Richtlinie [VDI 2358] festgelegt. Bisher kann der Seilelastizitätsmodul nur durch Messungen bestimmt werden. Für die gängigen Seile können die Werte des Seilelastizitätsmoduls u. a. folgenden Werken und Normen entnommen werden [Fey-00, DIN 18800-1, DIN 15018-1].

Die Querkontraktion (Verhältnis zwischen Längs- und Querdehnung) eines Seils verhält sich analog zu metallischen Werkstoffen und entspricht einem Wert von 0,3 [Fey-00].

2.1.4 Biegesteifigkeit

Im Vergleich zu einem biegeschlaffen Faden besitzt ein Seil eine Biegesteifigkeit, die sich beispielsweise beim Lauf des Seils über Seilscheiben bemerkbar macht, in dem das Seil später aufläuft und früher wieder von der Scheibe abläuft. Des Weiteren ist sie maßgeblich für die Überhöhung der Kraft bei Auf- und Ablauf verantwortlich (Abb. 4, Abb. 13).

Malinovsky [Mal-93] hat zahlreiche Versuchsanordnungen zur Bestimmung der Biegesteifigkeit beschrieben, von denen Schraft [Sch-97] zur Bestimmung der Biegesteifigkeit von Rundlitzenseile die gewählt hat, bei denen das Seil über eine Seilscheibe läuft. Auch Schmidt [Sch-65] verwendete diesen Versuchsaufbau zur Bestimmung der Biegesteifigkeit von Standard- und Warringtonseilen (Abb. 4).

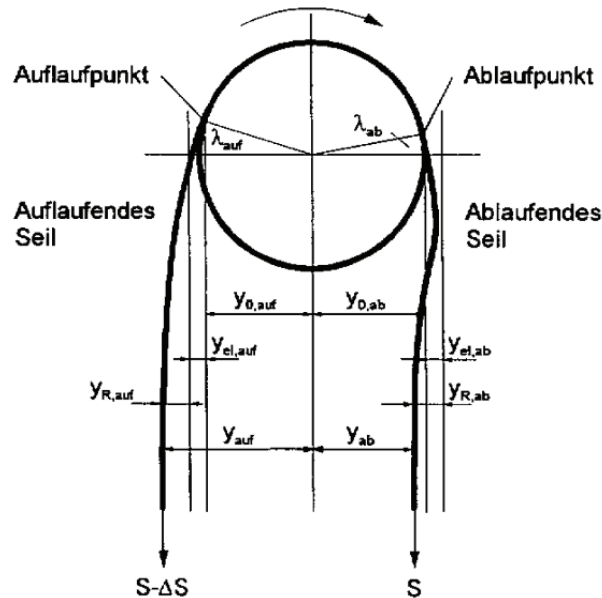


Abb. 4: Seilkräfte und Seilverlagerungen beim Lauf über eine Seilscheibe [Sch-97]

Die Biegesteifigkeit ist als Produkt aus Elastizitätsmodul und Flächenmoment 2. Grades des Querschnitts definiert und stellt den Widerstand eines elastischen Balkens gegen Biegung dar [Dub-05]. Die Seilbiegesteifigkeit ist analog definiert, jedoch setzt sich die Biegesteifigkeit eines Seils aus zwei Anteilen zusammen, einem ideal elastischen Teil EI_{el} und einem weiteren Teil EI_R , der durch Reibung hervorgerufen wird [Sch-97].

$$EI = EI_{el} + EI_R \quad (2.6)$$

Der elastische Teil stellt die Summe aller Biegesteifigkeiten der Einzeldrähte I_d dar.

$$EI_{el} = E \cdot \sum I_d \quad (2.7)$$

Die Reibungsbiegesteifigkeit bezogen auf d^4 ist nach Schraft [Sch-97]:

$$\frac{EI_R}{d^4} = a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{0,67} \cdot \left[c_0 + c_1 \cdot \frac{S}{d^2}\right] \quad (2.8)$$

Die Biegesteifigkeit sowie die Koeffizienten a_0 , a_1 , c_0 und c_1 für die häufigsten Seile können [Sch-97] entnommen werden.

Die Biegesteifigkeit eines Seils stellt somit keine Konstante dar, sondern ist vielmehr von der Seilzugkraft und beim Lauf des Seils über eine Seilscheibe vom Biegeradius (D/d -Verhältnis) abhängig. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei zunehmender Zugkraft und wachsendem Durchmesser Verhältnis die gegenseitige Verschiebung der Litzen und Drähte zueinander behindert wird.

2.1.5 Spannungen im Seil beim Lauf über Seilscheiben

Beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe werden das Seil bzw. die Drähte durch unterschiedliche Effekte belastet. Dabei treten nach Feyrer [Fey-00] primäre Biegespannungen (verursacht durch äußere Biegung), sekundäre Zugspannungen (verursacht durch Reibungskräfte bei der Verschiebung von einzelnen Drähten zueinander), sekundäre Biegespannungen (verursacht durch Biegung der Drähte beim Überkreuzen einzelner Drähte) und Seilovalisierung (verursacht durch die Rillenform) auf.

Die dargestellten unterschiedlichen Effekte, die im Seil beim Lauf über eine Seilscheibe auftreten, veranschaulichen die komplexen Vorgänge in einem Seil, die die analytische Beschreibung der Spannungen in einem Seil bzw. der Spannungen in den Drähten sehr aufwendig machen.

- **Primäre Biegespannung**
Ein Seil kann über eine Seilscheibe gebogen werden, da sich die Drähte und Litzen gegeneinander verschieben können. Diese äußere („oberflächliche“) Biegung bezeichnet man als primäre Biegespannung.
- **Sekundäre Zugspannungen**
Bei der Biegung um die Seilscheibe entstehen im Seil durch Relativbewegungen der Drähte und Litzen durch die daraus resultierenden Reibungskräfte bei der Verschiebung zu der äußeren Zugkraft zusätzliche Zug- und Druckspannungen im Seil, die sogenannten sekundären Zugspannungen.
- **Sekundäre Biegespannungen**
Bedingt durch die Seilkonstruktion überkreuzen sich bei bestimmten Seilkonstruktionen (beispielsweise Spiralseilen) Drähte innerhalb des Seils. Bei Biegung des Seils über eine Seilscheibe führt dies zu großen Pressungen an den Auflagepunkten der Drähte. Die Drähte können dabei als Biegestäbe angesehen werden, die in der Mitte abgestützt sind und an den Enden eine Querkraft erfahren. Die zusätzliche Belastung wird als sekundäre Biegespannung bezeichnet.
- **Seilovalisierung**
Wenn das Seil über die Seilscheibe läuft, wird das Seil durch die Seilkraft in die Rille gepresst. Dabei verformt sich das Seil so, dass es sich an die Rillenform annähert. Das Seil wird ovalisiert, woraus weitere Biege- und Torsionsspannungen im Seil resultieren.
- **Pressungen**
Durch Drahtüberkreuzungen, Abstützung der Litzen auf der Seileinlage und den Kontakt des Seils zur Seilscheibe entstehen Pressungen.

2.2 Seilscheiben

2.2.1 Aufbau

Eine Seilscheibe besteht prinzipiell aus drei Baugruppen (Abb. 5):

- dem Seilkranz (evtl. mit Einlage), in dem das Seil geführt wird,
- den Speichen bzw. Vollmaterial und
- der Nabe, die die Lagerung der Seilscheibe auf einer Achse bildet.

Die einzelnen Komponenten werden durch Schraub- oder Schweißkonstruktionen miteinander verbunden.

Die Mindestgröße bzw. der Minstdurchmesser einer Seilscheibe wird mit Hilfe des Verhältnisses des Seilscheibendurchmessers zum Seildurchmesser (D/d -Verhältnis) unter Berücksichtigung eines nach [DIN 15020-1; -2] aus Sicherheitsgründen festgelegten Mindestverhältnisses gewählt. Oft wird jedoch ein größeres Verhältnis aufgrund der höheren Seillebensdauer verwendet, die nach Feyrer [Fey-00] ermittelt werden kann.

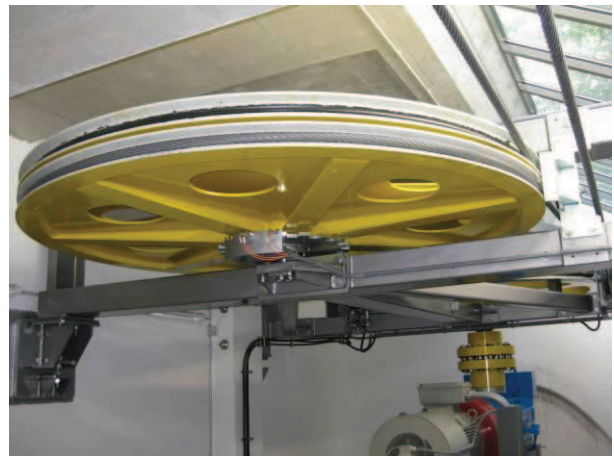


Abb. 5: (links) Schachtförderanlage Göttelborn¹; (rechts) Stuttgarter Standseilbahn

Der Seilkranz kann unterschiedliche Rillenformen enthalten [DIN 15061-1; -2]. Üblicherweise wird eine Rundrille mit einem Rillenradius von 0,525-mal dem Seildurchmesser verwendet. Der Öffnungswinkel der Rillenflanke liegt zwischen 30° und 60° und die Kranzhöhe bei 1,35- bis 2-mal dem Seildurchmesser [Sch-97]. Eine Härtung der Seilrille auf HRC 50 bis 55 verhindert hohe Verschleißerscheinungen der Rille ohne dabei die Lebensdauer des Seils wesentlich zu beeinflussen [Eil-74a, Eil-74b]. Die Seilrillen von Seilbahnanlagen werden im Allgemeinen mit elektrisch isolierenden Einlagen versehen.

Die Seilscheibe kann prinzipiell gegossen oder als Schweiß- oder Schraubkonstruktion ausgeführt werden. Kleinere gusseiserne Seilscheiben werden meistens als Vollscheibe hergestellt. Größere Seilscheiben enthalten oft runde oder segmentförmige Aussparungen oder werden als

¹ <http://de.wikipedia.org/wiki/Seilscheibe> (16. Juni 2011)

Speichenseilscheiben ausgeführt. Es werden üblicherweise geschweißte Seilscheiben verwendet, da sie einfacher zu fertigen sind und eine deutliche Gewichtseinsparung auf Grund besserer Werkstoffeigenschaften haben und somit wirtschaftlicher sind [Ern-73].

Der allgemeine Aufbau von Förderseilscheiben für Schachtförderanlagen ist in [DIN 22410] beschrieben, allerdings wird über die notwendige Anzahl, Größe und Ausführung der Speichen keine Aussage getroffen.

Im Folgenden werden als Standardseilscheiben solche Seilscheiben bezeichnet, die eine reine Speichenkonstruktion aufweisen oder aus Vollmaterial mit Rippen und runden Aussparungen bestehen (Abb. 6). Diese Seilscheibenkonstruktionen werden am häufigsten eingesetzt, wobei die einzelnen Ausführungen stark variieren können.



Abb. 6: Standardseilscheiben; (links) Speichen; (rechts) Vollmaterial mit Aussparungen¹

Vor allem bei Standardseilscheiben mit Speichenkonstruktion ist es zur Dimensionierung der Seilscheiben unbedingt notwendig die Überhöhungen der Anpresskräfte beim Seilauf- und -ablauf (vgl. Kap. 2.2.3.2.1) zu berücksichtigen, da diese die Vergleichsspannung in den Speichen deutlich erhöhen (mehr als 20%; vgl. Kap. 3.2).

Spezielseilscheiben unterscheiden sich von Standardseilscheiben durch einen anderen Aufbau, wie beispielsweise spezielle Rillenformen oder die Verwendung von anderen Werkstoffen. Für Sondereinsatzfälle werden auch mehrrillige Spezielseilscheiben ausgeführt (Abb. 7).

¹ <http://www.gosan.de> (16.Juni 2011)

Abb. 7: Spezialseilscheiben¹

2.2.2 Dimensionierung

Ernst [Ern-73] führte erste Festigkeitsberechnungen für geschweißte Seilscheiben durch, in dem er den Kranz auf Biegung und die Speichen auf Knickung berechnete. Der Kranz wird dabei als mehrfach gelagerter Träger und als stark gekrümmter Stab angenommen. Die Kraft P , die aus der Seilkraft S und dem Winkel γ zwischen zwei Speichen berechnet wird, wird zusammen mit dem Widerstandsmoment W des Seilkranzes zur Berechnung der Biegebeanspruchung herangezogen [Ern-73] (Abb. 8).

Mit der Kraft auf den Kranz:

$$P = 2 \times S \times \sin \frac{\gamma}{2} \quad (2.9)$$

kann somit die maximale Biegespannung ermittelt werden:

$$\sigma_b = \frac{P \times l}{16 \times W} \quad (2.10)$$

Die Speichen werden mit derselben Belastung auf Druck und Knickung beansprucht. Bei der Berechnung werden die Einspannmomente vernachlässigt und die Einspannung der Speiche wird als beidseitig gelenkige Lagerung angenommen [Ern-73].

Damit ergibt sich mit der Knickzahl w die Spannung σ in der Speiche zu:

$$\sigma = \frac{2 \times S \times \sin \frac{\gamma}{2} \times w}{A_s} \quad (2.11)$$

¹ <http://www.gosan.de> (16.Juni 2011)

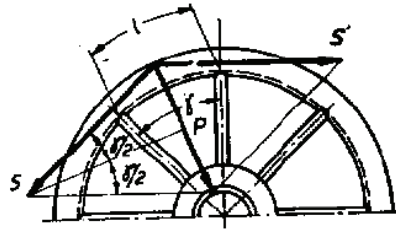


Abb. 8: Beanspruchung einer geschweißten Seilscheibe [Ern-73]

Neben Vereinfachungen in der Geometrie und Lagerung bleiben bei diesem Verfahren die auftretende Überhöhung der Anpresskraft beim Seilauf- und -ablauf sowie Wechselbeanspruchungen der Seilscheibe unberücksichtigt, die in der Praxis vorkommen und zu Dauerbrüchen führen können.

Um den Beanspruchungsverhältnissen besser zu entsprechen wurde von Esslinger [Ess-55] ein Nähungsverfahren unter Berücksichtigung einer konstanten Streckenlast ausgehend von der exakten statischen Berechnung entwickelt. Dieses Berechnungsverfahren ist mit einem hohen Zeitaufwand verbunden, so dass Schrödl [Sch-62] für häufig vorkommende Anwendungsfälle Koeffizienten für die statischen Unbestimmten entwickelte, mit deren Hilfe eine schnelle Berechnung möglich ist. Das Berechnungsverfahren wurde allerdings nur für 8-speichige Seilscheiben entwickelt, da diese zum damaligen Zeitpunkt in der Praxis am häufigsten eingesetzt wurden.

Zur Berechnung der Seilscheibe wurden folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- alle Werkstoffe verhalten sich nach dem Hookschen Gesetz linear elastisch
- alle Speichen der Seilscheibe sind gleich ausgeführt
- die Seilrille befindet sich in der Mittelebene der Seilscheibe
- die Trägheitsmomente des Kranzes und der Speichen bleiben über die ganze Länge konstant
- das Eigengewicht der Seilscheibe und die Fliehkraft werden nicht berücksichtigt
- die Nabe wird als unendlich steif betrachtet
- das Seil läuft ohne Schrägzug auf die Seilscheibe auf

In der folgenden Abbildung (Abb. 9) ist der Verlauf der Biegemomente in den Speichen beispielhaft dargestellt.

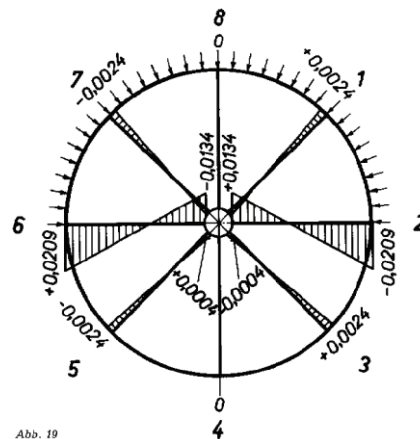


Abb. 19

Abb. 9: Verlauf des Biegemoments in den Speichen [Sch-62]

Mit Hilfe der dargestellten Koeffizienten, der Seilkraft, dem Seilscheibendurchmesser und der Speichenlänge können die Biegemomente in den Speichen für diesen Anwendungsfall näherungsweise berechnet werden.

Oser [Ose-82] erweiterte die dargestellten Berechnungsmethoden, in dem er neben den Seilscheiben in Form von Umlenkscheiben auch Antriebsscheiben berücksichtigte. Die Ergebnisse der Schnittkräfte bei Speichenscheiben (Vollwandscheiben wurden nicht betrachtet) werden für 8-, 10- und 12-speichige Seilscheiben in dimensionsloser Form in Abhängigkeit der Trägheitsmomente von Speichen und Kranz sowie von Speichenlänge und Seilscheibendurchmesser angegeben.

2.2.3 Belastungssituation

2.2.3.1 Analytischer Berechnungsansatz

Zur Herleitung der längenbezogenen Anpresskraft wurde bisher ein biegesteifes Band betrachtet, das über eine Seilscheibe gebogen ist [Sch-97]. Dabei werden zwei vereinfachte Annahmen gegenüber einem Seil getroffen. Das Band hat eine konstante Biegesteifigkeit und es verformt sich unter der Normalkraft nicht radial [Fey-00].

Die folgende Abbildung (Abb. 10) zeigt ein mit der Zugkraft S belastetes Band, das über eine Scheibe mit Radius R_0 gebogen ist.

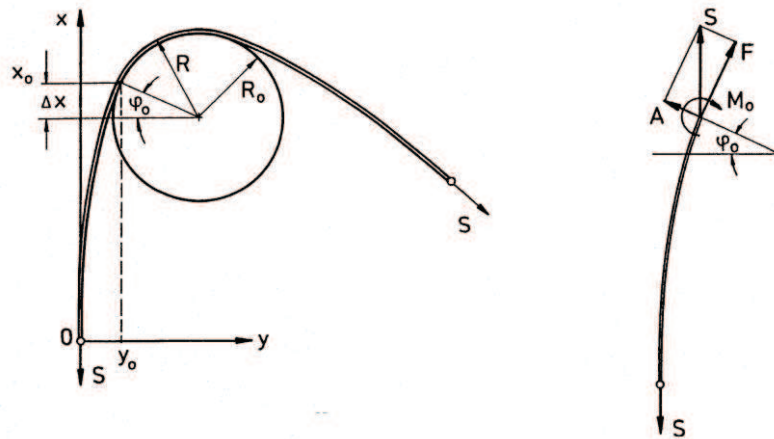


Abb. 10: Zugbelastetes Band über Scheibe [Fey-00]

Die am Auflauf des Seils auf die Seilscheibe wirksame Zugkraft F ist:

$$F = S \cdot \cos \varphi_0 \quad (2.12)$$

Die Auflagekraft (Anpresskraft) A am Auflaufpunkt ist:

$$A = S \cdot \sin \varphi_0 \quad (2.13)$$

Das Moment an der Stelle x beträgt:

$$M_0 = S \cdot y \quad (2.14)$$

Die Differentialgleichung der Biegelinie ergibt sich zu:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} \approx \frac{1}{\rho_v} = \frac{S \cdot y}{E \cdot I_{Seil}} \quad (2.15)$$

$$y'' = y \cdot w^2 \text{ mit } w = \sqrt{\frac{S}{E \cdot I_{Seil}}} \quad (2.16)$$

Die Lösung der homogenen linearen Differentialgleichung 2. Ordnung erfolgt mit dem klassischen Ansatz:

$$y = e^{\lambda x} \quad (2.17)$$

Die charakteristische Gleichung ist in diesem Fall:

$$\lambda^2 - w^2 = 0 \quad (2.18)$$

Sie hat die Lösung:

$$\lambda_{1,2} = \pm w \quad (2.19)$$

Dies führt mit den Integrationskonstanten C_1 und C_2 zur allgemeinen Lösung:

$$y = C_1 \cdot e^{wx} + C_2 \cdot e^{-wx} \quad (2.20)$$

Zur Ermittlung der Integrationskonstanten werden folgende Randbedingungen definiert:

$$\begin{aligned} y(0) &= 0 \\ y''(x_0) &= \frac{1}{R} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Damit ergibt sich für die Integrationskonstanten:

$$C_1 = -C_2 = \frac{1}{R \cdot w^2 (e^{wx_0} - e^{-wx_0})} \quad (2.22)$$

Dies führt zu folgender Lösung:

$$y = \frac{1}{R \cdot w^2} \cdot \frac{\sinh wx}{\sinh wx_0} = \frac{1}{R \cdot w^2} \cdot \frac{e^{wx} - e^{-wx}}{e^{wx_0} - e^{-wx_0}} \quad (2.23)$$

Der Winkel φ_0 ergibt sich damit zu:

$$\varphi_0 = \arctan y'(x_0) = \arctan \frac{1}{R \cdot w} \frac{e^{wx_0} + e^{-wx_0}}{e^{wx_0} - e^{-wx_0}} = \arctan \frac{1}{R \cdot w} \frac{1}{\tanh w \cdot x_0} \approx \arctan \frac{1}{R \cdot w} \quad (2.24)$$

$$\text{für } w \cdot x_0 \geq 2,5 \text{ ist } \tanh w \cdot x_0 \approx 1 \quad (2.25)$$

Die längenbezogene Normalkraft zwischen Band und Scheibe kann mit der bekannten Zugkraft F abgeleitet werden. Das Kräftegleichgewicht aus dem Krafteck (Abb. 11) liefert:

$$dN = 2 \cdot F \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \approx F \cdot d\varphi \quad (\text{für kleine Winkel gilt mit guter Näherung: } \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}) \quad (2.26)$$



Abb. 11: Bandelement aus dem Kontaktbogen und Kraffleck des Bandelements [Fey-00]

Weiter ergibt sich dN aus der längenbezogenen Anpresskraft q am Umfang der Scheibe mit dem Radius R_0 zu:

$$dN = q \cdot R_0 \cdot d\varphi \quad (2.27)$$

Damit ergibt sich für die längenbezogene Anpresskraft (für kleine Winkel φ_0 gilt mit guter Näherung $\cos \varphi_0 = 1$):

$$q = \frac{F}{R_0} \approx \frac{S}{R_0} \quad (2.28)$$

Dabei wird der Einfluss der Höhe des Bandelementes auf den mittleren Biegeradius vernachlässigt.

Im Folgenden wird der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft als q_0 bezeichnet.

$$q_0 = \frac{2 \cdot S}{D} \quad (2.29)$$

Die folgende Abbildung (Abb. 12) zeigt beispielhaft die auf einer Mantellinie angreifende Auflagekraft A und die längenbezogene Anpresskraft q .

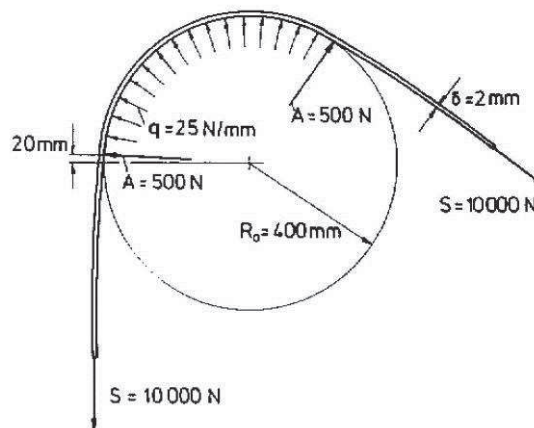


Abb. 12: Beispiel: Auflagekraft A und längenbezogene Anpresskraft q [Fey-00]

In der Realität tritt die Auflagekraft nicht nur an einer Mantellinie auf, sondern auf einer schmalen Druckfläche, die sich durch elastische Querverformungen der Scheibe und des Bandes ausbildet [Fey-00] (vgl. auch Pressungsverlauf zwischen Seil und Seilscheibe Kap. 2.2.3.2.1).

Ein Berechnungsverfahren zur Beschreibung der Kraft auf dieser schmalen Druckfläche sowie eine Methode zur Beschreibung des Verhaltens eines Seils stehen bisher nicht zur Verfügung (nur biegesteifes Band) [Hüb-95].

2.2.3.2 Experimentelle Untersuchungen

2.2.3.2.1 Längenbezogene Anpresskraft

Die in Kapitel 2.2.2 dargestellten Berechnungen wurden unter der Annahme durchgeführt, dass die Kraft zwischen Seil und Seilscheibe (längenbezogene Anpresskraft) konstant ist. Durch die Biegesteifigkeit des Seils entsteht allerdings beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe eine Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft (Abb. 13) [Hüb-95].

Erste Messungen zur Bestimmung der längenbezogenen Anpresskraft wurden von Molkow [Mol-82], der Keilrillen betrachtete und von Wiek [Wie-82], der Rundrillen untersuchte, durchgeführt. Sie haben aufgrund ihrer verwendeten Messeinrichtungen nur Anhaltswerte über den Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft gewinnen können.

Umfangreiche Untersuchungen mit deutlich aufwändigeren Messeinrichtungen hat Häberle [Hüb-95] durchgeführt. Er entwickelte und verwendete eine Messseilscheibe mit kraftmessenden Rillenelementen, mit deren Hilfe die Pressung und mit ihr verwandte Größen in Längs- und Querrichtung der Rille experimentell für unterschiedliche Seile bestimmt werden kann. Dabei hat er 35 Lamellen in die Seilscheibe integriert, wovon die mittleren 9 zur Messung der längenbezogenen Anpresskraft dienen. Die restlichen, inaktiven Lamellen dienen dazu den Steifigkeitssprung zwischen massiver Rille und den aktiven Messlamellen zu eliminieren.

Es wurde festgestellt, dass beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe eine ungleichmäßige Kraftverteilung auftritt, die als längenbezogene Anpreßkraft q bezeichnet wird. Dabei entsteht eine starke Krafterhöhung beim Auflauf und eine etwas Schwächere beim Ablauf des Seils (Abb. 13). Als Vergleich ist in der Abbildung (Abb. 13) gestrichelt der Kraftverlauf eingezeichnet, wie er sich zwischen einem biegeschlaffem Faden und einer Seilscheibe verhalten würde, und wie er bisher zur Berechnung von Seilscheiben angenommen wurde. Des Weiteren nimmt bei einem Seil im Vergleich zu einem biegeschlaffen Faden der Kontaktwinkel bei Auf- und Ablauf ab. Für den vorliegenden Fall sind dies jeweils ca. 3° .

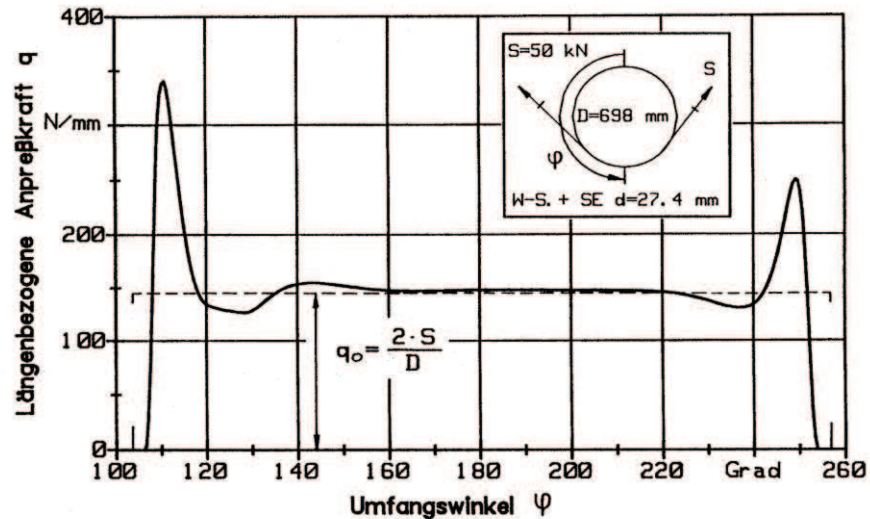


Abb. 13: Beispiel Verlauf der Pressung zwischen Seil und Seilscheibe [Häb-95]

Häberle hat aus seinen Versuchsreihen mit unterschiedlichen Seilen (Warrington-Seale-Seile mit Faser- und Stahleinlage mit unterschiedlichen Durchmessern) und Seilkräften (für diese Versuchsreihen) eine erste Berechnungsmethode für die Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft auf Basis einer Regressionsanalyse entwickelt.

Zur Bestimmung des Verhältnisses zwischen der maximalen und mittleren längenbezogenen Anpresskraft q_{\max} / q_0 für $20 < D/d < 70$ gilt nach Häberle:

$$\lg\left(\frac{q_{\text{auf}}}{q_0}\right) = c_2 + c_3 \cdot \lg\left(\frac{S \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e}\right) + c_4 \cdot \lg\left(\frac{D}{d}\right) + c_5 \cdot \lg\left(\frac{S \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e}\right) \cdot \lg\left(\frac{D}{d}\right) \quad (2.30)$$

mit

$$c_2 = 1,887 \quad c_3 = -0,607 \quad c_4 = -0,939 \quad c_5 = 0,316$$

In der Berechnungsformel bleiben jedoch unterschiedliche Einflüsse wie die Seilkonstruktion, der Einfluss der Biegefestigkeit des Seils sowie dynamische Einflüsse unberücksichtigt.

2.2.3.2.2 Ablenkwinkel

Ein weiterer zu berücksichtigender Einfluss beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe ist der Ablenkwinkel, der angibt, um welchen Winkel das Seil durch die Seilscheibe umgelenkt wird. Untersuchungen von Müller [Mül-61] ergaben, dass die Bruchbiegewechselzahl vom Ablenkwinkel abhängig ist. Bei sehr kleinen Ablenkwinkeln (kleiner 10°) ist die Biegewechselzahl sehr hoch, da das Seil nur wenig gebogen wird. Bei Ablenkwinkeln von ca. 20° tritt die größte Schädigung des Seils und damit die geringste Biegewechselzahl auf, da dort die Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft von Auf- und Ablauf zusammen fallen. D. h. bei einem Ablenkwinkel von ca. 20° werden das Seil und somit auch die Seilscheibe am stärksten belastet. Bei zunehmendem Ablenkwinkel bleibt die Seillebensdauer und somit auch die Belastung der Seilscheibe konstant (Abb. 14).

Bisher sind jedoch sowohl die dabei auf die Seilscheibe als auch auf das Seil wirkenden Kräfte unbekannt. Diese Kräfte sollen im Rahmen der Forschungsarbeit (insbesondere das Zusammenfallen der Pressungsspitzen des Seilauf- und -ablaufs) mit Hilfe eines numerischen Seilmodells untersucht werden, da hier grundlegende Erkenntnisse zu erwarten sind. Weiter können mit diesen Erkenntnissen beispielsweise die Seilscheibe und der Seiltrieb optimal für eine hohe Seil- und Seilscheibenlebensdauer gestaltet werden.

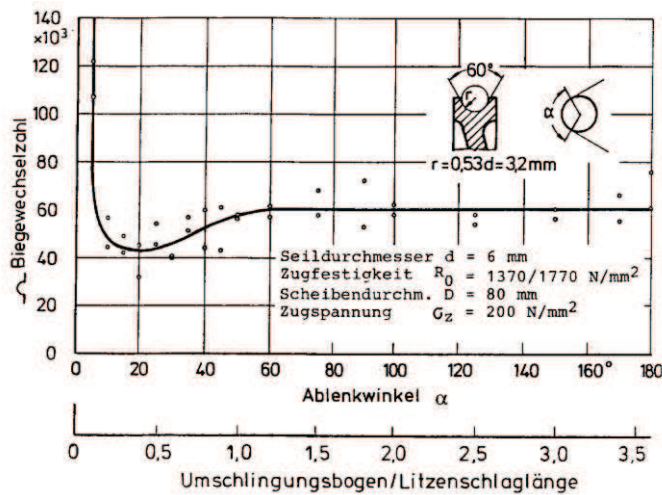


Abb. 14: Biegewechselzahl eines Drahtseils in Abhängigkeit des Ablenkwinkels [Mül-66]

2.2.3.2.3 Relative Seilpressung

Ein weiterer sich auf die Belastung der Seilscheibe auswirkender und bei der Dimensionierung zu berücksichtigender Effekt ist die Seilpressung quer zur Rille, die sich nach Häberle [Häb-95] wie folgt darstellt und vom Verhältnis des Seildurchmessers zum Rillenradius abhängig ist (Abb. 15).

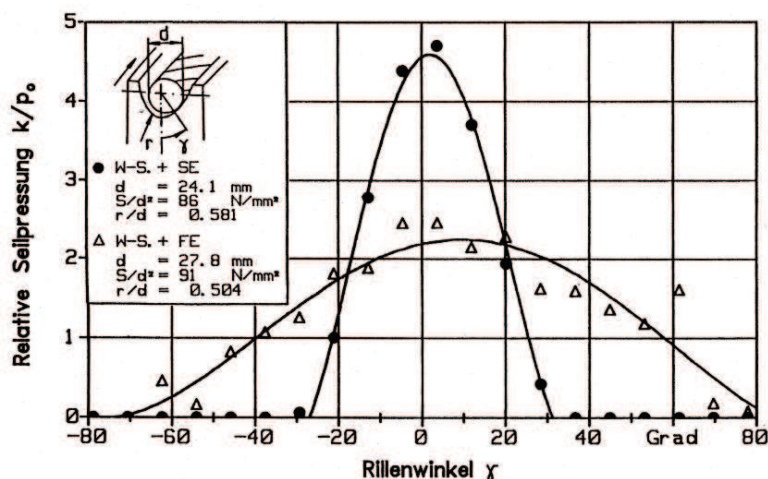


Abb. 15: Relative Seilpressung beim Auflaufen des Seiles [Häb-95]

2.2.3.2.4 Schrägzug

Aufgrund der Einbausituation der Seilscheibe in den Seiltrieb (Verwendung von Seiltrommeln oder des Flaschenzugprinzips) ist es oftmals nicht vermeidbar, dass das Seil schräg auf die Seilscheibe aufläuft. Dadurch entstehen weitere Kräfte (Querkräfte) quer zur Bewegungsrichtung des Seils auf die Seilscheibe (Abb. 16). Dies hat zur Folge, dass zum einen die Seillebensdauer (Anzahl an Biegewechseln) drastisch reduziert wird und zum anderen die Rillenflanke der Seilscheibe belastet wird und somit eine Querkraft auf die Seilscheibe entsteht [Sch-05].

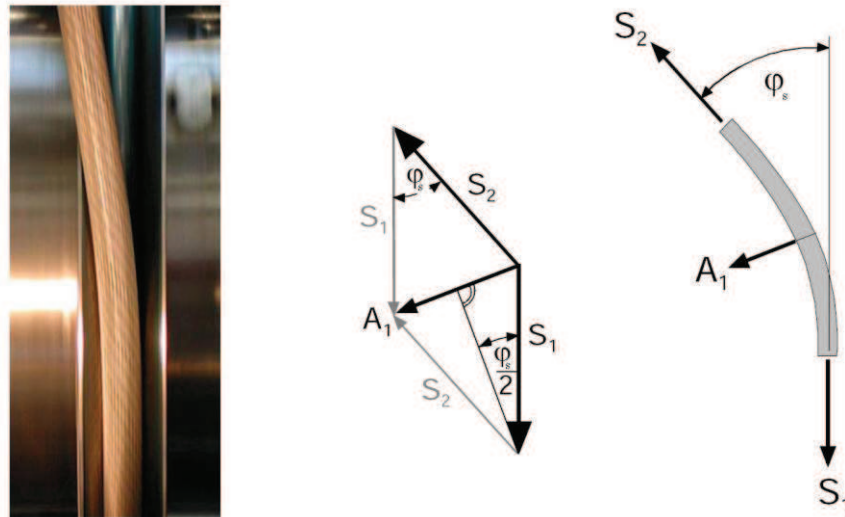


Abb. 16: Schrägzug des Seils beim Auflauf auf die Seilscheibe [Sch-05]

Schönherr [Sch-05] untersuchte die Thematik der seitlichen Ablenkung von laufenden Stahlseilen und speziell die Auswirkungen auf die Seillebensdauer.

Die theoretische Berechnung der Kräfte bzgl. der physikalischen Vorgänge an der Rillenflanke bei der seitlichen Ablenkung von laufenden Seilen ergibt für die Ablenkkraft A_1 mit dem aufgespannten Kräfteparallelogramm (Abb. 16):

$$A_1 = 2 \cdot S \cdot \sin \frac{\varphi_s}{2} \quad (2.31)$$

Bzw. für kleine Seilablenkwinkel ($\varphi_s < 10^\circ$) gilt mit sehr guter Näherung:

$$A_1 \approx S \cdot \varphi_s \quad (2.32)$$

Diese Berechnungsmethode basiert auf einem Kräfteparallelogramm und vernachlässigt die Biegesteifigkeit des Seils.

Schönherr untersuchte exemplarisch 6 Versuchsseile auf den Einfluss des seitlichen Ablenkwinkels auf die Seillebensdauer (Abb. 17). Neben dem erwarteten Einfluss des Schrägzugwinkels konnten zusätzliche, bisher nicht bekannte, Einflüsse ermittelt und geklärt werden. Die ausgewerteten Dauerbiegeversuche zeigen, dass diese lebensdauerreduzierenden

den Einflüsse bei Schrägzug auch vom D/d -Verhältnis und von seilspezifischen Einflüssen (z. B. Seilkonstruktion und Biegesteifigkeit) abhängig sind.

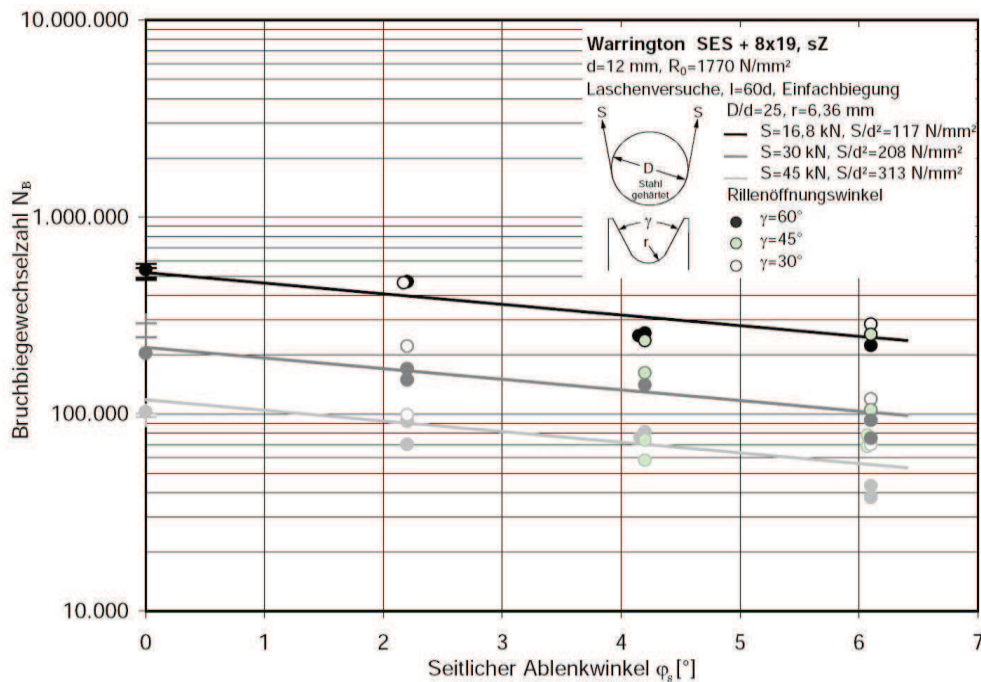


Abb. 17: Bruchbiegewechselzahl über dem Schrägzugwinkel [Sch-05]

Dies bestätigt die Vermutung, dass bei der seitlichen Ablenkung des Seils (welche auch einem Biegevorgang entspricht) beim Auflauf auf die Seilscheibe die gleichen physikalischen Vorgänge im Seil stattfinden, die auch eine Erhöhung der Anpresskraft beim Seilauf- und -ablauf verursachen und somit eine Schädigung des Seils bzw. eine höhere Belastung der Seilscheibe hervorrufen.

2.3 Numerische Berechnungsverfahren

Zur Lösung von aufwendigen Berechnungen werden numerische Berechnungsverfahren eingesetzt, die die Berechnung mit Hilfe von Computern ermöglichen. Dabei werden prinzipiell zwei Typen unterschieden. Die erste Methode ist die „direkte Methode“. Diese berechnet nach endlicher Rechenzeit bei sehr hoher Rechengenauigkeit die exakte Lösung eines Problems. Dies ist beispielsweise die Lösung eines linearen Gleichungssystems. Die zweite Methode basiert auf Näherungslösungen, die nur Approximationen liefern. Dies ist beispielsweise beim Lösen von nichtlinearen Gleichungen bzw. Gleichungssystemen mit Hilfe des „Newton-Verfahrens“ (zur iterativen Berechnung von Nullstellen einer Funktion) der Fall.

In der vorliegenden Forschungsarbeit werden zwei Berechnungsverfahren verwendet, die auf numerischen Methoden basieren. Dies ist notwendig, da in der vorliegenden Forschungsarbeit zum einen die innere Beanspruchung (Spannungen, Verformungen) in der Seilscheibe und zum anderen die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe ermittelt werden. Die innere Beanspruchung von Seilscheiben wird mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode ermittelt (Begründung siehe Kap. 2.3.1). Die Berechnung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe wird mit Hilfe der Mehrkörpersimulation durchgeführt (Begründung siehe Kap. 2.3.2).

2.3.1 Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode ist ein weit verbreitetes modernes Berechnungsverfahren, das sich im Ingenieurwesen zur Berechnung und Beurteilung von Bauteilbeanspruchungen durchgesetzt hat.

Die zu berechnenden Bauteile werden dabei zunächst in eine endliche Anzahl an kleinen (finiten) Elementen zerlegt, in denen Ansatzfunktionen (z. B. lokale Ritz-Ansätze je Element) definiert werden. Zusammen mit den Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen (z. B. Kräfte, Lagerungen etc.) wird die Ansatzfunktion in die zu lösende Differentialgleichung eingesetzt. Man erhält ein Gleichungssystem, dessen Größe maßgeblich von der Anzahl der finiten Elemente abhängig ist. Dieses Gleichungssystem wird in der Regel numerisch gelöst und liefert so die Werte für die Beanspruchung (Spannungen und Verformungen) von Bauteilen [Mül-02].

2.3.1.1 Stahldrahtseile

Eine exakte analytische Berechnung von Spannungen in Seilen ist durch die komplexe Geometrie der Seile, die geometrische Nichtlinearität, das elastisch-plastische Werkstoffverhalten und die Kontaktverhältnisse sowohl innerhalb des Seils als auch zwischen Seil und Seilscheibe bei laufenden Seilen nur mit weitgehenden Idealisierungen und Einschränkungen möglich [Zie-06].

Deshalb werden in den letzten 10 Jahren zunehmend FEM-Berechnungen von Seilen durchgeführt, die zum einen die Beanspruchung des Seils aber auch die Beanspruchung der einzelnen Drähte im Seil und deren Kontakt mit anderen Drähten ermitteln. Da die FEM-Berechnung von Seilen mit großem modellierungs- und rechentechnischem Aufwand verbunden ist, kann erst seit den letzten Jahren eine numerische Berechnung sinnvoll mit der vorhandenen Rechenleistung moderner Computer durchgeführt werden. Allerdings lässt auch diese momentan nur eine Berechnung von Teilbereichen der Seile (eine oder wenige Schlaglängen) zu.

Ziegler ermittelte für die Spiralseile 1x19 und 1x37 nach [DIN EN 12385-2] die Zugschwellbeanspruchung bei stehenden Seilen (Abb. 18) [Zie-06, Weh-03, Weh-04, Weh-07]. Eine kombinierte Zug- und Biegebelastung konnte aufgrund des Rechenaufwands nicht durchgeführt werden [Zie-06].

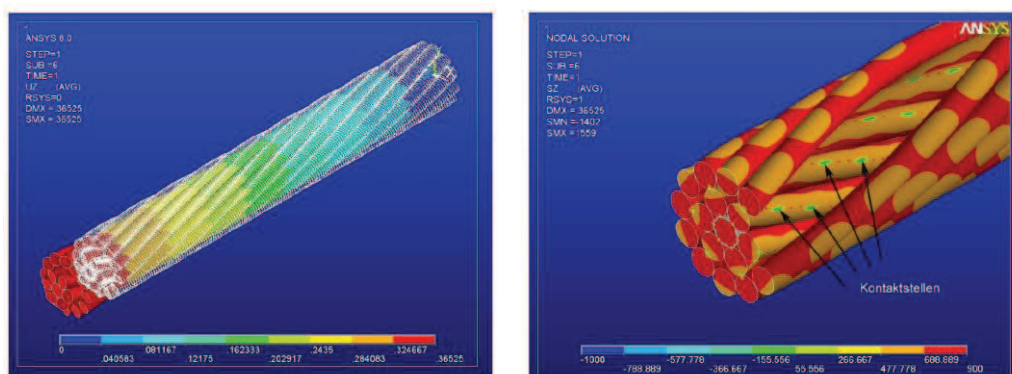


Abb. 18: (links) FEM-Modell eines 1x19 Spiralseils unter Zugbeanspruchung; (rechts) Spannungen in Seillängsrichtung [Zie-06]

Ferner ist es bis jetzt noch nicht möglich Rundlitzenseile, die über Seilscheiben laufen, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode zu berechnen [Zie-06]. Somit wird momentan eine FEM-Berechnung von Seilen nur statisch durchgeführt.

Aufgrund der hohen Anzahl an kleinen Elementen bei FEM-Berechnungen, die für eine gute und realitätsnahe Lösung notwendig sind, ist eine sehr hohe Anzahl an Freiheitsgraden durch die hohe Anzahl an Knoten vorhanden. Dies führt zu langen Rechenzeiten. Zur Reduzierung der Rechenzeit wurde von Usabiaga und Durville eine Methode entwickelt, die die einzelnen Drähte nicht aus einer Netzstruktur aufbaut, sondern diese durch sogenannte Beam-Elemente ersetzt. Diese Beam-Elemente (vgl. Kap. 5.1.1) haben nur 9 Freiheitsgrade im Vergleich zu einer deutlich höheren Anzahl bei einer Netzstruktur der Drähte. Dadurch kann die Rechenzeit deutlich verringert werden, ohne dabei die Qualität der Ergebnisse wesentlich zu verschlechtern [Usa-06, Usa-08a, Usa-08b, Usa-09]. Trotzdem ist auch hier nur eine statische Berechnung der Seile möglich.

2.3.1.2 Seilscheiben

Die FEM-Berechnung von Seilscheiben stellt eine ingenieurmäßige Aufgabe dar, die auch zunehmend zur Berechnung der Beanspruchung (Spannungen und Verformungen) von Seilscheiben verwendet wird. Aufgrund der fehlenden Erkenntnisse bzgl. der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe werden häufig nur stark vereinfachte Annahmen für die Berechnung getroffen. Beispielsweise wird nur eine konstante längenbezogene Anpresskraft berücksichtigt und weitere Einflussfaktoren, wie Schrägzug und Kräfte aus der Dynamik (bei An- und Abfahrvorgängen) bleiben unberücksichtigt [Erh-09, Vor-09s, Vor-09b].

Diese Einflussfaktoren bleiben unberücksichtigt, da bisher bei der FEM-Berechnung kein Lauf eines Seils über eine Seilscheibe simuliert und berechnet werden kann und somit diese Kräfte auch nicht bekannt sind. Deshalb wird bei der FEM-Berechnung von Seilscheiben die Seilscheibe nur ohne Seil betrachtet.

2.3.2 Mehrkörpersimulation

Mehrkörpersysteme (MKS) stellen mechanische Ersatzmodelle dar, die aus einer endlichen Anzahl starrer und/oder elastischer Körper bestehen, die durch masselose Koppellemente (Feder, Dämpfer, Kontakte) und/oder Bindungselemente (Gelenke, Lager, Führungen) untereinander oder mit der Umgebung verbunden werden. Durch das Lösen der Bewegungsgleichungen kann das dynamische Verhalten, sowie die entstehenden Belastungen (Kräfte, Momente etc.) des Ersatzmodells berechnet werden.

Mehrkörpersysteme werden unterschieden in:

- starr (Elemente sind nicht verformbar)
- elastisch (Elemente können sich entsprechend den Materialeigenschaften E-Modul und Dämpfungswert verformen)
- hybrid (System beinhaltet starre und elastische Elemente)
- diskret (Verwendung von elastischen Koppellementen zwischen einzelnen starren Elementen)

Der allgemeine Berechnungsablauf einer MKS-Simulation ist in der Abbildung (Abb. 19) dargestellt. Zunächst wird das reale zu untersuchende System bzgl. Geometrie, Materialdaten und Funktion analysiert. Aus dieser Analyse wird ein mechanisches Ersatzmodell mit den genannten Elementen entwickelt und eine Berechnung durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse werden im Allgemeinen (sofern dies möglich ist) mit experimentellen Messdaten verglichen, um sicherzustellen, dass das erstellte Ersatzmodell realitätsnahe Ergebnisse liefert, bzw. um das Ersatzmodell so lange mit entsprechenden Modellverfeinerungen erweitern zu können, bis es die gewünschten Ergebnisse liefert. Mit dem kalibrierten MKS-Modell können anschließend System-Untersuchungen durch Variation unterschiedlicher Parameter (z. B. Kräfte, Geschwindigkeiten etc.) durchgeführt werden und so das dynamische Verhalten im Modell bereits beurteilt werden.

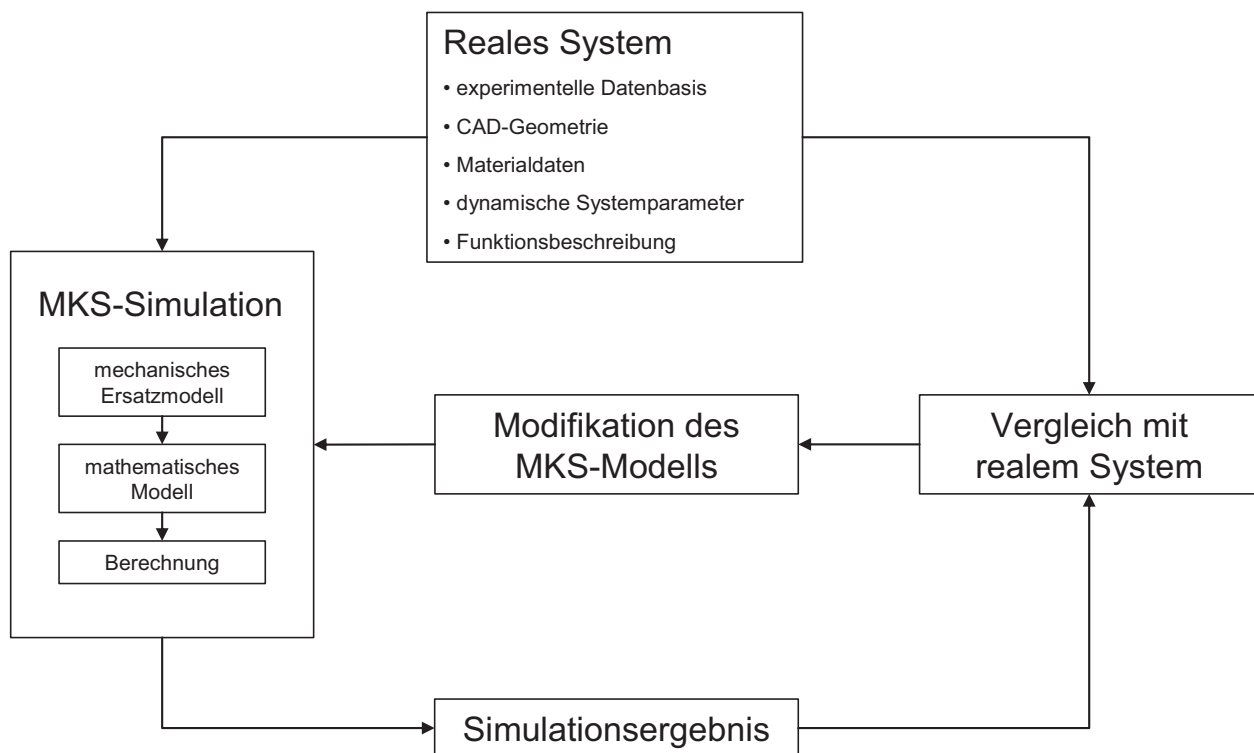


Abb. 19: Berechnungsablauf einer MKS-Simulation

Bisher sind (trotz intensiver Recherchen) keine Ersatzmodelle in Form von Mehrkörpersystemen bekannt, die den Lauf eines Seils über eine Seilscheibe abbilden und so die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe ermitteln können.

2.4 Zusammenfassung – Stand der Forschung

Bei der Berechnung des Belastungszustandes von Seilscheiben wurde bisher von einer konstanten längenbezogenen Anpresskraft auf die Seilscheibe ausgegangen. Beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe tritt allerdings (entsprechend Kap. 2.2.3.2) bei Seilauf- und -ablauf eine Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft auf, die nach dem momentanen Stand der Forschung um das bis zu 4-fache größer sein kann als die mittlere Anpresskraft [Hüb-95]. Dieser Effekt konnte durch unterschiedliche experimentelle Arbeiten [Mol-82, Wie-82, Hüb-95] nachgewiesen werden und nimmt entscheidenden Einfluss auf die Belastung der Seilscheibe.

Dies erschwert beispielsweise die Dimensionierung von Seilscheiben mit Speichenkonstruktion, da die Einleitung der Kraft in die Speichen von der Kraftverteilung auf der Seilscheibe abhängig ist.

Beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe treten weitere physikalische Effekte auf, die sich sowohl auf die Belastungssituation der Seilscheibe als auch auf die Seillebensdauer negativ auswirken. Dies sind Einflüsse, die aus der Einbausituation der Seilscheibe (z. B. Schrägzug, Ablenkwinkel) [Sch-05], aus dynamischen Vorgängen (z. B. Beschleunigungskräfte) [Vor-09b] und aus der Geometrie der Seilscheibe (z. B. Rillenform, Werkstoff) [Eil-74a] resultieren und bisher in den Auslegungsformeln nicht berücksichtigt werden.

Ferner konnte bisher nicht für alle Seiltypen (nur für die gebräuchlichsten Seilkonstruktionen) und Belastungsarten eine allgemein gültige Aussage über die Größe der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft und des Seilablenkwinkels, die Einflüsse durch unterschiedliche Umschlingungswinkel, die relative Seilpressung sowie die Auswirkungen der Seileigenschaften (Biegesteifigkeit) getroffen werden.

Es fehlt somit ein Berechnungsverfahren, das die Einflüsse durch

- das Seil (Seileigenschaften),
- die Seilscheibe (Gestalt) und
- die Umgebungsbedingungen (Beschleunigungen, Lastkollektive, Schrägzug etc.)

beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe gleichzeitig berücksichtigt und den resultierenden Belastungszustand der Seilscheibe beschreibt.

Die in der Literatur vorhandenen Berechnungsverfahren gehen von vielen Vereinfachungen (konstante längenbezogene Anpresskraft, keine Einflüsse durch Schrägzug und Dynamik etc.) aus und es kamen lediglich Stabwerk-Rechenprogramme [Kre-70] zum Einsatz. Moderne numerische Verfahren wie Mehrkörpersimulationen und Finite-Elemente-Berechnungen wurden bisher nur mit den beschriebenen vereinfachten Lastannahmen verwendet [Usa-09]. Ein analytisches Berechnungsverfahren, das alle aufgezeigten Effekte berücksichtigt, ist nicht bekannt.

3 Datenbasis

In der vorliegenden Forschungsarbeit wird mit Hilfe der Mehrkörpersimulation ein Ersatzmodell des Laufs eines Seils über eine Seilscheibe entwickelt (vgl. Kap. 5). Da es sich um ein Ersatzmodell für ein Drahtseil handelt, bei dem das Seil geometrisch vereinfacht modelliert wird, muss dieses Modell mit vorhandenen Messdaten kalibriert werden. Dazu werden im Folgenden vorhandene Messdaten aufbereitet und eine Datenbasis erstellt. Diese wird zudem benötigt, um das Finite-Elemente-Modell (vgl. Kap. 6) zur Ermittlung der inneren Beanspruchung der Seilscheibe entwickeln zu können. Dies erfolgt durch Vergleich der Simulationsergebnisse mit den vorhandenen Messdaten.

Somit dient die Datenbasis zur Kalibrierung und Entwicklung der numerischen Simulationen und auch des analytischen Berechnungsverfahrens.

Im Folgenden werden vorhandene Messwerte des Verlaufs der längenbezogenen Anpresskraft und der entsprechenden Auf- und Ablaufwinkel ausgewählt und für die Kalibrierung aufbereitet (Kap. 3.1).

Die Messwerte des Verlaufs der längenbezogenen Anpresskraft und der entsprechenden Auf- und Ablaufwinkel werden der Forschungsarbeit von Häberle [Häb-95] entnommen, der umfangreiche Messreihen durchgeführt hat. Zur Gewährleistung der Allgemeingültigkeit der zu entwickelnden neuen Erkenntnisse werden aus den experimentell vorhandenen Messdaten von Häberle die gebräuchlichen und grundlegenden Seilkonstruktionen ausgewählt, die sich nach wie vor im Einsatz von Seiltrieben zum Lauf über Seilscheiben befinden (vgl. Kap. 3.1.1). Spezial- oder Sonderseilkonstruktionen, die in Sondereinsatzgebieten in Seiltrieben eingesetzt werden, können im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit aufgrund des Umfangs und der fehlenden Datenbasis nicht betrachtet werden.

Die Messwerte der Beanspruchung von Seilscheiben werden durch eigene Messreihen aufgenommen (Kap. 3.2), so dass eine umfangreiche experimentell ermittelte Datenbasis vorhanden ist.

3.1 Auswahl und Auswertung vorhandener Messergebnisse

Im Folgenden werden aus den vorhandenen im Laborversuch ermittelten Messwerten (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft und entsprechender Auf- und Ablaufwinkel) exemplarische Messreihen für unterschiedliche Situationen von Seilscheibenbelastungen ausgewählt. Dabei werden schwerpunktmäßig die in der Praxis häufig auftretende Fälle (D/d -Verhältnisse, durchmesserbezogene Seilzugkräfte S/d^2 etc.) verwendet. Es werden auch zur Gewährleistung der Allgemeingültigkeit der zu entwickelnden Erkenntnisse extreme Randbedingungen (sehr kleine und große durchmesserbezogene Seilzugkräfte S/d^2) betrachtet. So wird sichergestellt, dass ein großer Bereich der theoretisch möglichen Einsatzfälle großer Seilscheiben in dem numerischen Modell und analytischen Berechnungsverfahren nachgebildet werden.

Es werden schwerpunktmäßig folgende Parameter berücksichtigt:

- Seilart, -konstruktion
- Seilscheibendurchmesser (D/d-Verhältnis)
- Seilzugkräfte (bzw. S/d^2)
- Ablenkwinkel

3.1.1 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft

Als maßgebliche Grundlage der Forschungsarbeit dienen die von Häberle durchgeführten Messungen des Verlaufs der längenbezogenen Anpresskraft (inkl. den Überhöhungen am Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe) und der entsprechende Auf- und Ablaufwinkel (Umschlingungswinkel) von unterschiedlichen Seilen und Seilzugkräften beim Lauf über eine Seilscheibe [Häb-95].

Alle Messungen (insgesamt 132 Messreihen) wurden von Häberle an derselben Seilscheibe mit einem Durchmesser von 671mm und einem Rillenradius von 14mm durchgeführt. Als Seile wurden Warrington-Seale- und Seale-Seilkonstruktionen mit Durchmessern von 11,9mm bis 27,8mm mit Stahl- oder Fasereinlage verwendet, die mit unterschiedlichen Seilzugkräften (von 5kN bis 100kN) beaufschlagt wurden.

Die vorliegenden Messwerte (Abb. 20) dienen als Datenbasis, um das numerische Modell zur Bestimmung der längenbezogenen Anpresskraft zu kalibrieren.

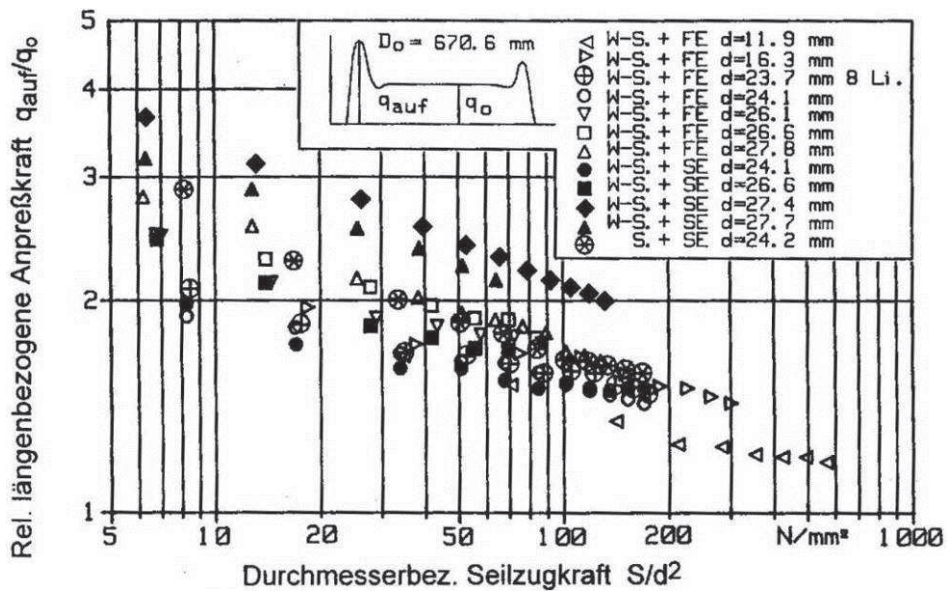


Abb. 20: Relative längenbezogene Anpresskraft [Häb-95]

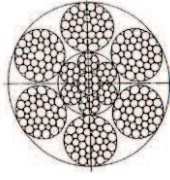
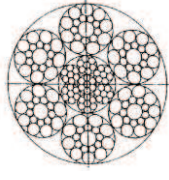
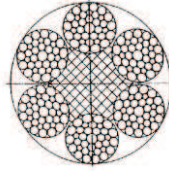
Zur Erstellung und Kalibrierung des numerischen Modells werden exemplarisch nach den genannten allgemeingültigen Gesichtspunkten (s. o.) folgende Seilkonstruktionen ausgewählt:

- Warrington-Seale mit Stahleinlage (W-S + SE 6x36; $d=27,4\text{mm}$)
- Seale mit Stahleinlage (S + SE 6x19; $d=24,2\text{mm}$)
- Warrington-Seale mit Fasereinlage (W-S + FE 6x36; $d=11,9\text{mm}$)

Die Seile Warrington-Seale und Seale jeweils mit Stahleinlage werden verwendet, da sie aus den vorhandenen Messwerten am besten das übliche Verhältnis zwischen Rillenradius und Seildurchmesser von 0,53 wiedergeben. Für große durchmesserbezogenen Seilkräfte (S/d^2) wird das Seil Warrington-Seale mit Fasereinlage verwendet.

Bei allen Messreihen von Häberle wird aufgrund der geometrischen Verhältnisse am Prüfstand ein Ablenkwinkel von ca. 153° verwendet.

In der folgenden Tabelle (Tab. 1) sind für die ausgewählten Seilkonstruktionen die entsprechenden Seildaten dargestellt.

Seilkonstruktion	W-S + SE 6x36	S + SE 6x19	W-S + FE 6x36
Seilnennendurchmesser d [mm]	27,4	24,2	11,9
Bild			
Schlagart	sZ	sZ	sZ
Drahtnennfestigkeit R_r [N/mm ²]	2058	1961	1951
Seilscheibendurchmesser D [mm]	698	694,8	682,5
Durchmesser Verhältnis Seilscheibe zu Seil D/d [-]	25,5	28,7	57,4
Füllungsgrad f [-] [L48]	0,58	0,5684	0,5
Durchschnittlicher Drahtdurchmesser δ_d [mm]	1,47	1,7478	0,5733
Wirklicher metallischer Querschnitt A_{wm} [mm ²]	366,95	273,5	55,76
Metallischer Seilquerschnitt A_m [mm ²]	342,0	261,4	55,6
Verhältnis Rillenradius zu Seilnennendurchmesser [-]	0,51	0,58	1,18

Tab. 1: Seildaten [Hüb-95]

Die folgende Tabelle (Tab. 2) enthält die ausgewählten Messergebnisse sowie einige weitere Seildaten, die auf die jeweilige Seilzugkraft bezogen sind. Es werden exemplarisch 5 Seilkräfte von 10.000N bis 100.000N betrachtet. Der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 wird mit Formel (2.29) berechnet. Aus den Messergebnissen von Häberle (Abb. 20) wird das Verhältnis zwischen der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft und dem konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft (q_{auf}/q_0) ermittelt und so die Überhöhung q_{auf} berechnet. Die Seilzugspannung errechnet sich aus der Seilkraft bezogen auf den metallischen Seilquerschnitt. Der E-Modul entspricht dem Sekanten-E-Modul und wird über eine Berechnungsmethode nach Feyrer bestimmt [Fey-07].

Der Schubmodul G_s wird nach folgender Formel (3.33) berechnet [Fey-00]:

$$G_s = \frac{E}{2,6} \quad (3.33)$$

	S [kN]	S/d ² [N/mm ²]	q ₀ [N/mm]	q _{auf} /q ₀ [-]	q _{auf} [N/mm]	σ _{Zug} [N/mm ²]	E [N/mm ²]	G _s [N/mm ²]	ψ _{auf} [°]
W-S + SE 6x36	10	13,3	28,7	3,12	89,4	29,24	67.000	25.769	5,3
	30	40,0	86,0	2,51	215,8	87,72	90.000	34.615	3,9
	50	66,6	143,3	2,3	329,5	146,20	104.000	40.000	3,4
	70	93,2	200,6	2,12	425,2	204,68	114.000	43.846	-
	100	133,2	286,5	2	573,1	292,40	123.000	47.308	-
S + SE 6x19	10	17,1	28,8	2,25	64,8	38,25	75.000	28.846	4,2
	30	51,2	86,4	1,87	161,5	114,75	101.000	38.846	2,8
	50	85,4	143,9	1,71	246,1	191,25	116.000	44.615	-
	70	119,5	201,5	1,645	331,5	267,75	125.000	48.077	-
	100	170,8	287,9	1,585	456,2	382,49	133.000	51.154	-
W-S + FE 6x36	10	70,6	29,3	1,52	44,5	179,82	92.000	35.385	-
	30	211,8	87,9	1,255	110,3	539,47	119.000	45.769	-
	50	353,1	146,5	1,22	178,8	899,12	127.000	48.846	-
	70	494,3	205,1	1,205	247,2	1258,76	130.000	50.000	-

Tab. 2: Messergebnisse und Seildaten für die ausgewählten Messreihen [Hüb-95]

3.1.2 Auf- und Ablaufwinkel

Aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils läuft das Seil später auf die Seilscheibe auf und früher wieder ab, als es der Ablenkwinkel (vgl. Abb. 43) vorgibt. Dadurch ist der Umschlingungswinkel (Kontaktwinkel zwischen Seil und Seilscheibe) stets kleiner als der Ablenkwinkel (Abb. 21 rechts oben). Dieser Effekt wurde durch Häberle [Hüb-95] mit Hilfe zahlreicher Messreihen für unterschiedliche Seilkonstruktionen mit unterschiedlichen durchmesserbezogenen Seilzugkräften nachgewiesen (Abb. 21 Diagramm Datenwerte). Bei kleinen durchmesserbezogenen Seilzugkräften treten verhältnismäßig große Auf- und Ablaufwinkel von bis zu 7° (Abb. 21 ma-

ximaler Messwert) auf. Diese werden mit größer werdender durchmesserbezogener Seilzugkraft kleiner. Die in der folgenden Abbildung (Abb. 21) dargestellten Messwerte dienen als Datenbasis zur Kalibrierung des numerischen Seilmodells (Kap. 5). Für die beiden gewählten Seile W-S + SE und S + SE können die Werte für den Auflaufwinkel der jeweiligen Seile und Seilzugkräfte der Tabelle (Tab. 2) entnommen werden.

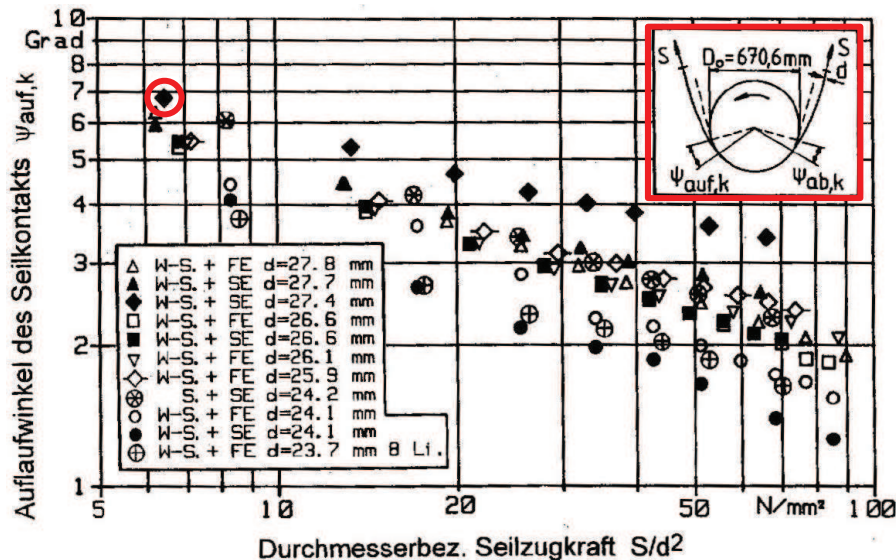


Abb. 21: Auflaufwinkel des Seilkontakts in Abhängigkeit der durchmesserbezogenen Seilzugkraft [Hüb-95]

3.2 Experimentelle Feldversuche

Zur Erweiterung der vorhandenen Datenbasis der Messreihen von Häberle [Hüb-95] (s.o.), die die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe beschreiben, werden weitere experimentelle Messreihen zur Bestimmung der inneren Beanspruchung (Spannungen und Verformungen) von Seilscheiben, die bisher nicht verfügbar waren, durch eigene Messreihen an Seilscheiben eines Schiffshebewerks (SHW) verwendet.

Dabei werden Referenzmessungen bei Rotation der Seilscheibe im unbelasteten Zustand (nur Verformungen aufgrund der Eigenmasse) sowie Messfahrten unter Volllast bei konstanter Fahrt (1,27U/min - quasi statische Belastung) und auch bei Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen ausgewertet.

Die Messwerte liefern Erkenntnisse bzgl. des Verlaufs der Dehnungen an realen Speichen-Seilscheiben (Doppelseilscheiben) bei einer Rotation um 360°. Über die Dehnungen werden die Spannungen in der Seilscheibe bestimmt. Diese Messreihe dient zur Validierung der entwickelten Methode zur Ermittlung der inneren Beanspruchung von Seilscheiben mit Hilfe der FE-Berechnung (vgl. Kap. 6).

3.2.1 Schiffshebewerk

Das betrachtete Schiffshebewerk verwendet zwei voneinander unabhängig arbeitende Tröge mit Nutzflächen von jeweils 12m Breite, 100m Länge und 3,38m Wassertiefe (Abb. 22).



Abb. 22: (links) Schiffshebewerk; (rechts) Doppelseilscheiben im SHW

Das enorme Gewicht des bei einem Fördervorgang zu hebenden mit Wasser gefüllten Troges und der ausgleichenden Gegengewichte von jeweils etwa 6.000t macht es erforderlich, dass jeder Trog an 240 je 54mm dicken Stahlseilen aufgehängt wird. In den obersten Stockwerken der jedem Trog zugeordneten 4 Führungstürme werden die Seile über insgesamt 120 Doppelseilscheiben umgelenkt (Abb. 22 rechts; Abb. 23). Die Seile sind an einem Seilende mit den Stützrahmen der Tröge und am anderen Seilende paarweise gelenkig gelagert mit den Gegengewichten aus Schwerbeton verbunden. Der Trogantrieb aus 4 Drehstrommotoren mit jeweils 160kW Leistung ermöglicht ein Heben bzw. Senken des Troges über Getriebe und Zahnstangen um 38m innerhalb von 3 Minuten.

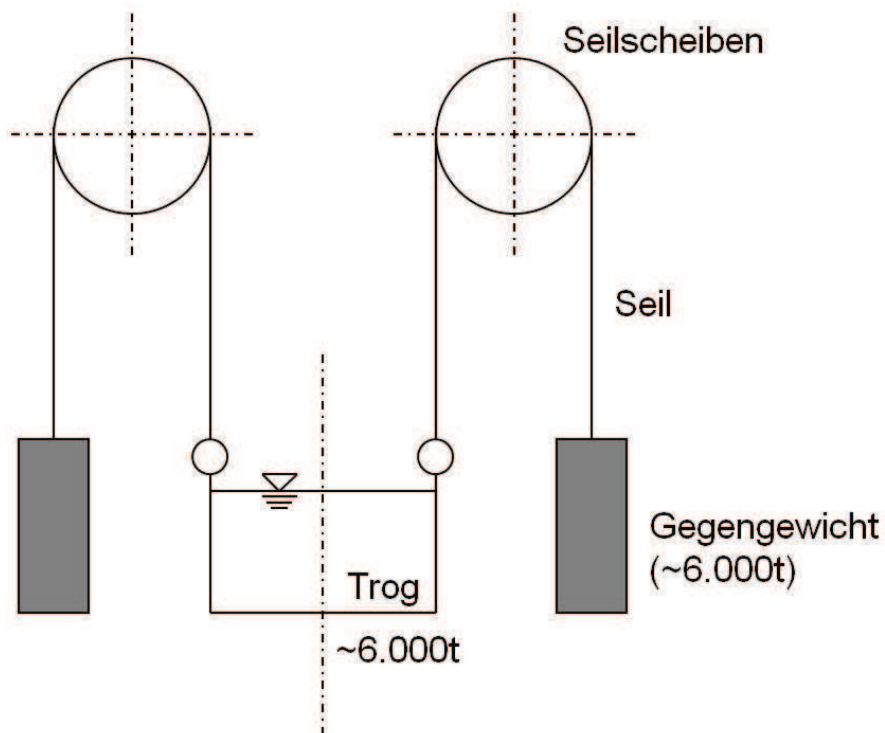
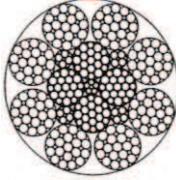


Abb. 23: Prinzipskizze Schiffshebewerk

3.2.2 Seil- und Seilscheibendaten

Zum Halten des Troges werden Stahlseile mit der Seilkonstruktion Filler 8x19 PWRC verwendet. Die Seildaten können der folgenden Tabelle (Tab. 3) entnommen werden.

Seilkonstruktion	Filler + PWRC 8x19
Seilnenndurchmesser d [mm]	54
Bild	
Schlagart	zZ bzw. sS
Drahtnennfestigkeit R_r [N/mm ²]	1570
Seilscheibendurchmesser D [mm]	3400
Durchmesserverhältnis Seilscheibe zu Seil D/d [-]	63
Gewichtskraft Seil N/m	112
Füllungsgrad f [-] [L48]	0,5874
Metallischer Seilquerschnitt A_m [mm ²]	1345,28
Verhältnis Rillenradius zu Seilnenndurchmesser [-]	0,53

Tab. 3: Seildaten Filler + PWRC 8 x 19

Aufgrund der wirkenden Seilzugkraft von 290,2kN ergeben sich die entsprechenden Seildaten, die von der Seilzugkraft abhängig sind, gemäß der folgenden Tabelle (Tab. 4).

S [kN]	S/d ² [N/mm ²]	q ₀ [N/mm]	σ _{Zug} [N/mm ²]	E [N/mm ²]	G _s [N/mm ²]
290,2	99,5	170,71	215,72	111.000	42.692

Tab. 4: Seildaten (Filler + PWRC 8 x 19) für die Seilkraft S=290,2kN

Die Doppelseilscheiben des Schiffshebewerks bestehen aus zwei Seilkränzen (S355JO), die über acht Peiner (Speichen in Form von IPEo-330 Trägern; S235JR) mit der Nabe (C22) verbunden sind. Die Peiner sind über Knotenbleche (S235JR) mit den Seilkränzen verschweißt und mit den Nabhälften (S235JR) durch eine GV-Schraubverbindung verbunden (Abb. 24 und Anhang 11.2).

3.2.3 Versuchsbeschreibung

Zur Ermittlung der im Praxiseinsatz durch die Seilkraft und Rotation der Seilscheibe entstehenden Verformungen der Seilscheibe werden Dehnungsmessstreifen (DMS) an vier unterschiedlichen Stellen auf einem Peiner der Doppelseilscheibe angebracht (Abb. 24). Dadurch kann bei einer Drehung der Seilscheibe um 360° zusätzlich zu den Zug- und Druckspannungen auch die Biegespannung in den Speichen ermittelt werden.

Zur Aufnahme der Messwerte werden vier Messbrücken verwendet, die jeweils in Form einer DMS-Halbbrückenschaltung mit Temperaturkompensation aufgebaut sind. Die Integration der Temperaturkompensation ist notwendig, da wegen der umfangreichen Umbaumaßnahmen zur Ermittlung der Beanspruchung sowohl der belasteten als auch unbelasteten (ohne aufgelegtes Seil) Seilscheibe die Messungen nicht am gleichen Tag erfolgen können. Die „innere“ Messbrücke (Messstelle 1 und 4) hat einen Abstand von 195mm und die „äußere“ Messbrücke (Messstelle 2 und 3) einen Abstand von 595mm zur Blechscheibe (Abb. 24).

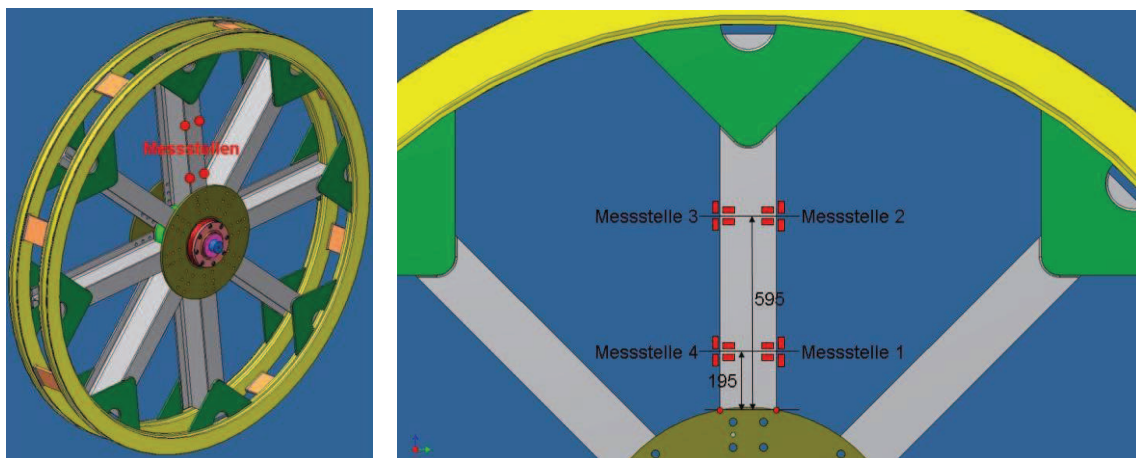


Abb. 24: Messstellen auf den Doppelseilscheiben

Jede Messstelle auf dem Peiner besteht aus 4 einzelnen linearen Standard-DMS (1 Messgitter pro DMS) mit einer Messgitterlänge von 10mm (k -Faktor $2,09 \pm 1\%$; Widerstand $350\Omega \pm 0,3\%$; Querempfindlichkeit $-0,3\%$). Die beiden zur Temperaturkompensation notwendigen DMS sind quer zur Belastungsrichtung angebracht, so dass dort unter Belastung keine Verformungen auftreten (Abb. 25).

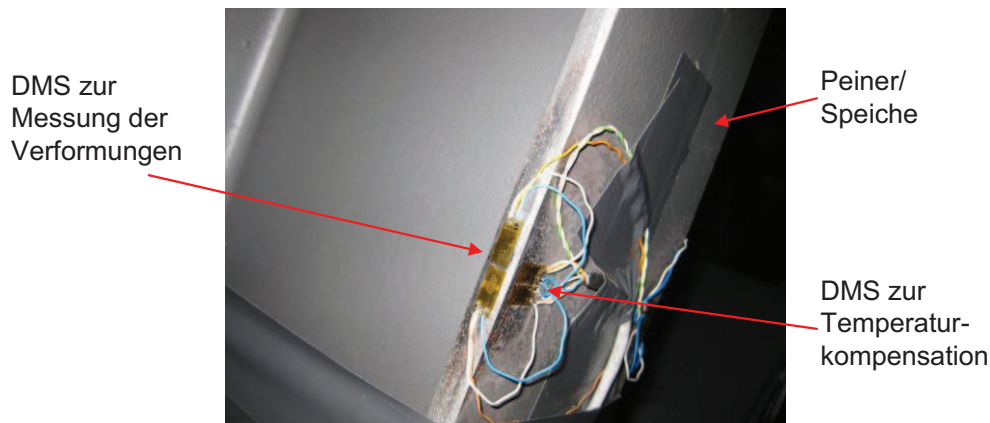


Abb. 25: Anordnung der DMS (Halbbrückenschaltung)

Der Trog wird mit einer Geschwindigkeit von $0,24\text{m/s}$ angehoben bzw. abgesenkt. Dies entspricht einer Drehzahl der Seilscheiben von $1,27\text{min}^{-1}$. Die Abtastrate der Messungen von 1.000Hz ist somit ausreichend hoch. Um die Datenmenge für die Auswertung und Visualisierung besser handhabbar zu machen, werden die Daten später auf eine Abtastrate von 100Hz reduziert, in dem ein neuer Messwert aus dem Mittelwert von zehn Messwerten (Oversampling) gebildet wird.

Um eine vollständige Rotation um 360° des Peiners mit den angebrachten Sensoren aufnehmen zu können (im stationären Zustand), ist es notwendig, dass der Peiner eine Rotation um 540° ($1,5$ Umdrehungen) durchführt. So können anschließend die aufgrund von An- und Abfahrvorgängen wirkenden Beschleunigungskräfte herausgenommen werden. Dies bedeutet für einen Messablauf, dass der Trog um ca. 15m nach oben gefahren kurz angehalten und wieder nach unten gefahren wird. Eine vollständige Fahrt des Troges (38m) lässt sich aufgrund der notwendigen Messkabelänge und Verlegung der Messkabel nicht aufnehmen.

Die Startposition des Peiners, auf dem DMS angebracht sind, ist in fast senkrechter Stellung (versuchsbedingt um ca. 5° entgegen der Bewegungsrichtung geneigt). Das Gegengewicht befindet sich dabei in der obersten Position und entsprechend der Trog in der untersten.

3.2.4 Versuchsergebnisse

Zur Validierung des analytischen Berechnungsverfahrens (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft) und des entwickelten FEM-Modells (Ermittlung der Beanspruchung der Seilscheibe) werden Messungen an der unbelasteten und der belasteten Seilscheibe im Schiffshebwerk durchgeführt.

3.2.4.1 Unbelastete Seilscheibe

Um die nur durch die Eigenlast der Seilscheibe erzeugte Verformung der Seilscheibe als Bezugswert zu erhalten, wird zunächst die Messreihe ohne aufgelegtes Seil dargestellt. Die eingebaute Seilscheibe wird dabei in 45° -Schritten um 360° manuell gedreht und erfährt nur aufgrund der Gewichtskraft eine Verformung bzw. Beanspruchung (Abb. 26).

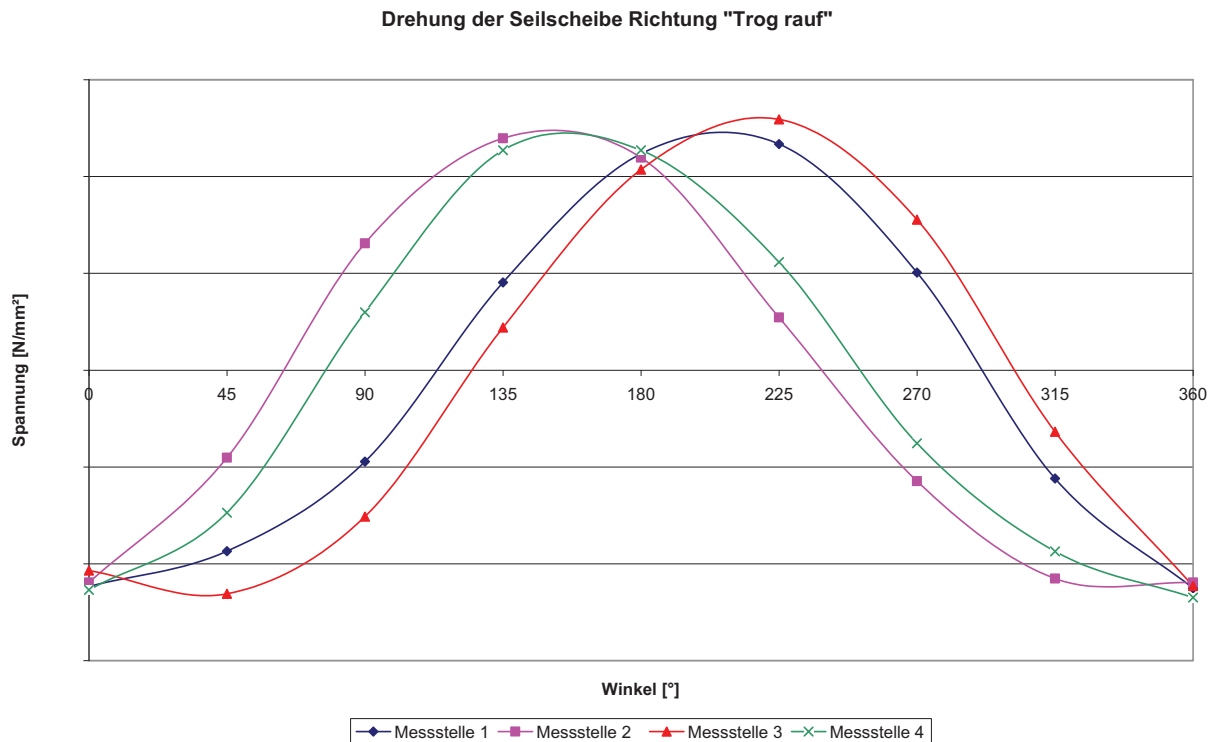


Abb. 26: Spannungen in der Seilscheibe aufgrund der Eigenlast

Da es sich bei den Messergebnissen um vertrauliche Daten des Wasser- und Schifffahrtsamts Uelzen handelt, werden die Ergebnisse in den Abbildungen (Abb. 26, Abb. 27, Abb. 69, Abb. 71, Abb. 88 und Abb. 89) dimensionslos dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei der 0° bzw. 360° Stellung der Seilscheibe (Messspeiche senkrecht) in allen Messpunkten eine nahezu gleichgroße Druckspannung vorhanden ist. Bei der Drehung der Seilscheibe um 90° in Richtung „Trog rauf“ sind in der Speiche sowohl Druck- als auch Zugspannungen vorhanden. Die Druckspannungen sind an der Messstelle 1 und 3 und die Zugspannungen sind an den Messstellen 2 und 4. Dies bedeutet, dass sich die jeweiligen gleichen Spannungsarten gegenüberliegen und damit die Speiche s-förmig verformt wird. Somit ist eine überlagerte Biegespannung in den Speichen vorhanden. Bei der Stellung der Seilscheibe von 180° sind an allen vier Messstellen nahezu gleich große Zugspannungen vorhanden.

3.2.4.2 Belastete Seilscheibe

Die Messreihen zur Bestimmung der Beanspruchung der belasteten Seilscheibe werden entsprechend der oben genannten Vorgehensweise mit aufgelegtem Seil durchgeführt. In der folgenden Abbildung (Abb. 27) ist der Verlauf der Spannungen an den Messstellen 2 und 3 bei einer Drehung der Seilscheibe um 360° dargestellt.

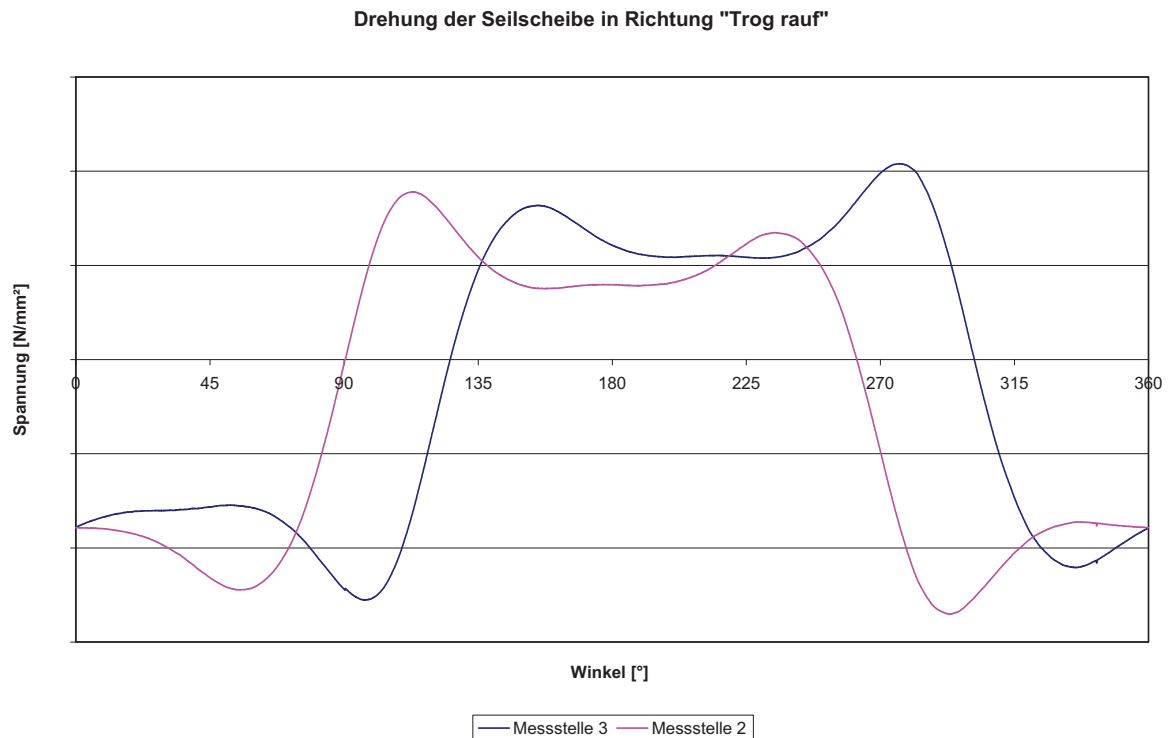


Abb. 27: Verlauf Normalspannung an 2 Messstellen auf einer Speiche

In der senkrechten Position der Messspeiche (0°- und 360°-Stellung der Seilscheibe) sind die Druckspannungen beider Messkurven identisch. Die Messstellen 2 und 3 liegen auf dem äußeren Messkreis (vgl. Abb. 24) und sind einander gegenüber angeordnet. Bei einer idealen Einbausituation wären die beiden Messkurven symmetrisch zur 180°-Achse zueinander. In der dargestellten Messkurve kommt es zu leichten Abweichungen der Symmetrie. Zu dieser geringen Messabweichung führen die folgenden Toleranzen des Messaufbaus:

- Position der DMS ist nicht exakt gegenüberliegend
- Winkelfehler bei der Positionierung der DMS
- Unebenheiten des Materials bzw. Materialfehler an den Messstellen
- Toleranzen in der Fertigung der Seilscheibe
- Einbausituation der Seilscheibe (Schrägstellung Seilscheibe bzw. Seilscheibenträger)
- Schrägzug des Seils zur Seilscheibe

Durch Mittelung der Messwerte beider Messstellen (dargestellte Unsymmetrie) wird eine sehr gute Datenbasis zur Validierung der entwickelten Berechnungsmethoden erstellt.

Ein weiterer Faktor, der zu Ungenauigkeiten führt, ist die Doppelseilscheibenkonstruktion. Die Doppelseilscheibe hat zwei Seilkränze in denen das Seil läuft. Wenn aufgrund von Fertigungstoleranzen die Seilkränze unterschiedliche Durchmesser aufweisen, so wird das eine Seil stärker als das andere Seil um die Seilscheibe gebogen. Da die Seilkraft aber aufgrund der am Seil befindlichen Massen vor und nach der Seilscheibe konstant ist, wird das eine Seil auf der Seilscheibe mehr gedehnt als das andere. Dadurch wird die Seilkraft auf der Seilscheibe (größerem Seilkranz) erhöht und es wirken größere Anpresskräfte. Ferner führt dies zu

zusätzlichen Reibkräften zwischen Seil und Seilscheibe, die eine Verdrehung der Seilscheibe zwischen den beiden Seilkränzen verursacht. Dadurch erfährt die Seilscheibe eine zusätzliche Torsionsbeanspruchung, die die Spannungen in der Seilscheibe erhöht.

Die vollständigen Messdaten der umfangreichen experimentellen Feldversuche an einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe eines Schiffshebewerks und deren Auswertungen können dem Anhang 11.1 entnommen werden.

4 Analytische Bestimmung längenbezogene Anpresskraft

Zur analytischen Bestimmung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft wird im Folgenden das entwickelte Berechnungsverfahren dargestellt. Die bisherige Berechnung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft für die vereinfachte Annahme der Biegung eines biegesteifen Bandes über eine Seilscheibe ist in Kapitel 2.2.3.1 beschrieben. Diese Berechnungsmethode wird um die Eigenmasse des Bandes sowie die Bandgeschwindigkeit erweitert.

4.1 Ersatzmodell 1 – ohne Reibungseinflüsse

Erhöhung der Zugkraft beim Umlauf auf der Seilscheibe ohne Reibung zwischen Band und Seilscheibe

Im Folgenden wird ein Band mit der Höhe h betrachtet, das um eine Seilscheibe mit dem Radius R_0 gebogen wird. Dabei erhöht sich die Zugkraft F vom Auflaufpunkt bis zum Umkehrpunkt (Mitte zwischen Auf- und Ablaufpunkt). Ferner werden die Masse G des Bandes und die Fliehkraft F_z berücksichtigt (Abb. 28).

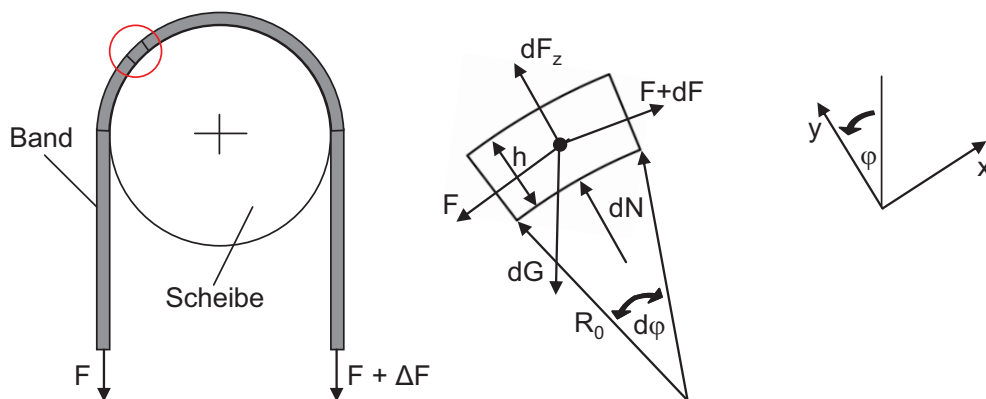


Abb. 28: Kräfte an einem Bandelement (Ersatzmodell 1)

Der mittlere Biegeradius R ergibt sich aus dem Seilscheibenradius R_0 und der Elementhöhe h zu:

$$R = R_0 + \frac{h}{2} \quad (4.34)$$

Die Gewichtskraft eines Bandelementes dG ist abhängig von der Dichte ρ , der Querschnittsfläche A_B , dem Biegeradius R und dem Winkel „ $d\varphi$ “.

$$dG = g \cdot dm = g \cdot \rho \cdot dV = g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot d\varphi \quad (4.35)$$

Die an dem Bandedelement wirkende Zentrifugalkraft ergibt sich zu:

$$dF_z = \frac{v_0^2}{R} \cdot dm = \rho \cdot A_B \cdot v_0^2 \cdot d\varphi \quad (4.36)$$

Die Summe aller Kräfte in x-Richtung ist:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow (F + dF) \cdot \cos \frac{d\varphi}{2} = F \cdot \cos \frac{d\varphi}{2} + dG \cdot \sin \varphi \quad (4.37)$$

Die Summe aller Kräfte in y-Richtung ist:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow dF_z + dN = (2F + dF) \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + dG \cdot \cos \varphi \quad (4.38)$$

Folgende Vereinfachungen können für kleine Winkel getroffen werden:

$$\cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1 \quad \text{und} \quad \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2} \quad \text{und} \quad dF \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \approx 0 \quad (4.39)$$

Aus (4.35), (4.37) und (4.39) und folgt:

$$dF = dG \cdot \sin \varphi = g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot d\varphi \cdot \sin \varphi \quad (4.40)$$

bzw.

$$\frac{dF}{d\varphi} = g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot \sin \varphi \quad (4.41)$$

Der Verlauf der Zugkraft ergibt sich somit zu:

$$F(\varphi) = F_0 - g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot \cos \varphi \quad (4.42)$$

Aus (4.35), (4.36), (4.38) und (4.39) folgt:

$$\rho \cdot A_B \cdot v_0^2 \cdot d\varphi + dN = F \cdot d\varphi + g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \quad (4.43)$$

bzw.

$$\frac{dN}{d\varphi} = F(\varphi) + \rho \cdot A_B \cdot (g \cdot R \cdot \cos \varphi - v_0^2) \quad (4.44)$$

Mit der Zugkraft aus (4.42) ergibt sich mit (4.44):

$$\frac{dN}{d\varphi} = F_0 - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2 \quad (4.45)$$

Daraus folgt für die längenbezogene Anpresskraft mit (2.27):

$$q = \frac{F_0 - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2}{R_0} \quad (4.46)$$

Die Berechnung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft wurde somit um den Einfluss der Masse des Bandes und der Bandgeschwindigkeit erweitert.

4.2 Ersatzmodell 2 – mit Reibungseinflüssen

Reibung zwischen Band und Seilscheibe ohne Erhöhung der Zugkraft

Beim Ersatzmodell 2 wird davon ausgegangen, dass die notwendige Zugkrafteerhöhung im Band vollständig von der Reibkraft aufgenommen wird. Somit bleibt die Zugkraft im Band während des Umlaufs konstant (Abb. 29).

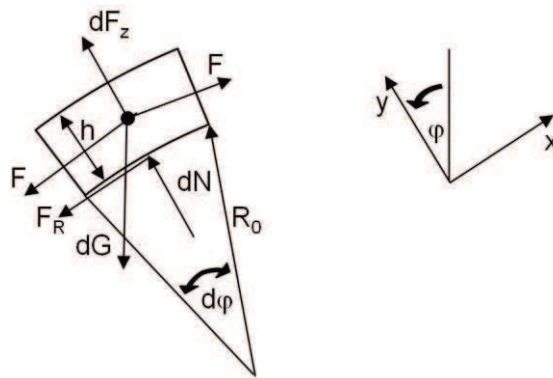


Abb. 29: Kräfte an einem Bandelement (Ersatzmodell 2)

Die Summe aller Kräfte in x-Richtung ergibt sich mit dem Reibungskoeffizienten μ zu:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow dG \cdot \sin \varphi \leq \mu \cdot dN = F_R \quad (4.47)$$

Daraus folgt:

$$\frac{dN}{d\varphi} \geq \frac{dG \cdot \sin \varphi}{\mu \cdot d\varphi} = \frac{g \cdot \rho \cdot A_B \cdot R \cdot \sin \varphi}{\mu} \quad (4.48)$$

Die Summe aller Kräfte in y-Richtung ist:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow dF_z + dN = F \cdot d\varphi + dG \cdot \cos \varphi \quad (4.49)$$

Daraus folgt:

$$\frac{dN}{d\varphi} = F + \rho \cdot A_B \cdot (g \cdot R \cdot \cos \varphi - v_0^2) \quad (4.50)$$

Aus (4.50) mit (4.48) folgt für die Bedingung für das Haften des Bandes an der Seilscheibe:

$$F \geq \rho \cdot A_B \cdot \left(\frac{g \cdot R \cdot \sin \varphi}{\mu} - g \cdot R \cdot \cos \varphi + v_0^2 \right) \quad (4.51)$$

bzw.

$$F \geq \frac{\rho \cdot A_B}{\mu} \cdot (g \cdot R \cdot (\sin \varphi - \mu \cdot \cos \varphi) + \mu \cdot v_0^2) \quad (4.52)$$

4.3 Grenzwinkel zwischen Haften und Gleiten

Aus Gleichung (4.52) lässt sich ein Grenzwinkel (notwendiger Umschlingungswinkel zwischen Band und Seilscheibe) errechnen, der das Haften des Bandes an der Seilscheibe ermöglicht.

Dazu erfolgt die Definition:

$$\alpha = \sin \varphi - \mu \cdot \cos \varphi \quad (4.53)$$

Gleichung (4.53) aufgelöst nach φ ergibt für den Grenzwinkel:

$$\varphi_{\text{lim it}} = \arccos \left(\frac{\alpha \cdot \mu \pm \sqrt{\mu^2 + 1 - \alpha^2}}{\mu^2 + 1} \right) \quad (4.54)$$

mit

$$\alpha = \frac{\mu}{g \cdot R} \left(\frac{F}{\rho \cdot A} - v_0^2 \right) \quad (4.55)$$

5 Numerisches Modell

Das entwickelte numerische Modell ist in Form eines parametergestützten Mehrkörpersimulationsmodells aufgebaut und dient als „Werkzeug“ zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe. Es ermöglicht die Beschreibung der Kräfte, die im Betrieb sowohl statisch als auch dynamisch auf das Seil und die Seilscheibe einwirken und sowohl die Seillebensdauer als auch die Belastung der Seilscheibe entscheidend beeinflussen.

Für die Erstellung des Modells und zur Durchführung der Berechnungen wird das Mehrkörpersimulationsprogramm „Adams – View MD 2010“ von MSC Software verwendet.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Untersuchungen von Effekten beim Lauf eines Seils über eine Seilscheibe mit Hilfe des entwickelten numerischen Modells dargestellt. Dies sind der:

- Einfluss kleiner Ablenkwinkel
Im kritischen Bereich der Überlagerung der Kraftüberhöhungen aus Seilauf- und -ablauf bei kleinen Ablenkwinkeln entsteht eine deutlich größere Anpresskraft, die bisher nicht quantitativ ermittelt wurde.
- Einfluss der Dynamik
Bei An- und Abfahrvorgängen von Seiltrieben verändert sich aufgrund der Beschleunigungskräfte der bewegten Massen die Seilkraft. Dies führt zu variablen und während der Beschleunigungsphase auch höheren Anpresskräften zwischen Seil und Seilscheibe. Bisher unbekannt ist die Auswirkung von Schwingungen in Seillängsrichtung während der Beschleunigung des Seiltriebs aus der Ruhe aufgrund der Massenträgheit der zu bewegenden Massen, so dass sich dabei die Belastungssituation von Seil und Seilscheibe ändert.
- Einfluss des Schrägzugs
Der Schrägzug verursacht quer zur Seilrichtung aufgrund des gleichen Effekts wie bei den genannten Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf ebenfalls bisher unbekannt größere Anpresskräfte.

Zur Ermittlung der Belastungssituation von Seil und Seilscheibe und zur Untersuchung der beschriebenen Effekte wird die in folgender Abbildung dargestellte Vorgehensweise angewendet (Abb. 30).

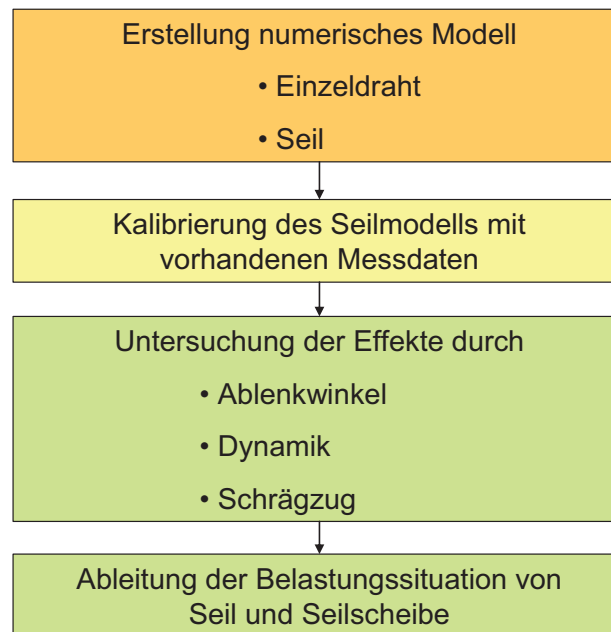


Abb. 30: Vorgehensweise zur Ermittlung der Belastungssituation von Seil und Seilscheibe

5.1 Mechanisches Ersatzmodell

Seile, die über Seilscheiben laufen, werden üblicherweise als Litzenseilkonstruktion ausgeführt, die aus einer Vielzahl an Drähten und Litzen mit unterschiedlichen Querschnittsflächen bestehen und die nach unterschiedlichen Seilkonstruktionen mit Faser- oder Stahleinlagen zum Seil geformt werden. Durch die unterschiedlichen Seilkonstruktionen erhält jedes Seil individuelle Eigenschaften, wie beispielsweise den Verlauf des E-Moduls (der im Gegensatz zu homogenen metallischen Profilen bei Seilen im elastischen Bereich nicht konstant ist) und die Biegesteifigkeit, die zudem vom Biegeradius abhängig ist.

Um diese Eigenschaften in einem Modell abbilden zu können, müsste jeder einzelne Draht des Seils und dessen Wechselwirkungen zu den benachbarten Drähten und zur Seilscheibe dargestellt werden (mit auch teilweise plastischen Verformungen der Drähte). Diese Belastungen der einzelnen Drähte sind auch von der Rillenkonstruktion der Seilscheibe abhängig, da diese unterschiedliche Effekte wie Biegespannungen und Zugspannungen in den Drähten sowie Seilovalisierungen und Pressungen des Seils hervorruft.

Dies führt zu einer sehr hohen Anzahl an Kontaktpunkten zwischen den einzelnen Drähten, so dass es trotz der hohen Rechenleistung moderner Computer und verbesserter Software momentan noch nicht möglich ist, eine reale Seilkonstruktion vollständig abzubilden und beim Lauf über eine Seilscheibe mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode zu simulieren.

Das Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart beschäftigt sich seit 2000 mit der FE-Berechnung von Stahldrahtseilen [Zie-06]. Bisher konnten jedoch nur stehende Seile (Spiral- und einfache Litzenseile) berechnet werden (vgl. Kap. 2.3.1). Da es mit sehr großer Wahrscheinlichkeit auch in den nächsten Jahren nicht möglich sein wird, einen Lauf eines Drahtseils über eine Seilscheibe dynamisch mit der FE-Methode zufriedenstellend abzubilden, wird in der vorliegenden Forschungsarbeit ein Ersatzmodell des Seils auf Basis der Mehrkör-

persimulation entwickelt, um die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe zu berechnen sowie unterschiedliche Effekte (kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug) untersuchen zu können.

5.1.1 Ersatzmodell Seil

Da im Rahmen dieser Forschungsarbeit nicht die Vorgänge im Seil beim Lauf über die Seilscheibe im Vordergrund stehen, sondern die Wechselwirkungen zwischen Seil und Seilscheibe, ist das entwickelte Modell als ein zweckmäßiges Ersatzmodell des Seils ausgeführt, das die beschriebenen Effekte hinreichend genau für die jeweilige Situation abbildet. Dies bedeutet, dass die realen Seileigenschaften (Seilkonstruktion und -durchmesser, metallische Querschnittsfläche, E-Modul, Biegesteifigkeit, Faser- oder Stahleinlagen, Schmierung etc.) über eine Kalibrierung dem Ersatzmodell in Form von Parametern zugewiesen werden müssen.

Dabei ist die Biegesteifigkeit für das numerische Modell die wichtigste abzubildende Seileigenschaft. Diese bewirkt am Auf- und Ablaufpunkt des Seils auf der Seilscheibe eine Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft. Im Gegensatz zum Seil ist bei einem biegeschlaffen Faden diese Überhöhung nicht vorhanden. Die Biegesteifigkeit des Seils setzt sich aus dem Seilelastizitätsmodul multipliziert mit dem Trägheitsmoment zusammen, welches einen elastischen und einen durch Reibung verursachten Anteil besitzt (Kap. 2.1.4).

Das entwickelte Ersatzmodell des Seils besteht aus flexiblen Balkenelementen in Form einer „diskreten flexiblen Verbindung“. Diese Verbindung besteht aus kettenförmig angeordneten starren Zylinderelementen und so genannten „Beam-Elementen“ (Abb. 31). Die Zylinderelemente bilden die äußere geometrische Form des Seils sowie die Seileigenmasse ab. Die Beam-Elemente stellen die elastische Verbindung zwischen den einzelnen Zylindern dar. Über sie werden die elastischen Eigenschaften des Seils (E-Modul, Trägheitsmoment, Dämpfung) durch Parameter dem Ersatzmodell zugewiesen. Dadurch können die flexiblen Balkenelemente durch Axialkräfte, Biege-/ Torsionsmomente und Scherkräfte „verformt“ werden und erhalten somit die Eigenschaften eines realen Seiles.

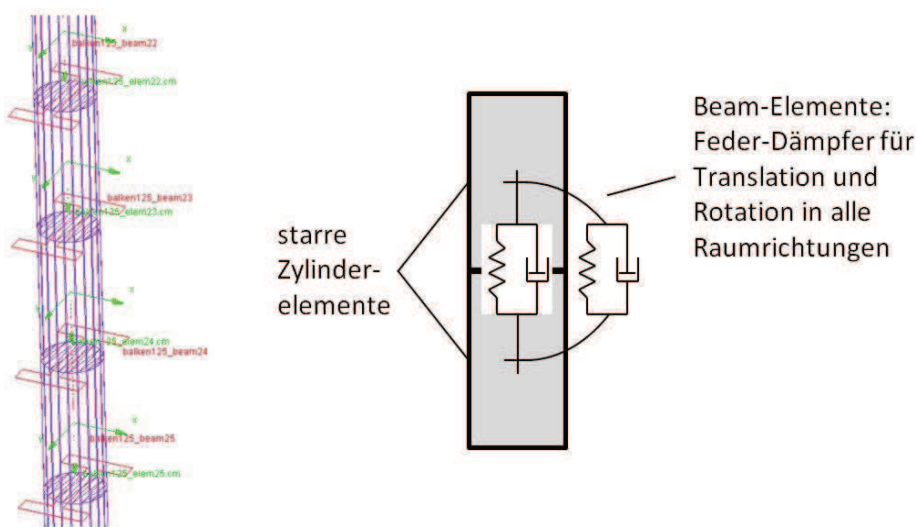


Abb. 31: Ersatzmodell des Seils als diskrete flexible Verbindung

Die Beam-Elemente werden durch folgende Eigenschaften definiert:

- Trägheitsmomente I_{xx} , I_{yy} , I_{zz}
- E-Modul E
- Schubmodul G_S
- Querschnittsfläche A_z
- Elementlänge L
- Dämpfung C

Mit Hilfe von linearen translatorischen und rotatorischen Feder-Dämpfer-Elementen werden diese Eigenschaften über die üblichen analytischen Methoden der Festigkeitsberechnung in die Berechnungsgleichung für Beam-Elemente integriert.

Die Berechnungsgleichung der Kräfte und Momente eines Beam-Elements besteht aus der Steifigkeitsmatrix (Federkonstante), die mit der relativen Verschiebung zwischen zwei Elementen multipliziert wird und der zu addierenden Dämpfungsmatrix (Dämpfungswert), die mit der Relativgeschwindigkeit zwischen zwei Elementen multipliziert wird [Ada-10]. Die Dämpfungsmatrix entsteht durch Multiplikation der Werte der Steifigkeitsmatrix mit dem definierten Dämpfungsparameter (Gleichung (5.56)) [Ada-10].

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & K_{26} \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & K_{35} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{35} & 0 & K_{55} & 0 \\ 0 & K_{26} & 0 & 0 & 0 & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 - L \\ y_1 \\ z_1 \\ a \\ b \\ c \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} & C_{41} & C_{51} & C_{61} \\ C_{21} & C_{22} & C_{32} & C_{42} & C_{52} & C_{62} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{43} & C_{53} & C_{63} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{54} & C_{64} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{65} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (5.56)$$

mit:

$$\begin{aligned}
 K_{11} &= \frac{EA_z}{L} & K_{22} &= \frac{12EI_{zz}}{L^3(1+\Phi_y)} & K_{33} &= \frac{12EI_{yy}}{L^3(1+\Phi_z)} \\
 K_{44} &= \frac{G_s I_{xx}}{L} & K_{55} &= \frac{(4+\Phi_z)EI_{yy}}{L(1+\Phi_z)} & K_{66} &= \frac{(4+\Phi_y)EI_{zz}}{L(1+\Phi_y)} \\
 K_{26} &= -\frac{6EI_{zz}}{L^2(1+\Phi_y)} & K_{35} &= \frac{6EI_{yy}}{L^2(1+\Phi_z)}
 \end{aligned}$$

Darin ist :

$$\Phi_y = \frac{12EI_{zz}}{G_s A_z L^2} \quad \Phi_z = \frac{12EI_{yy}}{G_s A_z L^2}$$

Die Werte des realen Seilelastizitätsmoduls können nach Feyrer [Fey-00] berechnet bzw. durch einen einfachen Versuchsaufbau experimentell ermittelt werden [VDI 2358]. Das Trägheitsmoment des Seils ist abhängig von der Seilkonstruktion (Anzahl der Drähte und Litzen, Querschnittsfläche), der Seilzugkraft, dem Seilkrümmungsradius und der Reibung zwischen den einzelnen Drähten (Kap. 2.1.4). Deshalb ist eine analytische Bestimmung des Trägheitsmomentes bisher nicht möglich. Es muss somit eine Kalibrierung des Trägheitsmomentes des Seils über vorhandene Messdaten beispielsweise von Häberle [Häb-95] erfolgen.

Mit dem entwickelten mechanischen Ersatzmodell des Seils ist es möglich, die realen Seileigenschaften nachzubilden (vgl. Kap. 5.1.1). Zudem ermöglicht das erstellte Ersatzmodell aus flexiblen Balkenelementen relativ kurze Berechnungszeiten im Vergleich zu beispielsweise statischen FEM-Berechnungen von Seilen, so dass es mit dem Ersatzmodell möglich ist, eine systematische Untersuchung der beschriebenen Effekte (kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug) mit Hilfe zahlreicher Simulationen durchzuführen.

5.1.2 Ersatzmodell Lauf Seil über Seilscheibe

Das Ersatzmodell zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe besteht aus dem beschriebenen Seilmodell (Kap. 5.1.1) und einem Modell der Seilscheibe (vgl. Abb. 32). Die Seilscheibe ist entsprechend der realen Geometrie der verwendeten Messseilscheibe von Häberle (Durchmesser 670,6mm) als starrer Körper aufgebaut und hat in ihrer Mittelachse ein Drehgelenk, so dass die Seilscheibe reibungsfrei um diese rotieren kann. Da die diskrete flexible Verbindung (das Seilmodell) in der Ausgangsposition nur als gerade verlaufende Kette modelliert werden kann, wird der Anfangspunkt dieses Seilmodells tangential zur Seilscheibe positioniert. Eine modellierte Hilfskette aus starren Zylinderelementen, die mit Hilfe von reibungsbehafteten Drehgelenken mit einander verbunden sind, wird über die Seilscheibe positioniert und ist mit dem Seilanfangspunkt verbunden. Diese Hilfskette ist notwendig, um das Seilmodell aus dem geraden (unverformten) Zustand über die Seilscheibe biegen zu können. Dazu zieht das erste Element der Hilfskette sowohl die Hilfskette als auch das Seilmodell über die Seilscheibe. Um dies zu ermöglichen enthält das erste Element der Hilfskette ein

translatorisches Gelenk, das es ermöglicht das Seilmodell unter dem gewünschten Ablenkwinkel und der erforderlichen Seilgeschwindigkeit über die Seilscheibe zu ziehen. Zwischen den Seilelementen und den Elementen der Hilfskette werden Kontakte zur Seilscheibe definiert, über die die Anpresskräfte ausgewertet werden können (Abb. 32).

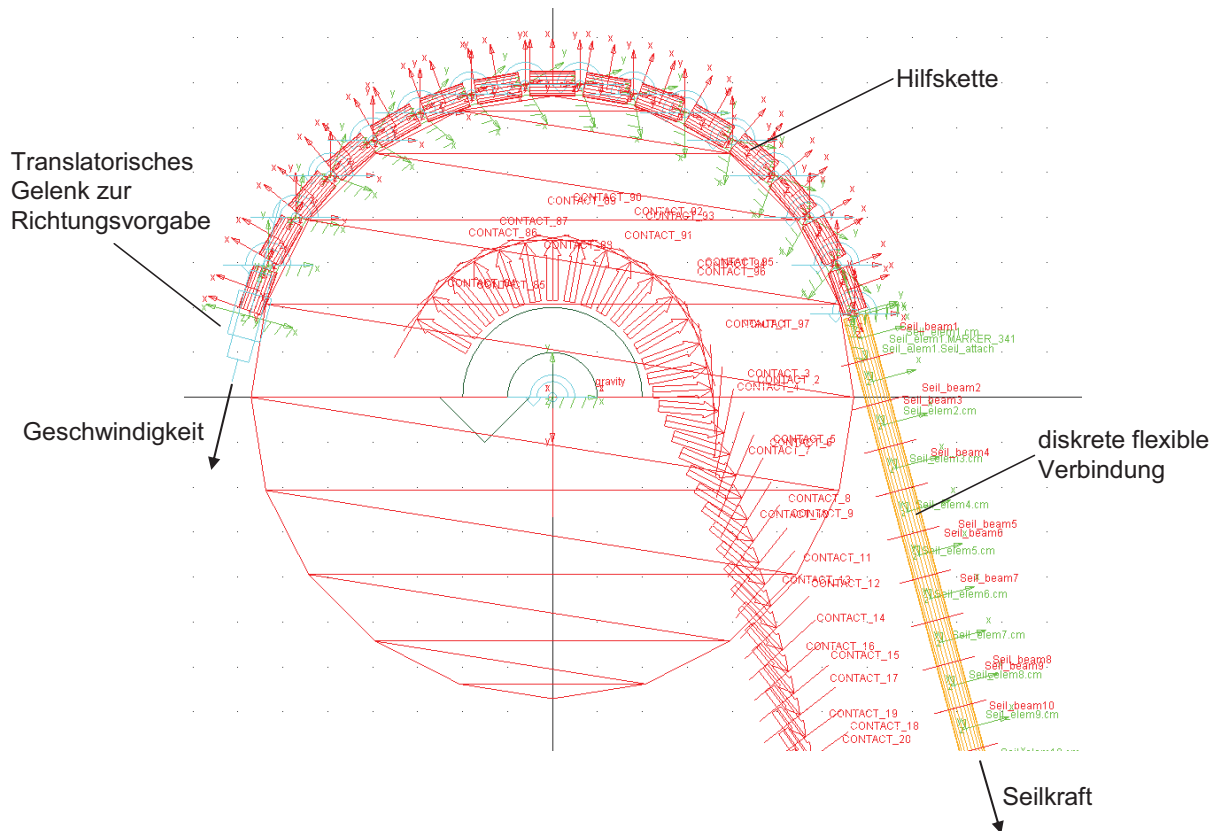


Abb. 32: Ersatzmodell Lauf eines Seils über eine Seilscheibe¹

Zur Untersuchung des Einflusses durch unterschiedliche Ablenkwinkel und des Schrägzugs wird die Seilzugkraft durch eine konstante Kraft modelliert. Dies entspricht einer Seilvorspannung, wie sie in üblichen Seiltrieben vorhanden ist. Die Seilkraft greift am letzten Seilelement (ca. 100 Seilelemente) an, da sie zusätzlich zur Kraft auch noch die Richtung dieser angibt. Die Richtung der Kraft wird dabei durch ein definiertes translatorisches Gelenk entsprechend des gewünschten Seilablenkwinkels eingestellt.

Um die dynamischen Einflüsse untersuchen zu können wird anstelle einer konstanten Seilkraft ein Massepunkt am letzten Seilelement modelliert. Dies entspricht beispielsweise der Situation bei Schachtförderanlagen oder Schiffshebewerken, bei denen das zu transportierende Gewicht am Ende des Seils angebracht ist. Dadurch wirken aufgrund von Beschleunigungskräften unterschiedliche Seilkräfte und somit wie in der Realität unterschiedliche Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe.

¹ Rot dargestellte Pfeile zeigen den definierten Kontakt zwischen Seil und Seilscheibe

Am ersten Element der Hilfskette wird die Seilgeschwindigkeit über das translatorische Gelenk aufgebracht (vgl. Kap. 5.1.2). Die Seilgeschwindigkeit wird dabei mit Hilfe einer Sprungfunktion¹ vom Ruhezustand auf die Nenngeschwindigkeit erhöht, die es ermöglicht die gewünschte Geschwindigkeit in Form einer s-förmigen Kurve aufzubringen (Abb. 33). Die s-förmige Aufbringung der Seilgeschwindigkeit ist notwendig, um das Anfahren des Seiltriebs entsprechend der Realität darstellen zu können. Die Anlagen werden dabei nicht „ruckartig“ angefahren. Dies wird durch die gewählte Abbildung der Seilgeschwindigkeit durch eine s-förmige Kurve im Modell realisiert.

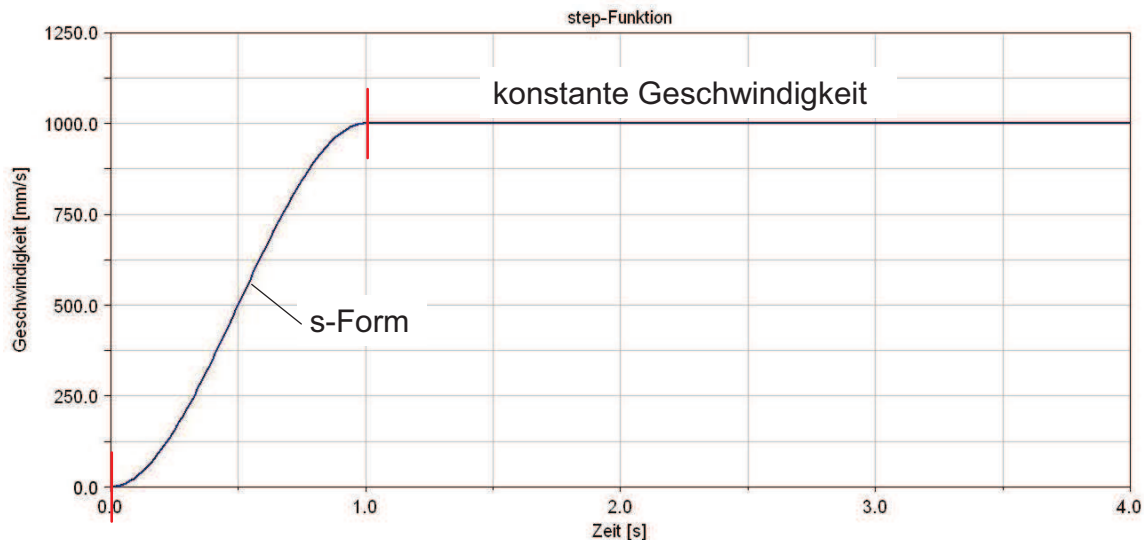


Abb. 33: step-Funktion

Die Kontakte zwischen den Seilelementen der diskreten flexiblen Verbindung und den Elementen der Hilfskette zur Seilscheibe werden so definiert, dass der eine Körper (in diesem Fall das Seilmodell) in den anderen (die Seilscheibe) eindringt. Dies ist notwendig, da eine Verformung der starren Ersatzmodelle aufgrund der wirkenden Kräfte nicht möglich ist. Diese Methode wird standardmäßig in der Mehrkörpersimulation angewandt. Da es sich um nur eine sehr geringe Eindringtiefe von maximal 0,01mm handelt, ist diese Form der Abbildung eines Kontaktes zulässig. Die folgende Abbildung veranschaulicht den Vorgang eines Kontaktes zwischen zwei Elementen (Abb. 34).

¹ entspricht einer Sigmoidfunktion (S-Funktion, step-Funktion)

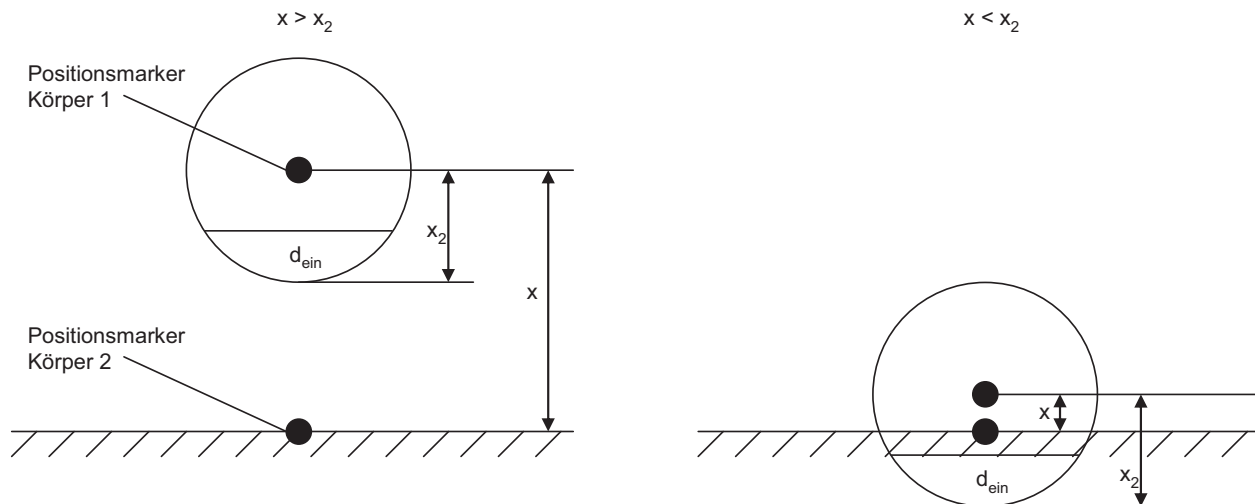


Abb. 34: Kontaktdefinition

Die Definition eines Kontaktes entspricht vom Prinzip einem Feder-Dämpfer-Element. Es werden jedoch die Feder- und Dämpfungsraten nicht als konstant angenommen, sondern Funktionen für diese hinterlegt (Abb. 35).

Bei einem Steifigkeitsexponenten e (Hochzahl) mit einem Wert von 1 ($e=1$) steigt die Kontaktkraft mit zunehmender Eindringtiefe konstant (proportional) an (Standardfall). Bei einem Wert des Steifigkeitsexponenten kleiner als 1 ($e<1$) verhält sich die Kontaktkraft entsprechend einer Wurzelfunktion. Dies bedeutet, dass die Kontaktkraft zunächst stärker als bei der linearen Zunahme ansteigt, dann aber flach abfällt und nahezu konstant wird (degressives Verhalten). Ist der Steifigkeitsexponent größer als 1 ($e>1$) steigt die Kontaktkraft exponentiell an (progressives Verhalten). Diese Methode wird in der vorliegenden Forschungsarbeit angewandt, da mit zunehmender Eindringtiefe die Kontaktkraft ebenfalls exponentiell ansteigt und somit diese Methode die Realität am besten abbildet.

Die Dämpfungswerte sind ebenfalls nicht konstant, sondern steigen in Form einer s-förmigen Kurve bis zur definierten Eindringtiefe auf den definierten Wert an [Ada-10] (Abb. 35 rechts).

Die folgende Abbildung (Abb. 35) zeigt den Verlauf der Kontaktkraft aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeitsexponenten e sowie die Dämpfungswerte c_{\max} in Abhängigkeit der Eindringtiefe d_{ein} .

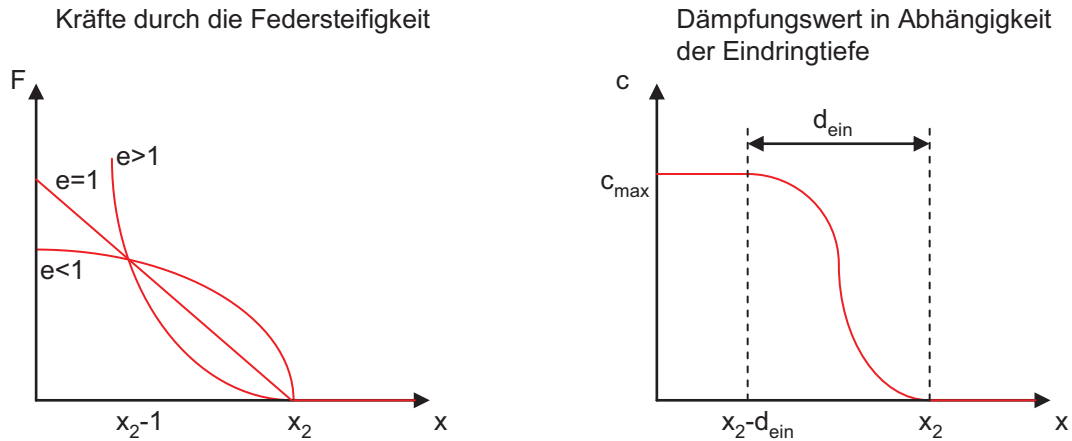


Abb. 35: Kräfte und Dämpfungswerte Kontakteigenschaften (in Anlehnung an [Ada-10])

Für die entsprechenden Eindringtiefen ergeben sich daraus folgende Kontaktkräfte:

$$\begin{aligned}
 F &= 0 \quad \text{für } x > x_2 \\
 F &= k(x_2 - x)^e - c_{\max} \dot{x} \cdot STEP(x, x_2 - d_{\text{ein}}, 1, x_2, 0) \quad \text{für } x \leq x_2
 \end{aligned}
 \tag{5.57}$$

5.2 Vorbetrachtung Biegung Einzeldraht

Als Basis für die Simulation des Laufs eines Seils über eine Seilscheibe wird zunächst der Lauf eines Einzeldrahtes über eine Scheibe mit Hilfe des erstellten MKS-Modells betrachtet. Der Vorteil der Betrachtung eines Einzeldrahtes ist, dass dieser im Gegensatz zum Seil eine bekannte konstante Biegesteifigkeit besitzt [Häb-95]. Mit diesem Modell können die für das Simulationsmodell zu kalibrierenden Kontakteigenschaften zwischen Draht und Scheibe untersucht und festgelegt werden, ohne dass weitere Einflüsse eines Drahtseils beispielsweise Dämpfungseigenschaften oder eine nicht konstante Biegesteifigkeit die Simulationsergebnisse beeinflussen. Zur Kalibrierung des Modells wird eine vorhandene Messreihe von Häberle [Häb-95] für die Biegung eines Einzeldrahtes um eine Scheibe verwendet.

Modellaufbau

Das Ersatzmodell für den Lauf eines Drahtes mit einem Durchmesser von 3,45mm (Drahteigenschaften Tab. 5) über eine Scheibe wird entsprechend des entwickelten Ersatzmodells des Laufs eines Seils über eine Seilscheibe in Form einer diskreten flexiblen Verbindung (Kap. 5.1.2) im Maßstab 1:1 entwickelt.

Drahtdurchmesser [mm]	3,45	E-Modul [N/mm ²]	195.000
Querschnittsfläche [mm ²]	9,348	Schubmodul [N/mm ²]	75.000
I_{xx} [mm ⁴]	13,908	I_{yy}, I_{zz} [mm ⁴]	6,954

Tab. 5: Drahteigenschaften [Häb-95]

Um den Einfluss der Länge der einzelnen Drahtelemente auf den Biegeradius (Winkelfehler) gering zu halten, werden 60 Drahtelemente (Messelemente) mit einer Länge von 2,5mm (statt 50mm) in das Drahtmodell integriert (Abb. 36). Auf ein Drahtmodell aus ausschließlich diesen kleinen Elementen wird aufgrund der Rechenzeit verzichtet, da diese Anzahl für die Betrachtung der Anpresskräfte ausreichend hoch ist.

Basierend auf den Simulationsergebnissen sind in der folgenden Abbildung (Abb. 36) die zu betrachtenden Kontaktkräfte zwischen Draht und Scheibe in Form von Kraftpfeilen (ein roter Pfeil pro Drahtelement) dargestellt. Somit wird hier erstmalig gezeigt, dass der bisher nur durch Häberle experimentell nachgewiesene Effekt der Anpresskräfte und Kraftüberhöhungen am Seilauflauf- und -ablauf [Häb-95] auch mit Hilfe der numerischen Simulation darstellbar ist.

Beim Auflauf des Drahtes auf die Scheibe (Rotation im Gegenuhrzeigersinn) treten entsprechend der zu erwartenden Kraftüberhöhung (q_{auf}) beim Auflauf des Drahtes auf die Scheibe deutlich größere Anpresskräfte auf. Während des Umlaufs bleiben die Anpresskräfte (q_0) konstant.

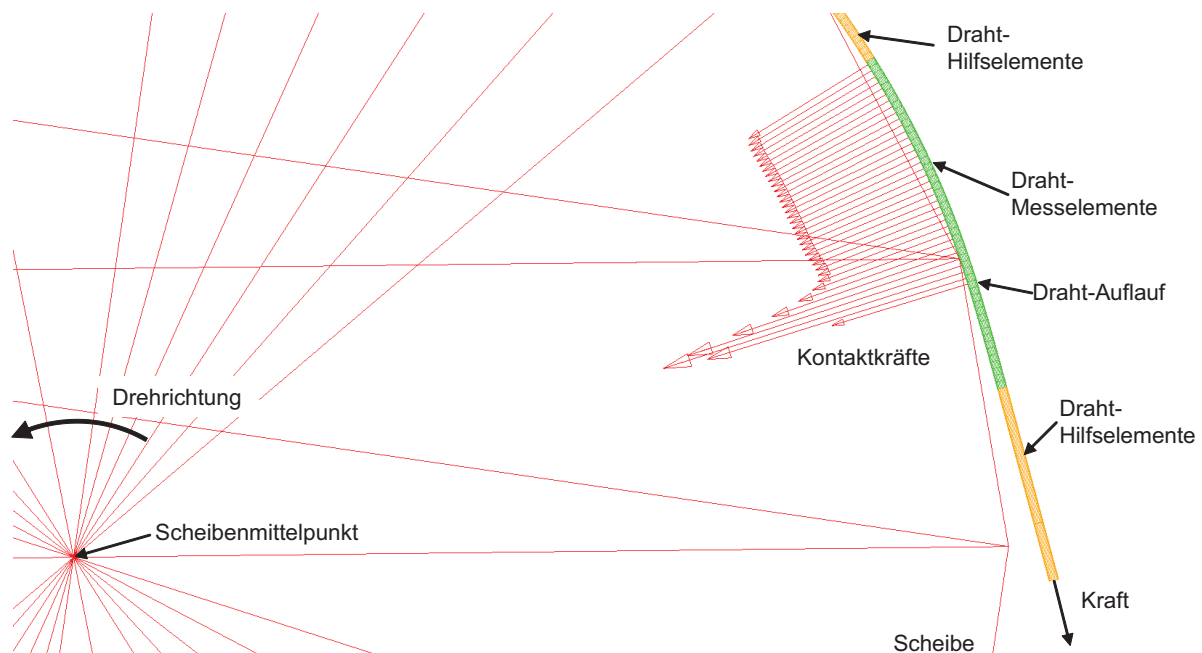


Abb. 36: MKS-Modell Lauf Draht über Scheibe

Kalibrierung der Kontakteigenschaften

Für die Drahtumlaufgeschwindigkeit wird 1m/s bei einer Berechnungsschrittgröße von 0,001s (1000Hz) gewählt, da so in einer angemessenen Berechnungszeit und hohen Simulationsgenauigkeit (d.h. es wird beim Umlauf des Drahtes/Seils alle ca. 0,2° ein Messpunkt aufgenommen) eine vollständige Biegung mit Auf- und Ablauf des Drahtes (der Messelemente) über die Scheibe simuliert werden kann. Die Geschwindigkeit wird mit Hilfe der „step-Funktion“ (Kap. 5.1.2) auf das Drahtmodell aufgebracht.

Die Messergebnisse von Häberle [Häb-95], die zur Kalibrierung des Modells verwendet werden, entsprechen quasi statischen Messungen (Umlaufgeschwindigkeit maximal 1,6mm/s). Da

es sich bei dem entwickelten MKS-Modell um eine dynamische Simulation handelt, müssen zur Kalibrierung des Simulationsmodells mit den experimentell aufgenommenen Messdaten die Simulationsparameter des Kontaktes zwischen Draht und Scheibe so eingestellt werden, dass der Dämpfungsanteil des Kontaktes vernachlässigt werden kann und nur der Steifigkeitsanteil des Kontakts wirkt (Kap. 5.1.2). Dies ist notwendig, da eine Dämpfung nur wirken kann, wenn eine Bewegung (Geschwindigkeit) vorhanden ist. In den experimentell aufgenommenen Messdaten ist dies nicht der Fall und somit darf der Dämpfungsanteil in der Simulation nicht berücksichtigt werden. Eine dynamische Betrachtung der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe mit der Berücksichtigung von Dämpfungsanteilen im Kontakt wird in Kap. 5.4.4 beschrieben.

Die Kalibrierung dieser Kontaktparameter wird mit Hilfe einer Analyse der Kontakteigenschaften (Verlauf der Kräfte aus Dämpfung und Steifigkeit des Kontakts) und der Höhe der Pressungsspitzen bei Auf- und Ablauf des Drahtes durchgeführt. Im statischen Fall (Messwerte Häberle) sind die beiden Pressungsspitzen gleich hoch, da in diesem Fall keine Dämpfungsanteile vorhanden sind.

In der folgenden Abbildung (Abb. 37) ist die Auswertung der kalibrierten Kontakteigenschaften für eine Zugkraft von 4.859N dargestellt. Die Kraft aus dem Steifigkeitsanteil (blaue Kurve) entspricht wie gewünscht nahezu der Kontaktkraft. Der Dämpfungsanteil pendelt um den Nullwert (schwarze Kurve). Dies bedeutet, dass der Dämpfungsanteil in diesem Fall keinen Einfluss auf die Kontaktkraft zwischen Draht und Seilscheibe hat. Somit sind die verwendeten Kontakteigenschaften (Tab. 6) für den hier gewünschten Fall richtig definiert.

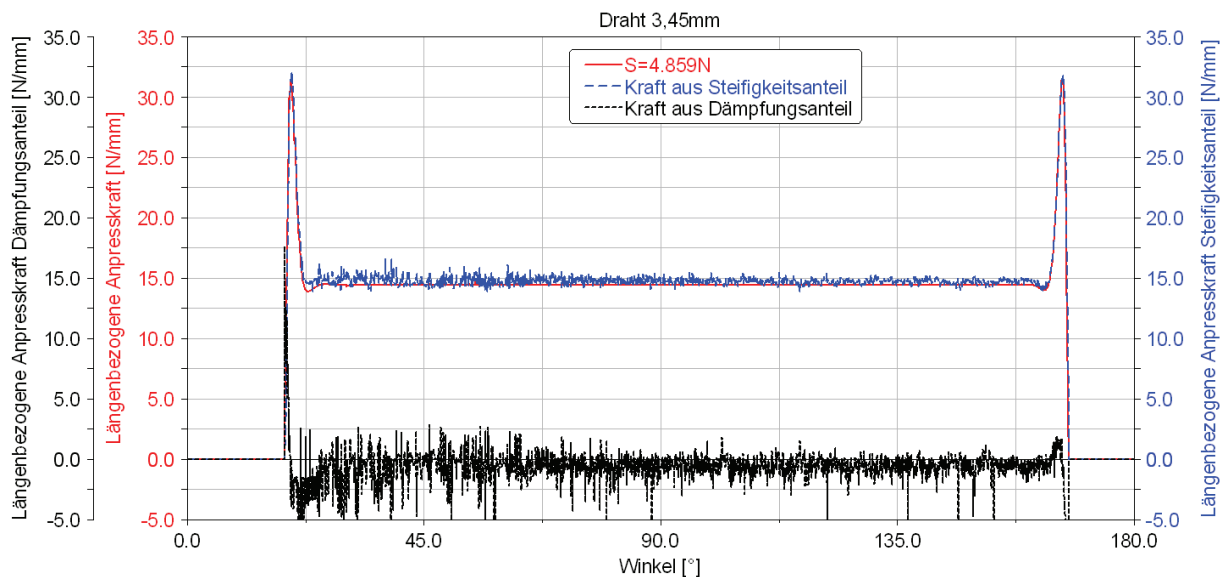


Abb. 37: Darstellung Steifigkeits- und Dämpfungsanteil des Kontakts

Steifigkeit [N/mm]	100.000	Dämpfung [Ns/mm]	5
Steifigkeitsexponent [-]	1,5	Eindringtiefe [mm]	0,001

Tab. 6: Kontakteigenschaften Drahtmodell

Das Resultat der Kalibrierung ist in einem Vergleich zwischen den Ergebnissen des MKS-Modells und den Messergebnissen in der folgenden Abbildung (Abb. 38) dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass die Ergebnisse der MKS-Berechnung (Werte für sowohl den konstanten Anteil als auch für die Kraftüberhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft) die gleichen Werte haben, wie die experimentell aufgenommenen Messdaten.

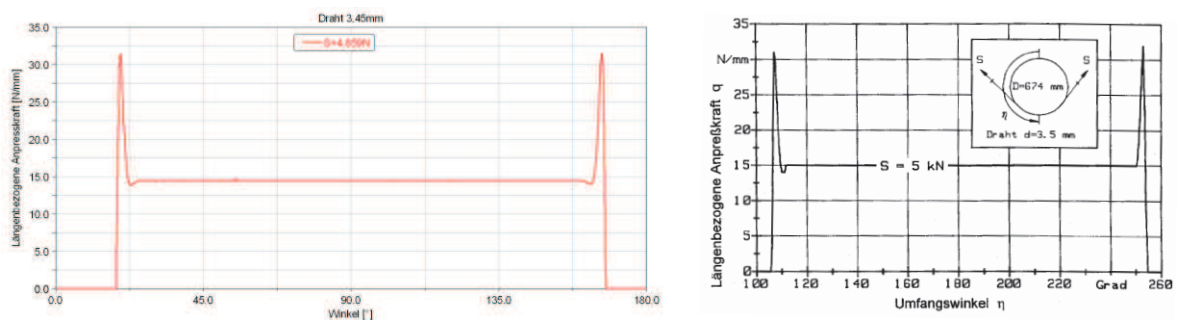


Abb. 38: (links) MKS-Simulation Drahtbiegung; (rechts) Messergebnisse Häberle [Hüb-95]

Da gezeigt werden konnte, dass eine Kalibrierung der Kontakteigenschaften zwischen Draht und Scheibe möglich ist (s. o.), wird im Folgenden eine Kalibrierung des Modells für Drahtseile durchgeführt.

5.3 Kalibrierung Simulationsparameter

Zur Untersuchung der Einflüsse durch kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug mit dem erstellten Ersatzmodell wird dieses mit Hilfe der vorhandenen experimentellen Messdaten [Hüb-95] für die 3 gewählten Seile (W-S + SE 27,4mm, S + SE 24,2mm, W-S + FE 11,9mm) (Kap. 3) kalibriert. Dazu werden die beiden wesentlichen zu kalibrierenden Simulationsparameter, die Biegesteifigkeit des Seilmodells (Beam-Elemente) und die Kontakteigenschaften zwischen Seilmodell und Seilscheibe, mit den vorhandenen Messwerten von Häberle [Hüb-95] (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft) kalibriert, in dem die Simulationsparameter variiert werden, bis die Simulationsergebnisse der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft mit den Messdaten übereinstimmen. Für den konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 muss keine Kalibrierung durchgeführt werden, da der theoretische Wert auf einem analytischen Ansatz beruht, der auch so in dem Ersatzmodell abgebildet wird.

Simulationsablauf:

Das Seilmodell wird mit Hilfe der „step-Funktion“ (Kap. 5.1.2) aus der Ruheposition auf eine Geschwindigkeit von 1m/s beschleunigt und läuft anschließend mit einer konstanten Geschwindigkeit über die Seilscheibe. Die Simulationszeit beträgt 4,4s, da in diesem Zeitraum das Seilmodell vollständig über die Seilscheibe läuft. Die Größe der Berechnungsschritte wird nach umfangreichen Voruntersuchungen mit unterschiedlichen Berechnungsschrittgrößen auf 0,01s

(100Hz) festgelegt, da eine weitere Verfeinerung der Schrittgröße keine wesentliche Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit (lediglich im Promillbereich) ermöglicht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Seil im Vergleich zum zuvor betrachteten Draht einen deutlich größeren Durchmesser besitzt und somit eine geringere Berechnungsschrittgröße ausreichend ist. Dadurch wird hier eine optimale Abschätzung bei maximal verkürzter Rechenzeit mit hoher Ergebnisqualität erreicht. Mit Hilfe der Reaktionskräfte des Kontakts wird der Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft über den „PostProcessor“ des verwendeten MKS-Programms ausgewertet.

Folgende Kontakteigenschaften und Simulationsparameter sind entsprechend der gleichen Vorgehensweise wie bei der Kalibrierung der Kontakteigenschaften des Drahtmodells (vgl. Kap. 5.2) für das kalibrierte Ersatzmodell des Drahtseils festgelegt (Tab. 7):

Kontakteigenschaften		Simulationsparameter	
Steifigkeit [N/mm]	10.000	Seilgeschwindigkeit [m/s]	1
Steifigkeitsexponent [-]	2,2	Länge Beamelement [mm]	50
Dämpfung [Ns/mm]	50	Berechnungsschrittgröße [s]	0,01
Eindringtiefe [mm]	0,001	Simulationszeit [s]	4,4

Tab. 7: Kontakteigenschaften und Simulationsparameter

Die Biegesteifigkeit des Drahtseils (im Gegensatz zu bspw. einem biegeschlaffen Faden) verursacht die Anpresskraftüberhöhungen am Seilauflauf- und -ablauf (vgl. Kap. 2.2.3). Somit hat diese Eigenschaft des Seilmodells den größten Einfluss auf das Simulationsergebnis der Kraftüberhöhungen. Dies wird in dem erstellten numerischen Modell ebenfalls bestätigt (Abb. 39).

Der Dämpfungswert eines Drahtseils (innere Dämpfung durch Drahtverschiebungen bei der Biegung des Seils) hat ebenfalls Einfluss auf die Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft am Seilablauf. In der Realität findet eine Dämpfung im Seil beim Umlauf statt, die die Kraftüberhöhungen am Seilablauf im Vergleich zum Seilauflauf verringert [Häb-95].

Die Werte für E-Modul, Schubmodul und Querschnittsfläche werden entsprechend den realen Seildaten gewählt, wobei die Querschnittsfläche über den Seilaußendurchmesser dimensioniert wird (Tab. 2). Der Dämpfungswert des Seilmodells (Beam-Elemente) wird so festgelegt, dass die Werte der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft des Auf- und Ablaufs übereinstimmen. Somit gibt es entsprechend der nahezu statisch aufgenommenen experimentellen Messdaten von Häberle keinen Kraftanteil aus der Dynamik (vgl. Kap. 5.2). Es ist nicht möglich auf vorhandene Dämpfungswerte von Seilen zurückzugreifen, da nur exemplarisch für wenige Seile experimentell ermittelte Dämpfungswerte vorhanden sind [Weh-99]. Die entscheidende zu kalibrierende Eigenschaft des Seilmodells ist somit das Trägheitsmoment, das zusammen mit dem E-Modul die Biegesteifigkeit des Seils ausmacht.

Die folgende Abbildung (Abb. 39) zeigt den Verlauf der kalibrierten Kontaktkraft F_{Sim} für das Seil W-S + SE 27,4mm für eine Seilkraft von 100kN.

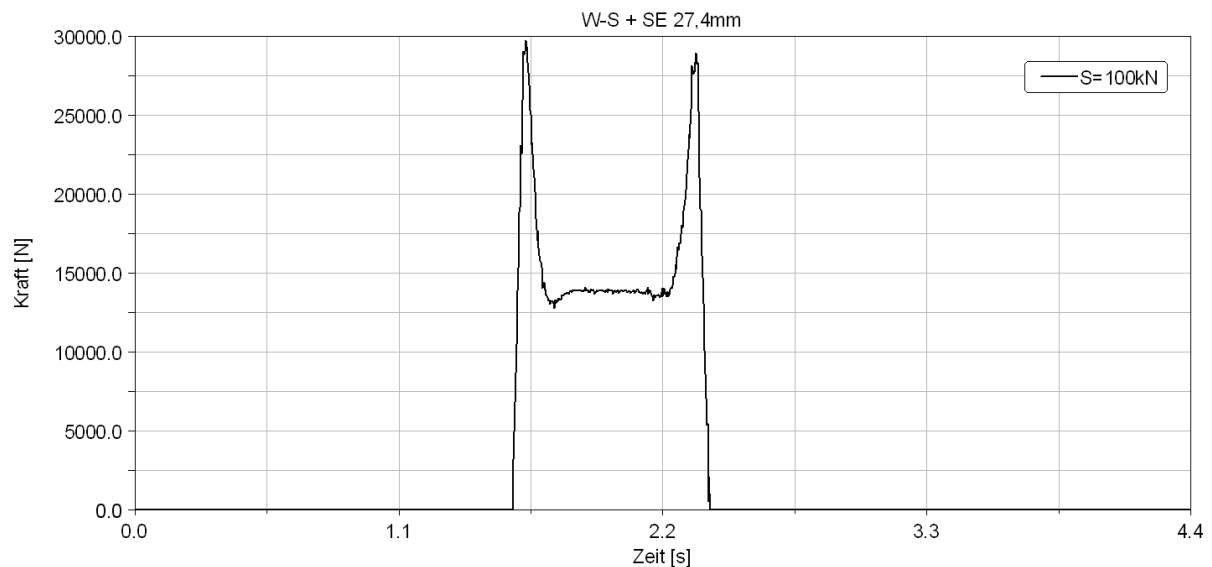


Abb. 39: Kalibrierung Seil W-S + SE für S=100kN

Die Umrechnung der Kontaktkraft F_{Sim} mit der Länge der Beamelemente L in die längenbezogene Anpresskraft q erfolgt nach Gleichung (5.58) [Hüb-95]:

$$q = \frac{F_{Sim}}{L} \quad (5.58)$$

Die Umrechnung der Zeit t in den Kontaktwinkel α erfolgt für den stationären Zustand (v_0 =konstant) über den Umfang der Seilscheibe U nach Gleichung (5.59):

$$\alpha = t \cdot \frac{v_0}{U} \cdot 360^\circ \quad (5.59)$$

Zur besseren Darstellung der Messkurven werden hochfrequente Schwingungen mit Hilfe eines Tiefpass-Filters (kontinuierlicher Frequenzfilter mit den Eigenschaften: digital, Filtertyp: Butterworth Low Pass, Order: 2, Cutoff Frequenz 0,2) geglättet. Dies hat keinen sichtbaren Einfluss auf die Ergebnisqualität, da es sich hier nur um hochfrequente Anteile handelt.

Die folgende Abbildung (Abb. 40) zeigt die Simulationsergebnisse für die kalibrierten Kräfte des Seils W-S + SE 27,4mm.

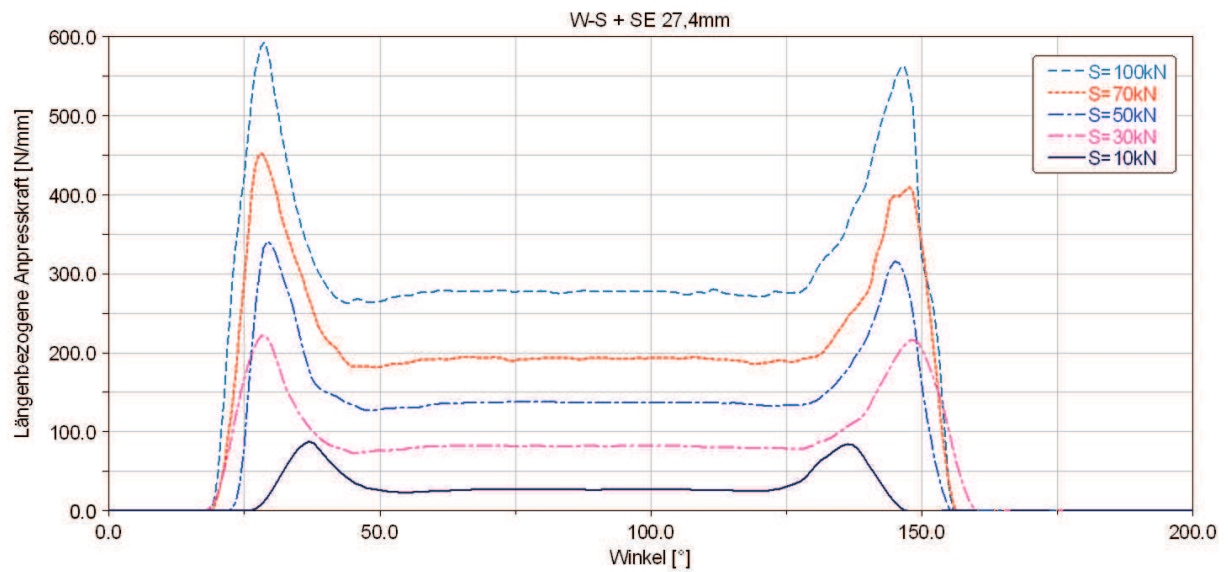


Abb. 40: Kalibrierung Seil W-S + SE 27,4mm

Die folgende Tabelle (Tab. 8) enthält die Werte der kalibrierten Trägheitsmomente. Die Parameter der kalibrierten Seile S + SE 24,2mm und W-S + FE 11,9mm sind im Anhang 11.3 dargestellt.

S [kN]	I_{xx} [mm ⁴]	I_{yy}, I_{zz} [mm ⁴]	Biegesteifigkeit $E \times I_{yy}$ [Nmm ²]
10	7.000	3.500	234.500.000
30	10.000	5.000	450.000.000
50	13.000	6.500	676.000.000
70	14.500	7.250	826.500.000
100	16.500	8.250	1.014.750.000

Tab. 8: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente W-S + SE 27,4mm

5.4 Simulationsergebnisse

Mit dem entwickelten und kalibrierten numerischen Modell werden im Folgenden Einflüsse durch kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug mit Hilfe von zahlreichen Simulationen untersucht. Dabei werden Effekte betrachtet, die sowohl Einfluss auf die Seillebensdauer als auch auf die Belastung der Seilscheibe haben und bisher nicht geklärt werden konnten.

5.4.1 Verlauf der Seilzugkraft

Läuft das Seil auf eine Seilscheibe auf, so verringert sich die Seilzugkraft während das Seil im Kontakt mit der Seilscheibe ist. Die folgende Abbildung (Abb. 41) zeigt exemplarisch einen

Vergleich des Verlaufs der Seilkraft zwischen dem bisherigen analytischen Verfahren (Kap. 2.2.3.1) und der numerischen Simulation. Beide Verfahren liefern nahezu identische Werte für die Seilkraft vor und nach dem Auflauf/Ablauf des Seils auf die Seilscheibe und während des Kontakts zwischen Seil und Seilscheibe. Die Übergänge beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe können jedoch mit dem numerischen Modell realistischer dargestellt werden. Das bisherige analytische Verfahren von Feyrer [Fey-00] ermöglicht nur eine Berechnung der Seilkraft während des Kontakts des Seils mit der Seilscheibe. In der Realität tritt allerdings aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils keine schlagartige Änderung (Sprung) der Seilkraft bei Seilauflauf- und -ablauf auf die Scheibe auf, sondern es findet eine stetige Anpassung der Seilkraft statt. Mit dem entwickelten numerischen Modell kann dieser Zustand erstmalig mit Hilfe der Simulation abgebildet werden (Abb. 41).

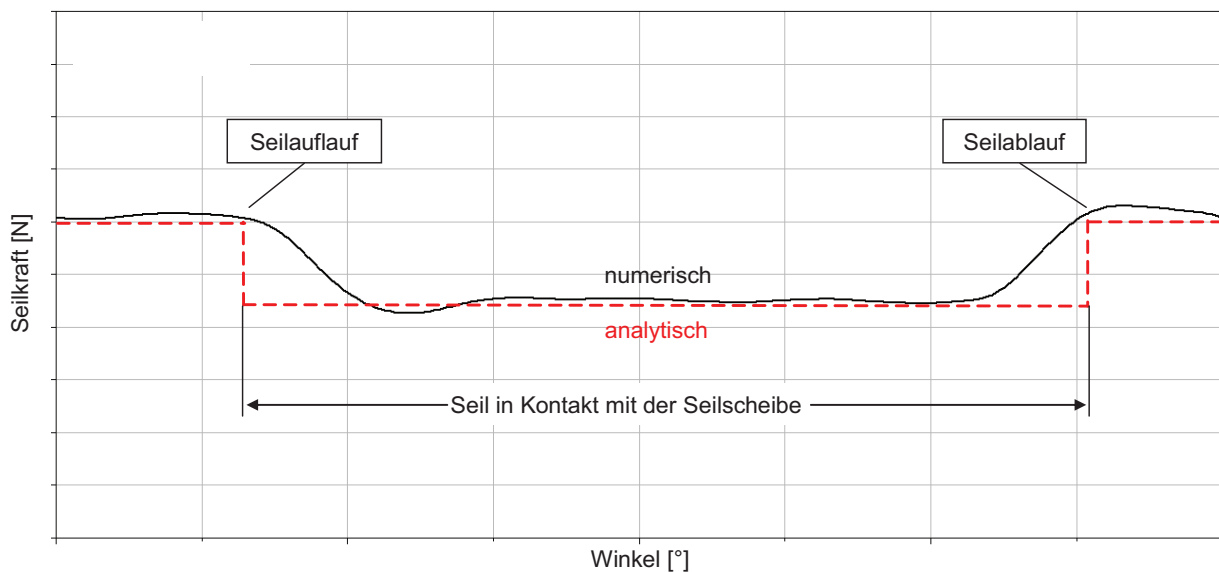


Abb. 41: Seilkraftverlauf beim Lauf über Seilscheibe

5.4.2 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft

Die folgende Abbildung (Abb. 42) zeigt einen Vergleich zwischen den ermittelten Werten der längenbezogenen Anpresskraft aus dem erstellten numerischen Modell und dem analytischen Berechnungsverfahren. Der Vergleich zeigt, dass die Kraftüberhöhung am Seilauflauf- und -ablauf sowie der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft prinzipiell durch beide Methoden abgebildet werden können. Das analytische Berechnungsverfahren (Kap. 2.2.3.1) ermöglicht aber nur die Berechnung einer Einzelkraft am Seilauflauf- und -ablauf auf einer Mantellinie der Seilscheibe. Aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils tritt in der Realität allerdings ein Verlauf dieser Überhöhung der Anpresskraft auf dem Seilscheibenkranz in Form einer Kurve auf [Hüb-95]. Dies kann erstmalig mit Hilfe des erstellten numerischen Modells dargestellt werden. Dies hat bei der Dimensionierung großer Seilscheiben Einfluss auf die Belastungssituation der Seilscheibe, die dadurch deutlich größer (und realistischer) wird, als nach den bisherigen Berechnungsmethoden.

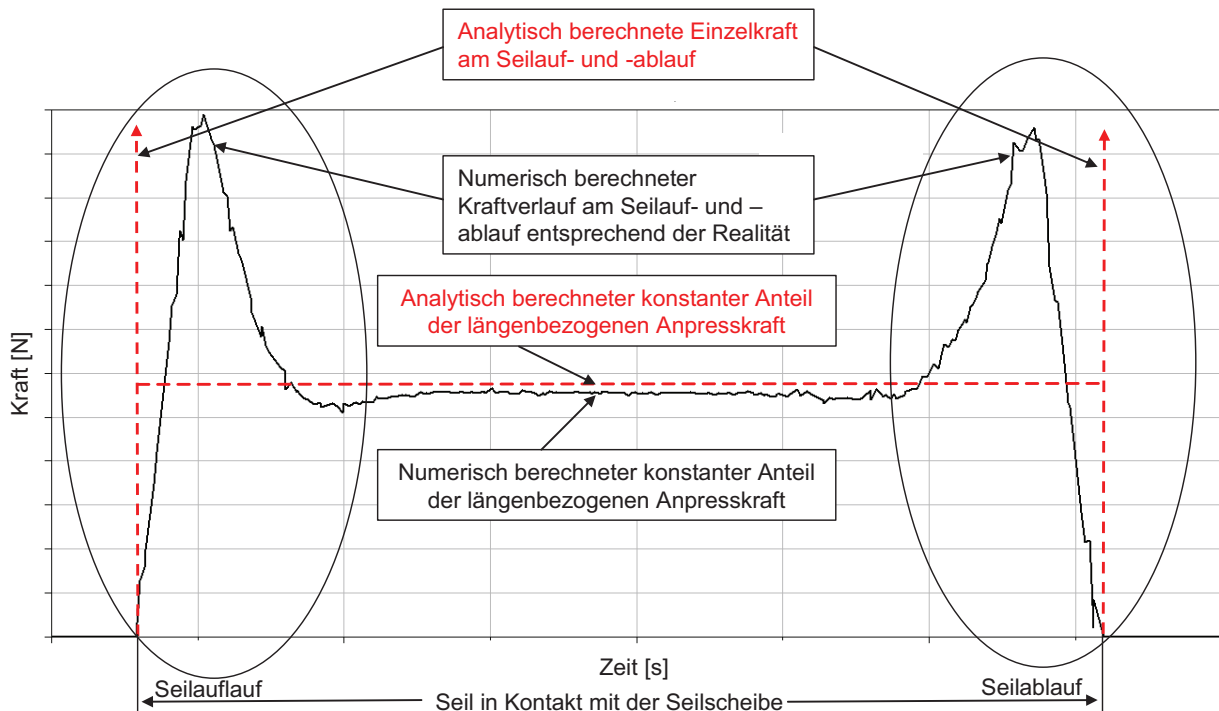


Abb. 42: Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft analytisch und numerisch

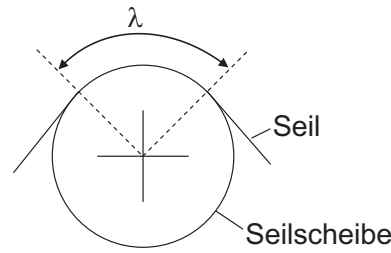
5.4.3 Einfluss kleiner Ablenkwinkel

Wird der Ablenkwinkel des Seils über der Seilscheibe verringert, nähern sich die Pressungsspitzen des Auf- und Ablaufs immer weiter an, bis diese schließlich zusammenfallen. Die daraus resultierende Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe wird dabei nochmals deutlich größer als die Pressungsspitzen des Auf- und Ablaufs. Dieser Effekt wurde erstmalig durch Müller [Mül-61, Mül-66] experimentell über eine geringere Seillebensdauer auf Basis von Lebensdauerversuchen von Drahtseilen bei kleinen Ablenkwinkeln (ca. 20°) im Gegensatz zu gebräuchlichen Ablenkwinkeln von größer als 90° nachgewiesen (Kap. 2.2.3.2.2).

Mit dem erstellten numerischen Modell wird dieser Effekt erstmalig nicht nur über die Seillebensdauer sondern auch quantitativ, über die Ermittlung der wirkenden Kräfte, untersucht, in dem für unterschiedliche Seilkonstruktionen und Seilzugkräfte die Berechnung der resultierenden maximalen Anpresskräfte in Abhängigkeit des Ablenkwinkels erfolgt.

5.4.3.1 Modellaufbau

Dazu werden bei den kalibrierten numerischen Modellen für die 3 ausgewählten Seile W-S + SE 27,4mm, S + SE 24,2mm und W-S + FE 11,9mm (Kap. 5.3) die Ablenkwinkel (Abb. 43) schrittweise verkleinert und die entsprechenden maximal resultierenden Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe in Abhängigkeit der Seilkraft ermittelt. Die Allgemeingültigkeit der gewählten Versuchsseile sowie die dazu notwendigen experimentellen Messergebnisse sind in Kap. 3 beschrieben.

Abb. 43: Ablenkungswinkel λ .

5.4.3.2 Simulationsergebnisse

Die folgende Abbildung (Abb. 44) zeigt exemplarisch für das Seil W-S + SE 27,4mm und einer Seilkraft von 10kN den Effekt der Annäherung der beiden Kraftüberhöhungen des Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe bis zum Zusammenfallen.

Dabei entspricht hier das Verhältnis der Überhöhung q_{auf} zum konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 (entsprechend der Kalibrierung) einem Wert von 3,1. Beim Zusammenfallen der Pressungsspitzen erhöht sich hier dieses Verhältnis (q_{max}/q_0) auf einen Wert von 5,8.

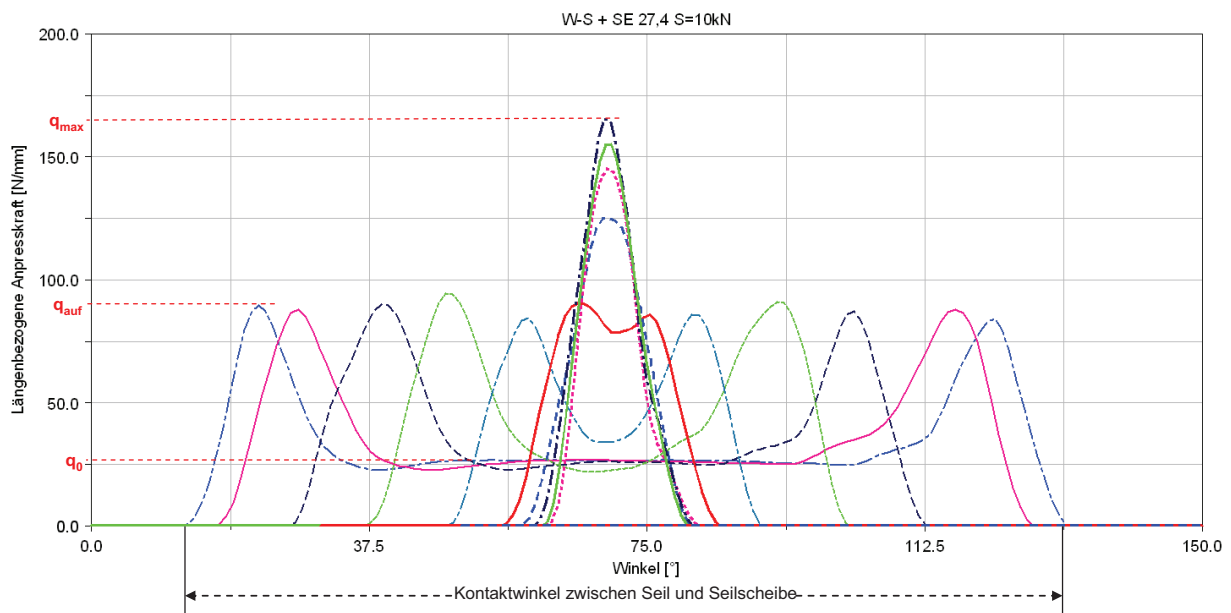


Abb. 44: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit des Ablenkungswinkels

Die Auswertung der Anpresskräfte zeigt, dass bei kleinen Ablenkungswinkeln eine deutlich höhere Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe wirkt, als dies bisher bekannt war und damit sowohl das Seil als auch die Scheibe stärker beansprucht werden. Bisher war lediglich der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 und die Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf q_{auf} bekannt. Beim Zusammenfallen der Pressungsspitzen bei kleinen Seilablenkwinkeln erhöht sich die maximale Anpresskraft von der bisher bekannten Kraft q_{auf} um ca. 100% auf q_{max} .

Die folgende Abbildung (Abb. 45) zeigt das Ergebnis der Simulationsreihe für das Seil W-S + SE 27,4mm. Es sind für die jeweiligen vorgegebenen Ablenkwinkel die entsprechenden maximalen Werte der längenbezogenen Anpresskraft dargestellt. Es zeigt sich auf Basis der durchgeführten Simulationsreihen, dass das Maximum der längenbezogenen Anpresskraft nicht einem Ablenkwinkel zugeordnet werden kann, sondern sich in Abhängigkeit der Seilkraft verändert.

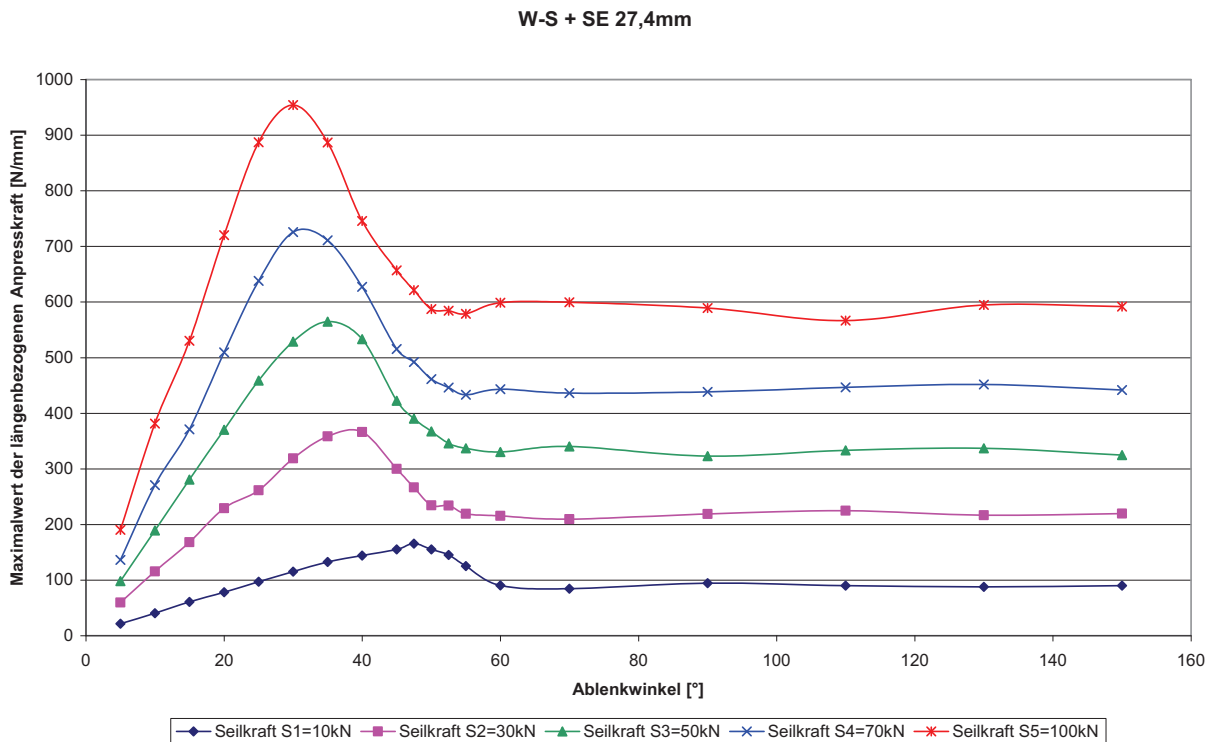


Abb. 45: Simulationsreihe Ablenkwinkel für W-S + SE 27,4mm

Bei kleinen Seilkräften liegt hier das Maximum bereits bei einem Ablenkwinkel von ca. 50°. Bei höheren Seilkräften wird das Maximum auf einen Ablenkwinkel von ca. 30° verschoben. Der Grund für diesen Effekt ist, dass das Seil bei kleinen Seilkräften aufgrund der höheren Biegesteifigkeit bezogen auf die Seilkraft später auf- und früher wieder von der Seilscheibe abläuft als bei großen Seilkräften [Häb-95] (siehe auch Kap. 3.1.2) und so die Pressungsspitzen bei einem größeren Ablenkwinkel zusammenfallen.

Die Berechnung der Anpresskräfte mit den neuen Erkenntnissen liefert im Vergleich zu den bisherigen Methoden eine um bis zu Faktor 2 höhere Kraft. Die relative Abweichung bzw. der relative Fehler beträgt demnach bis zu 50%. Somit wird hier auf Basis der Simulationsreihen nachgewiesen, dass für die Berechnung des Verlaufs der längenbezogenen Anpresskraft bei kleinen Ablenkwinkeln (ab ca. 60°) die bekannten Methoden (Kap. 2.2.3.1) nicht mehr herangezogen werden können.

In der folgenden Abbildung (Abb. 46) ist für die Simulationsreihe des Seils W-S + SE 27,4mm das Verhältnis zwischen den Kraftüberhöhungen am Seilauf- und -ablauf q_{auf} und der neu berechneten maximalen längenbezogenen Anpresskraft q_{max} zum jeweiligen konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 dargestellt. Bei kleinen Seilkräften ist das Verhältnis groß

(hier 5,8) und nimmt mit Zunahme der Seilkraft ab (hier 3,3). Das Verhältnis (q_{\max}/q_0) ist somit nicht konstant, sondern von der Seilzugkraft abhängig. Dies resultiert aus der in Abhängigkeit der Seilzugkraft veränderlichen Biegesteifigkeit des Seils.

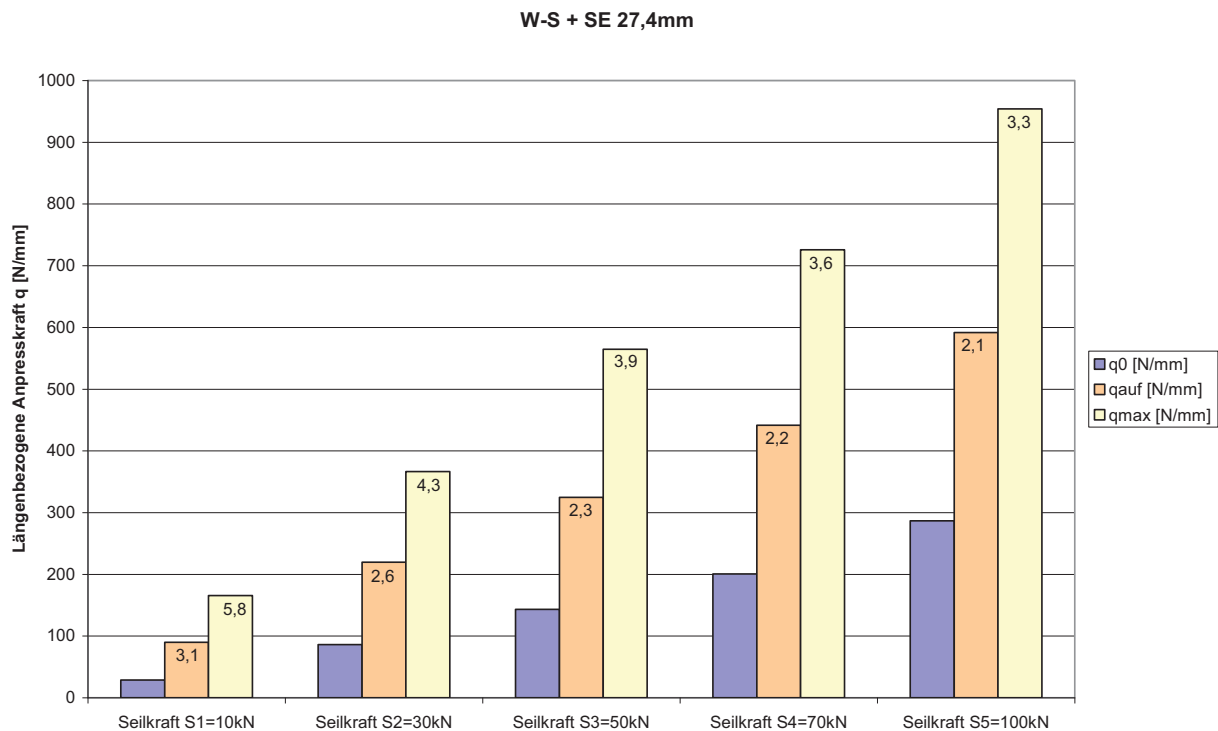


Abb. 46: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft W-S + SE 27,4mm

Die Berechnungsergebnisse für die beiden anderen gewählten Seile können dem Anhang 11.4 entnommen werden. Bei dem Seil mit Fasereinlage (W-S + FE 11,9mm) sind deutlich geringere Verhältnisse (q_{\max}/q_0) vorhanden. Dies ist auf die geringere Biegesteifigkeit von Seilen mit Fasereinlage zurückzuführen [Sch-97].

5.4.3.3 Zusammenfassung Ablenkwinkel

Mit Hilfe des erstellten numerischen Modells kann der Effekt des Zusammenfallens der Pressungsspitzen beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe nicht nur qualitativ sondern auch quantitativ ermittelt werden. Dabei ergeben sich nochmals deutlich größere Anpresskräfte, als bisher bekannt war. Der maximale Wert der Anpresskraft q_{\max} kann bei kleinen durchmesserbezogenen Seilzugkräften bis zum 6-fachen des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft q_0 betragen. Dies bedeutet, dass eine Berechnung der Anpresskräfte nach den bisher bekannten Methoden bei kleinen Ablenk winkeln einen Fehler von bis zu 50% verursacht. Ferner ist die maximale Anpresskraft auch von der Seilkonstruktion (Biegesteifigkeit) und dem Durchmesser verhältnis (D/d) abhängig.

5.4.4 Einfluss Dynamik

Seiltriebe mit großen Seilscheiben werden im Allgemeinen zum vertikalen Transport von Lasten (bspw. in Schachtförderanlagen, Schiffshebewerken etc.) eingesetzt. Eine Ausnahme bilden Seilbahnanlagen, bei denen die Förderung entsprechend der Geländeneigung stattfindet. Beim Betreiben der genannten Förderanlagen gibt es aufgrund der notwendigen An- und Abfahrvorgänge eine Dynamik im Seiltrieb, die aufgrund von Beschleunigungskräften der bewegten Massen eine Änderung der Seilkraft während des Betriebs verursacht und somit zu variablen und auch höheren Anpresskräften zwischen Seil und Seilscheibe führt. Zudem treten in Seiltrieben aufgrund dieser An- und Abfahrvorgänge Schwingungen in Seillängsrichtung auf, die ebenfalls zu höheren Seilkräften führen.

In dem folgenden Abschnitt wird erstmalig der Einfluss der Dynamik in Seiltrieben für die folgenden Fahrzustände

- Anfahren (Beschleunigung),
- konstante Fahrt bzw. Stillstand und
- Bremsen bzw. Nothalt (Verzögerung)

beim Betreiben von Förderanlagen bzgl. der wirkenden Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe mit Hilfe der numerischen Simulation analysiert. Ziel ist es den Fahrzustand zu ermitteln, bei dem die größten Anpresskräfte auftreten, um zur sicheren festigkeitstechnischen Auslegung von großen Seilscheiben die Randbedingungen realitätsnaher definieren zu können, als dies bisher möglich war.

5.4.4.1 Modellaufbau

Die Betrachtung der dynamischen Vorgänge im Seiltrieb wird auf Basis des erstellten numerischen Modells eines Seiltriebs durchgeführt. Da bei der senkrechten Förderung (Schachtförderanlage etc.) mit den größten Beschleunigungskräften bezogen auf die Seilkraft zu rechnen ist, wird das Seil im Modell vertikal (senkrechte Förderung) angeordnet. Die konstante Seilkraft im Basismodell (Kap. 5.1.2) wird durch eine vertikal geführte Massenkugel mit der entsprechenden Masse zur Abbildung der Seilkraft modelliert, um die genannten Beschleunigungskräfte aufgrund der Massenträgheit abbilden zu können (Abb. 47). Eine Abbildung beispielsweise des Fahrkorbs anstelle der Massenkugel ist hier nicht notwendig, da es sich um eine starre Masse handelt, bei der die Gesamtmasse im Schwerpunkt der Geometrie als resultierende Kraft abgebildet wird. Der geometrische Mittelpunkt der Kugel (Massenschwerpunkt) ist direkt mit dem Seilmodell verbunden, das die Seilkraft aufnimmt.

Prinzipiell verändert sich bei unterschiedlichen Seilkräften auch die entsprechende Biegesteifigkeit des Seils (Kap. 2.1.4). Da bei den betrachteten Anwendungsfällen aufgrund der meist sehr großen bewegten Massen und des gewünschten Fahrkomforts keine hohen Beschleunigungen (üblich $0,1 - 0,5 \text{ m/s}^2$) realisiert werden können, kann bei diesen Anwendungsfällen mit einer konstanten Biegesteifigkeit des Seils für die entsprechende Seilkraft gerechnet werden. Bei Sonderanwendungen ohne Personentransport mit höheren Beschleunigungen beim Anfahren als 1 m/s^2 muss eine gesonderte Betrachtung mit einer in Abhängigkeit der Seilkraft veränderlichen Biegesteifigkeit des Seils erfolgen. Da sich die vorliegende Arbeit mit den Stan-

darbelastungsfällen großer Seilscheiben im Personentransport beschäftigt, wird dies hier nicht näher untersucht.

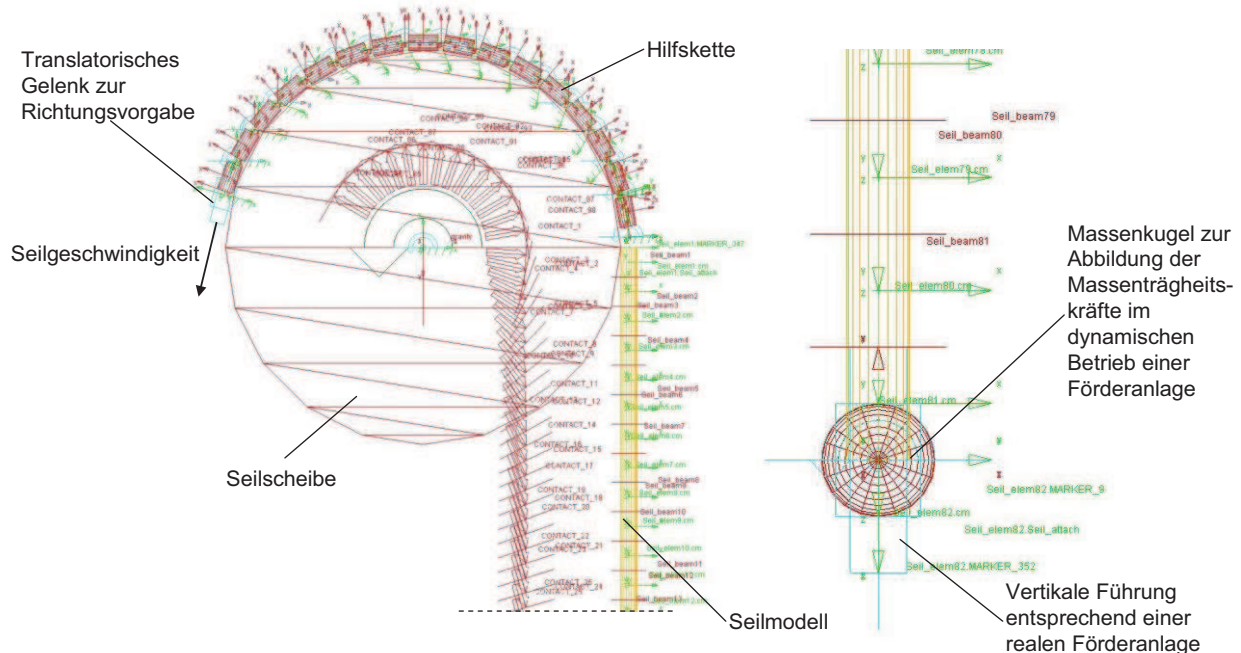


Abb. 47: Numerisches Modell zur Abbildung von dynamischen Vorgängen

5.4.4.2 Simulationsablauf

Zur Realisierung der entsprechenden Fahrkurven (Seilgeschwindigkeiten und Beschleunigungen) wird entsprechend des Basismodells über das vorderste Element der Hilfskette die gewünschte Geschwindigkeit in Form von Funktionen aufgebracht. Zur Betrachtung und Analyse von unterschiedlichen praxisrelevanten Fahrzuständen von Förderanlagen werden exemplarisch Fahrkurven für die Situationen

- konstante Geschwindigkeit – konstante Fahrt einer Förderanlage (Fahrkurve 1 und 2; 1,5s – 2,5s),
- Beschleunigung – Anfahren einer Förderanlage (Fahrkurve 1; 2,5s – 3,5s),
- Verzögerung – Abfahren einer Förderanlage bis zum Stillstand (Fahrkurve 2; 2,5s – 3,5s) und
- Stillstand einer Förderanlage - Förderanlage nur unter Vorspannung (Eigenmasse) (Fahrkurve 3; 2,5s – 3,5s)

definiert (Abb. 48). Zunächst wird, um die maximal möglichen Seilkräfte zu erhalten, mit einer konstanten Beschleunigung/Verzögerung von 1m/s^2 (s. o.) gerechnet.

Die Richtung der Bewegung des Seiltriebs ist bei allen Fahrkurven so definiert, dass sich die Massenkugel in Richtung auf die Seilscheibe bewegt, da dadurch aufgrund der Massenträgheitskräfte die größten Seilkräfte entstehen.

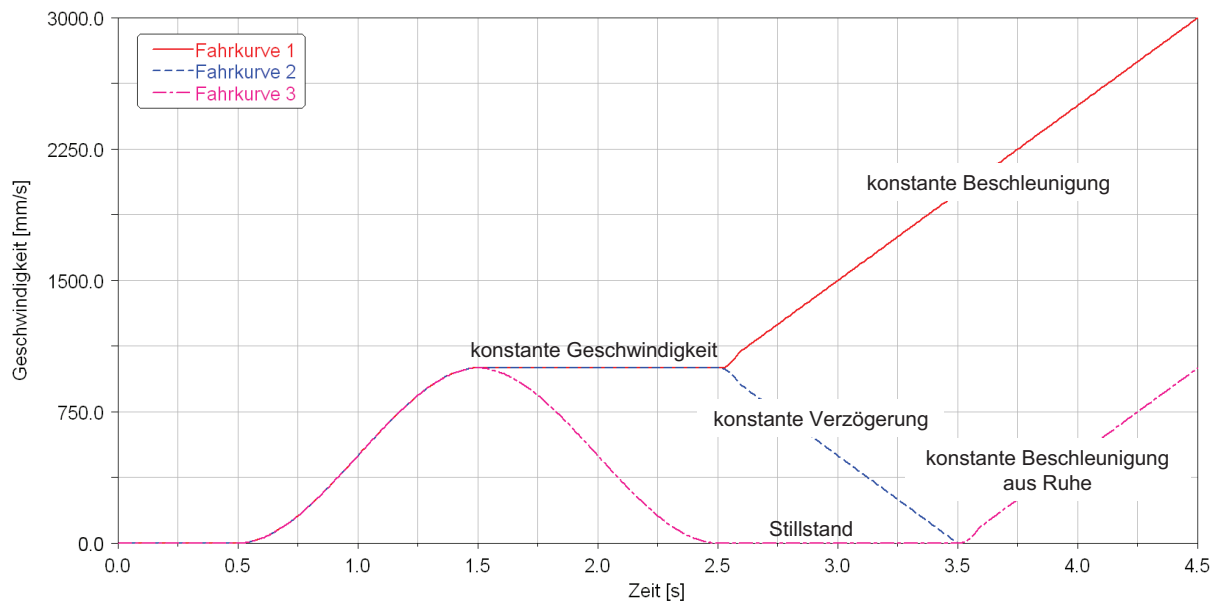


Abb. 48: Fahrkurven zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Seiltrieben

Das Seilmodell (die diskrete flexible Verbindung) wird im Ausgangszustand unbelastet und nicht gelängt modelliert, da dies im verwendeten Simulationsprogramm anders nicht möglich ist. Deshalb wird zu Beginn der numerischen Simulation das Seilmodell aufgrund der Gewichtskraft der eingefügten Massenkugel gelängt und es entsteht durch das abgebildete elastische Verhalten des Seils eine gedämpfte Schwingung in Seillängsrichtung. Diese Schwingung ist für die zu betrachtenden Anpresskräfte nicht relevant, da dieser Zustand an realen Förderanlagen nur einmalig bei Inbetriebnahme der Anlage auftritt. Deshalb wird zu Beginn der Simulationszeit (0s – 0,5s) eine Ausschwingphase von 0,5s (Modell in Ruhe) eingefügt, in der diese Schwingung nahezu vollständig abklingen kann.

In der Simulationszeit von 0,5s bis 1,5s wird das Seilmodell von der Hilfskette aus starren Elementen vollständig über die Seilscheibe gebogen, so dass der Ausgangszustand (Seil liegt realistisch über der Seilscheibe) für die folgenden Betrachtungen der Anpresskräfte erreicht ist.

Zur Auswertung der Anpresskräfte bei einer konstanten Seilgeschwindigkeit folgt bei den Fahrkurven 1 und 2 nach 1,5s Simulationszeit eine Phase von 1s mit einer konstanten Seilgeschwindigkeit. Anschließend werden bei diesen Fahrkurven jeweils eine weitere Phase von 1s mit einer konstanten Beschleunigung von 1m/s^2 (Fahrkurve 1) und einer konstanten Verzögerung von 1m/s^2 (Fahrkurve 2) realisiert.

Das Verhalten der längenbezogenen Anpresskraft bei Stillstand des Seiltriebs wird mit Hilfe der Fahrkurve 3 ausgewertet, bei der die Seilgeschwindigkeit nach 1,5s Simulationszeit wieder bis zum Stillstand verzögert wird. Zudem wird mit dieser Fahrkurve 3 das Verhalten der Anpresskräfte bei der Beschleunigung des Seiltriebs aus der Ruhe betrachtet (3,5s – 4,5s).

5.4.4.3 Simulationsergebnisse

Die Untersuchung des dynamischen Verhaltens der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe wird im Folgenden exemplarisch für die Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm beschrieben. Das Seil wird dabei mit einer Seilkraft von 100kN belastet (die Masse der „Kugel“ beträgt 10.194kg).

5.4.4.3.1 Vergleich der längenbezogenen Anpresskraft bei unterschiedlichen Fahrzuständen

Für unterschiedliche Fahrzustände einer Förderanlage (konstante Fahrt, Beschleunigung und Verzögerung) werden die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe (Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft) auf Basis der Simulation dargestellt. Die Seilgeschwindigkeiten 1 und 2 entsprechen dabei den Fahrkurven 1 und 2 (vgl. Abb. 48).

a) Beschleunigte Bewegung

Aufgrund der Massenträgheitskräfte entstehen bei der beschleunigten Bewegung größere Seilkräfte. Dadurch erhöhen sich ebenfalls die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe. Dieser Vorgang ist erstmalig in der folgenden Abbildung (Abb. 49) mit Hilfe der numerischen Simulation dargestellt. Als Vergleich für die dynamische Betrachtung ist der Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft für eine konstante Geschwindigkeit abgebildet (Kontaktkraft 1 - blaue Kurve). Wird die Seilgeschwindigkeit durch eine konstante Beschleunigung (hier 1m/s^2) vergrößert, so erhöhen sich sowohl der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft als auch die Überhöhungen am Seilauflauf- und -ablauf (Kontaktkraft 2 - grüne Kurve). In dem betrachteten Fall beträgt die Erhöhung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft während der Beschleunigungsphase 30N/mm (10%).

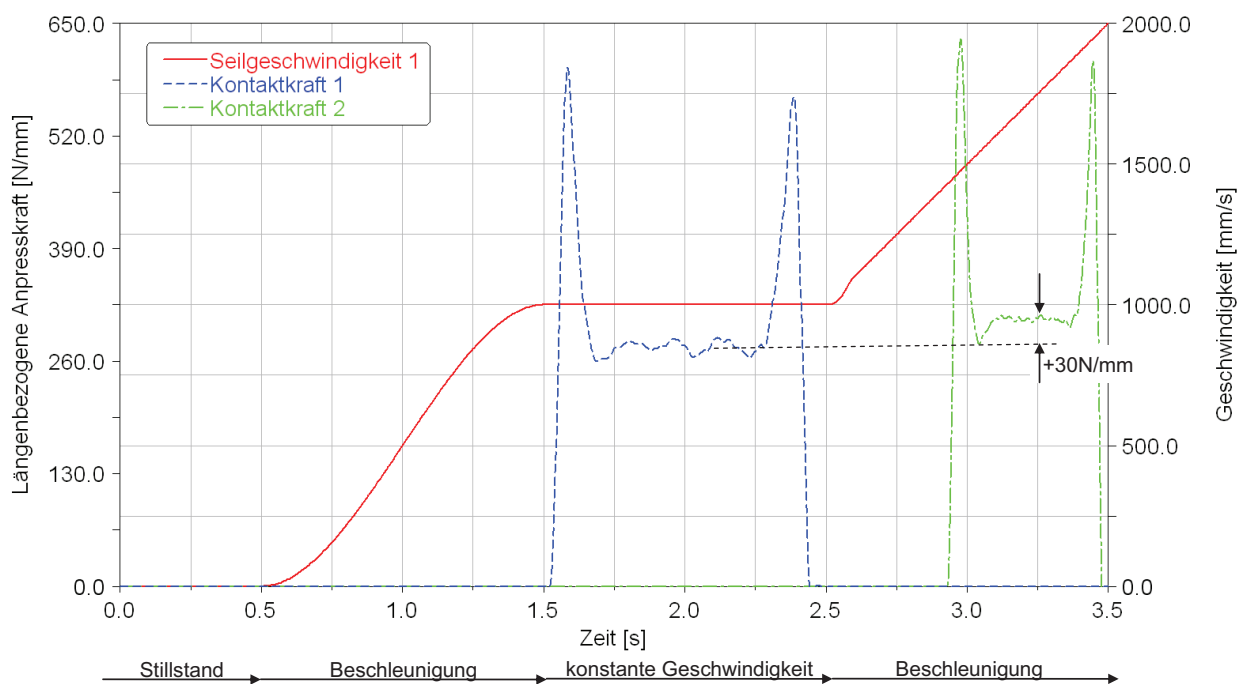


Abb. 49: Vergleich längenbezogene Anpresskraft konstante Geschwindigkeit/Beschleunigung

b) Verzögerte Bewegung

Wird die Seilgeschwindigkeit durch eine konstante Verzögerung (hier 1m/s^2) reduziert, so verringert sich auch aufgrund der Massenträgheitskräfte die Seilkraft. Dies führt dazu, dass sowohl der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft als auch die Überhöhungen der Anpresskräfte bei Seil auf- und -ablauf auf die Seilscheibe verringert werden (Abb. 50 - Kontaktkraft 2 - schwarze Kurve). In dem exemplarisch betrachteten Fall beträgt die Reduzierung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft während der Verzögerungsphase 30N/mm (ca. 10%).

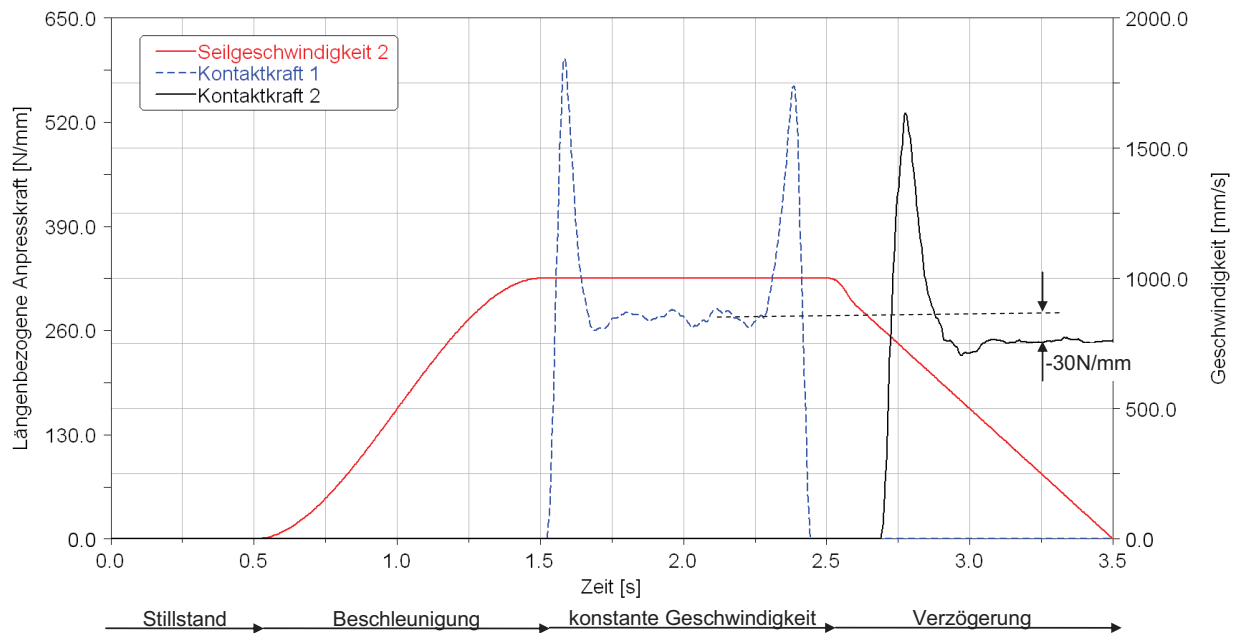


Abb. 50: Vergleich längenbezogenen Anpresskraft konstante Geschwindigkeit/Verzögerung

Auf Grundlage dieser erstmalig durchgeführten Betrachtung ist es nicht ausreichend die Berechnung der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe (wie bisher) auf Basis einer konstanten Seilgeschwindigkeit durchzuführen. Vielmehr muss der Fall der Beschleunigung (Anfahren einer Förderanlage) mit in die Berechnung der Größe der Anpresskräfte aufgenommen werden, da hier mit den größten Kräften zu rechnen ist. Deshalb wird im Folgenden die Situation beim Anfahren einer Förderanlage näher untersucht.

5.4.4.3.2 Anfahren aus der Ruhe (Beschleunigung)

Wird der Seiltrieb mit einer konstanten Beschleunigung aus der Ruhe beschleunigt, so erhöht sich sowohl der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft, als auch die Überhöhungen am Seil auf- und -ablauf auf die Seilscheibe (s.o.).

Beim Übergang zwischen Stillstand und Beschleunigung entsteht aufgrund des Rucks beim Anfahren eine Schwingung in Seillängsrichtung der am Seil befindenden und zu beschleunigenden Masse (Massenkugel). Dies führt zu einer Veränderung (Schwingung) der Seilkraft und damit zu einer Veränderung der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe in Form einer gedämpften Schwingung (Abb. 51 – Kontaktkraft 2). Als Vergleich ist die Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe im Stillstand des Seiltriebs dargestellt (Kontaktkraft 1). Der konstante An-

teil der längenbezogenen Anpresskraft wird hier während der Beschleunigungsphase prinzipiell um 30N/mm erhöht. Aufgrund des Übergangs zwischen Stillstand und Beschleunigung entstehen durch die angeregte Schwingung kurzzeitig höhere Anpresskräfte (um den doppelten Wert auf 60N/mm), bis die Schwingung vollständig abgeklungen ist.

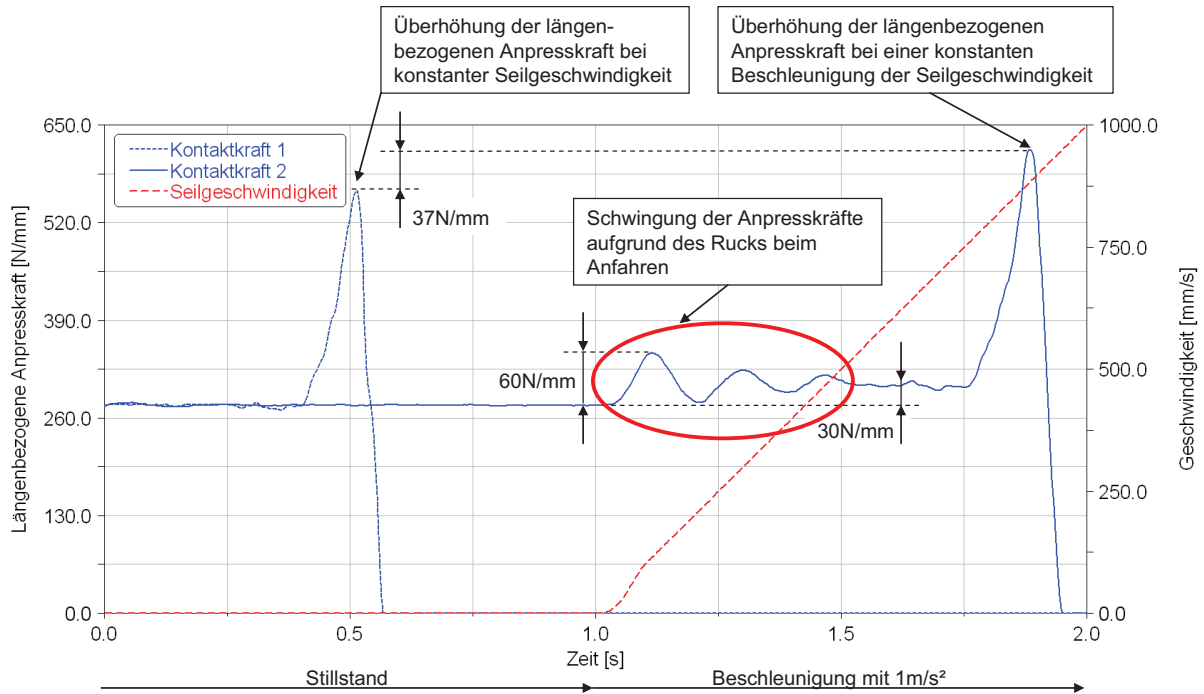


Abb. 51: Anfahren aus der Ruhe (Beschleunigung)

5.4.4.3.3 Einfluss Beschleunigung

In der folgenden Abbildung (Abb. 52) ist der Einfluss der Beschleunigung (hier von 0,2m/s² bis 2m/s²) auf die Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe für die Fahrkurve 3 (Abb. 48) und den Zeitraum Stillstand und anschließender Beschleunigungsphase auf Basis der numerischen Simulation dargestellt.

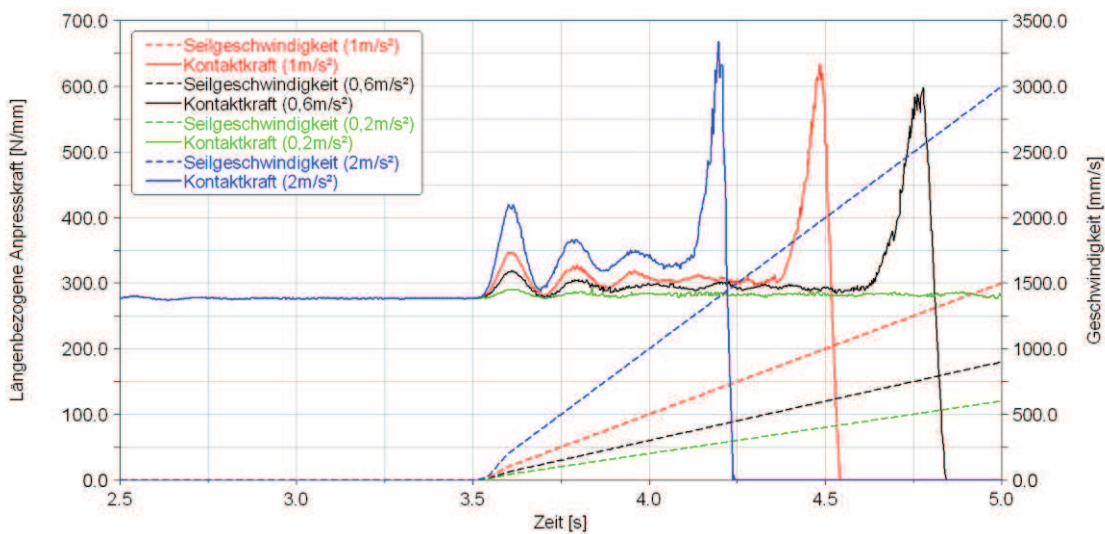


Abb. 52: Einfluss Beschleunigung auf Anpresskräfte

Als Ergebnis der durchgeführten Simulationsreihe zeigt sich, dass der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft proportional zur aufgetragenen Beschleunigung der Seilgeschwindigkeit zunimmt (Abb. 52). Die Frequenz der auftretenden Schwingung bleibt konstant und ändert sich nicht mit der Beschleunigung. Die Amplitude der Schwingung ist ebenfalls proportional zur Beschleunigung, so dass diese linear mit Erhöhung der Beschleunigung zunimmt. Somit entspricht das Verhalten des Seiltriebs an dieser Stelle einem 1-Massen-Schwinger mit Dämpfung (entsprechend einem Federpendel).

5.4.4.3.4 Einfluss Seilkraft

Die Seilkraft verursacht im Wesentlichen (neben Seilbiegesteifigkeit und Biegeradius) die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe. Für fünf unterschiedliche Seilkraft, die im Modell durch Massekugeln abgebildet werden, ist für die Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm der Einfluss der Seilkraft während einer dynamischen Fahrt mit Verzögerungs-, Stillstands- und Beschleunigungsphase (Fahrkurve 3) dargestellt.

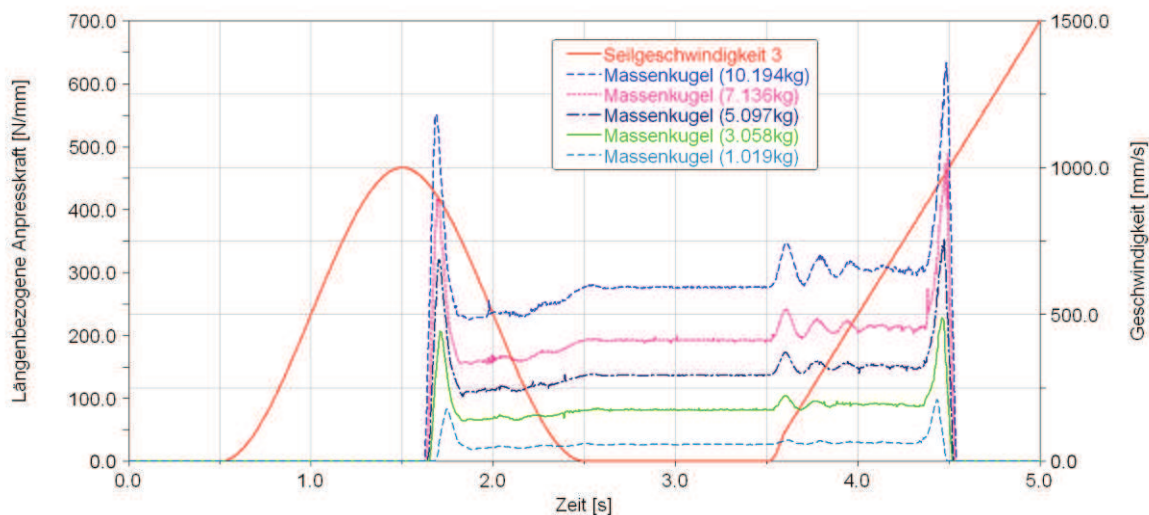


Abb. 53: Einfluss Seilkraft auf Anpresskräfte während einer dynamischen Fahrt

Als Ergebnis aus der numerischen Berechnung ergibt sich, dass die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe mit der Seilkraft linear zunehmen (Abb. 53). Der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft verringert sich während der Verzögerungsphase und erhöhet sich während der Beschleunigungsphase entsprechend den am Modell aufgetragenen Beschleunigungen.

5.4.4.4 Zusammenfassung Dynamik

Auf Grundlage der durchgeführten dynamischen Untersuchungen am Modell ist es nicht ausreichend bei der festigkeitstechnischen Betrachtung von großen Seilscheiben von einer konstanten Seilgeschwindigkeit und somit konstanten Anpresskräfte auf die Seilscheibe auszugehen. Vielmehr müssen dynamische Faktoren berücksichtigt werden, die eine Vergrößerung der Anpresskräfte beim Übergang von Stillstand der Anlage (bzw. einer konstanten Geschwindigkeit) in eine beschleunigte Bewegung in Form einer Schwingung hervorrufen (vgl. Kap. 8). Diese Kräfte können bei üblichen Beschleunigungen von Förderanlagen um bis

zu 20% (vgl. Kap. 5.4.4.3.3) größer sein, als die bisher betrachtete konstante längenbezogene Anpresskraft (Abb. 52).

5.4.5 Einfluss Schrägzug

Beim Einsatz von Seiltrieben in fördertechnischen Anlagen tritt häufig aufgrund der äußeren Rahmenbedingungen Schrägzug beim Auf- und Ablauf des Seils auf die Seilscheibe auf, da das Seil nicht parallel zur Seilscheibe verläuft. Beispielsweise kann beim Einsatz von Seiltrommeln oder Seiltrieben mit mehreren hintereinander geschalteten Seilscheiben, die zur Reduzierung der Seilkraft nach dem „Flaschenzugprinzip“ dienen, Schrägzug nicht verhindert werden.

Aufgrund des Schrägzugs wirken zusätzliche Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe. Dies hat zum einen Auswirkung auf die Seillebensdauer, die dadurch stark abnimmt (Kap. 2.2.3.2.4) und zum anderen werden die Seilscheiben insbesondere die Rillenflanke zusätzlich belastet und eine Querkraft in die Seilscheibe eingeleitet.

Die Größe dieser Querkraft zwischen Seil und Seilscheibe wird bisher durch eine vereinfachte analytische Berechnung von Schönherr [Sch-05] ermittelt, die u. a. die Biegesteifigkeit des Seils vernachlässigt und nur die Kraft quer zur Seilscheibe berücksichtigt (Kap. 2.2.3.2.4). Es ist aber davon auszugehen, dass beim Schrägzug zwischen Seil und Seilscheibe die gleichen Effekte auftreten, die auch die Kraftüberhöhungen beim Seilauf- und -ablauf auf die Seilscheibe verursachen, so dass beim Schrägzug mit einer deutlich höheren Anpresskraft quer zur Seilscheibe zu rechnen ist, als dies bisher angenommen wird.

Da diese Kraft bisher unbekannt ist, wird mit Hilfe des erstellten numerischen Modells hier erstmalig und umfassend die Größe dieser Kraft unter Berücksichtigung der Biegesteifigkeit des Seils in Abhängigkeit unterschiedlicher Einflussfaktoren (beispielsweise Schrägzugwinkel und Rillenöffnungswinkel des Rillenprofils der Seilscheibe) ermittelt.

5.4.5.1 Modellaufbau

Das numerische Grundmodell zur Ermittlung der Kräfte aufgrund des Schrägzugs entspricht den dargestellten Modellen insbesondere dem Basismodell (Kap. 5.1). Dieses Modell wird zusätzlich durch unterschiedliche Rillenprofile erweitert, die nach DIN 15061-1 [DIN 15061-1] modelliert werden (Abb. 54). Die DIN 15061-1 gibt einen Rillenöffnungswinkel von 45° vor. In der Praxis werden auch weitere Rillenöffnungswinkel von 30° und 60° eingesetzt. Daher werden diese hier ebenfalls untersucht sowie deren Einfluss auf die Anpresskräfte ermittelt.

Um die Anpresskräfte quer zur Seilscheibe gezielt auswerten zu können, wird die Rillenflanke im Modell als ein weiterer starrer Körper eingefügt, der mit der Seilscheibe fix verbunden ist.

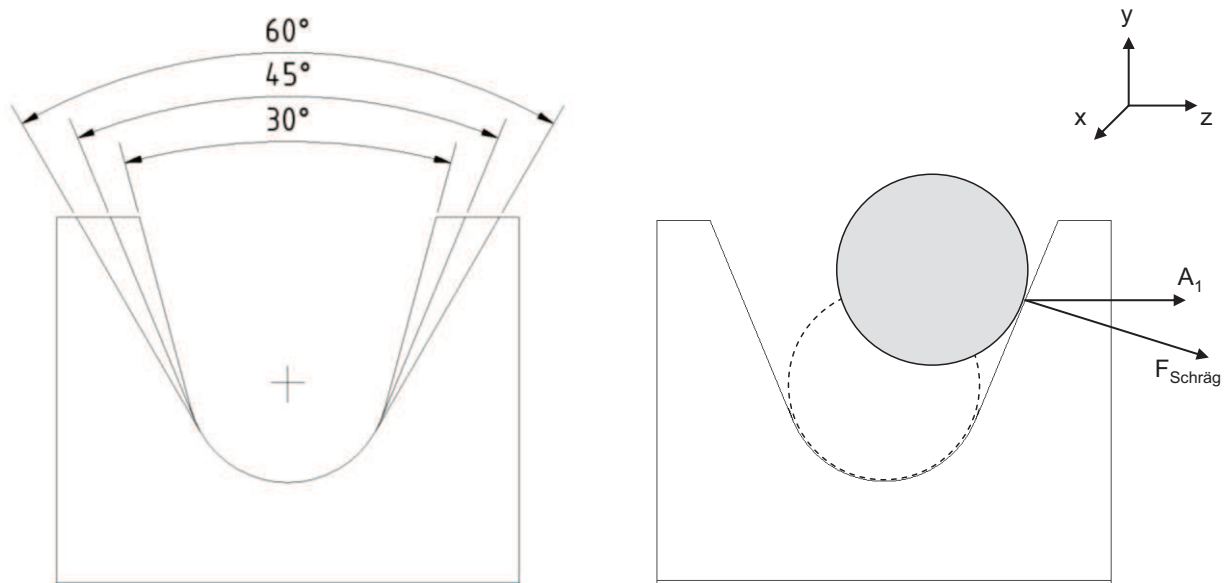


Abb. 54: (links) Rillenöffnungswinkel; (rechts) Kräfte auf Rillenflanke bei Schrägzug

Zur Abbildung des Schrägzugwinkels wird das Seilmodell um den Auflaufpunkt auf der Seilscheibe mit dem entsprechenden Winkel gedreht (Abb. 55).

Die Lagerung von großen Seilscheiben erfolgt in der Praxis häufig mit Pendelrollenlagern. Einzelnen verwendete Pendelrollenlager können kleine Winkelfehler (von bis zu $0,5^\circ$ unter Last) aufgrund von Wellendurchbiegungen oder Fluchtungsfehlern ausgleichen.

Bei der Lagerung von Seilscheiben wird üblicherweise eine Fest-Los-Lagerung mit zwei Pendelrollenlagern verwendet, die dadurch eine nahezu starre Lagerung der Seilscheibe abbilden. Lediglich durch die Elastizität der Lagerung (Weichheit), die durch den Einsatz einer fliegenden Lagerung (z. B. bei Seilbahnseilscheiben) etwas verstärkt wird, kann sich die Seilscheibe minimal neigen. Dadurch verkleinert sich der Schrägzugwinkel, bis sich ein statisches Gleichgewicht einstellt. Dieser Effekt ist im Vergleich zu den betrachteten Schrägzugwinkeln so gering, dass dieser im verwendeten numerischen Modell vernachlässigbar ist.

Deshalb wird im MKS-Modell eine Modellvereinfachung durch eine ideal starre Lagerung durchgeführt, die ein Neigen der Seilscheibe vollständig verhindert. Diese Lagerung bietet zudem den Vorteil einer deutlich geringeren Rechenzeit als im Vergleich zu einer elastisch abgebildeten Lagerung. Die starre Lagerung ist in diesem Ersatzmodell zudem notwendig um einen definierten und gleichbleibenden Schrägzugwinkel im Modell realisieren und dessen Auswirkung auf die Anpresskräfte ermitteln zu können. Eine Abbildung unterschiedlicher Seilscheibenlagerungen kann in der vorliegenden Forschungsarbeit aufgrund des Umfangs nicht durchgeführt werden. Zudem ist dies für die Betrachtung der Schrägzugkräfte auch nicht notwendig, da für die Anpresskräfte quer zur Seilscheibe (auf die Rillenflanke) nur der sich einstellende Schrägzugwinkel von Bedeutung ist.

Im Modell werden Schrägzugwinkel von 1° bis 4° abgebildet und untersucht, da in der üblichen praktischen Anwendung Schrägzugwinkel von maximal 4° auftreten. Größere Winkel können aufgrund der stark abnehmenden Seillebensdauer nach DIN [DIN 15020-1] nicht mehr zugelassen werden. Die Reduzierung der Seillebensdauer ist auf die zusätzliche Biegung des Seils in Querrichtung sowie auf die zusätzlich wirkenden Querkräfte zurückzuführen. Deshalb ist es unbedingt notwendig, diese Querkräfte genau bestimmen zu können.

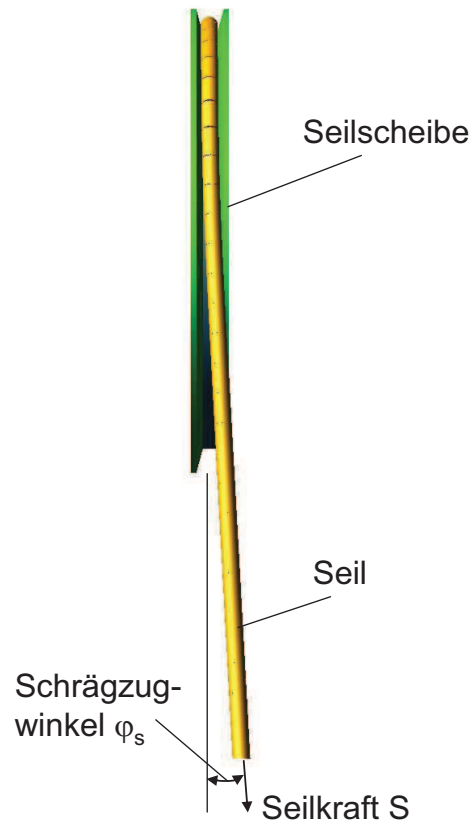


Abb. 55: MKS-Modellaufbau Schrägzug

Die Seilkraft wird als eine Einzelkraft am Seilende mit der entsprechenden Richtung parallel zum abgelenkten Seil eingepreßt.

Das Seilmodell wird analog zum Basismodell (Kap. 5.1) mit Hilfe der Hilfskette vollständig über die Seilscheibe gezogen, so dass sowohl beim Auf- als auch beim Ablauf des Seils auf die Seilscheibe die Kräfte aufgrund des Schrägzugs während einer stationären Fahrt ermittelt werden können.

5.4.5.2 Simulationsergebnisse

Der Schrägzug verursacht eine zusätzliche Kraft zwischen Seil und Seilscheibe, die senkrecht auf die Rillenflanke der Seilscheibe wirkt (Abb. 54). In der folgenden Abbildung (Abb. 56) ist diese Kraft exemplarisch für die Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm mit einer Seilkraft von 50kN und einem Rillenöffnungswinkel von 45° dargestellt.

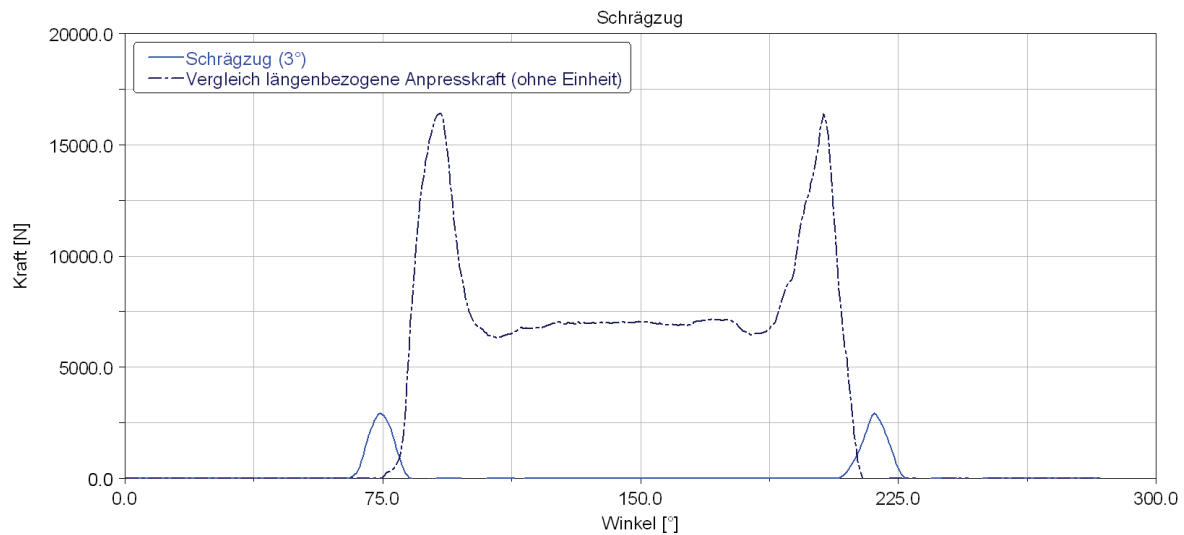


Abb. 56: Kraft auf Rillenflanke aufgrund des Schrägzugs

Das Seil läuft aufgrund der seitlichen Ablenkung (hier 3°) früher auf die Seilscheibe auf, so dass die resultierende Kraft früher als die längenbezogene Anpresskraft wirkt. Bis zur vollständigen Ausrichtung des Seils im Rillengrund wirken beide Kräfte.

5.4.5.2.1 Einfluss Schrägzugwinkel

Im Folgenden wird exemplarisch für die Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm mit einer Seilkraft von 50kN und einer Seilscheibenkonstruktion mit einem Rillenöffnungswinkel von 45° für unterschiedliche Schrägzugwinkel sowohl die resultierende Kraft aufgrund des Schrägzugs, als auch deren Verlauf dargestellt (Abb. 57).

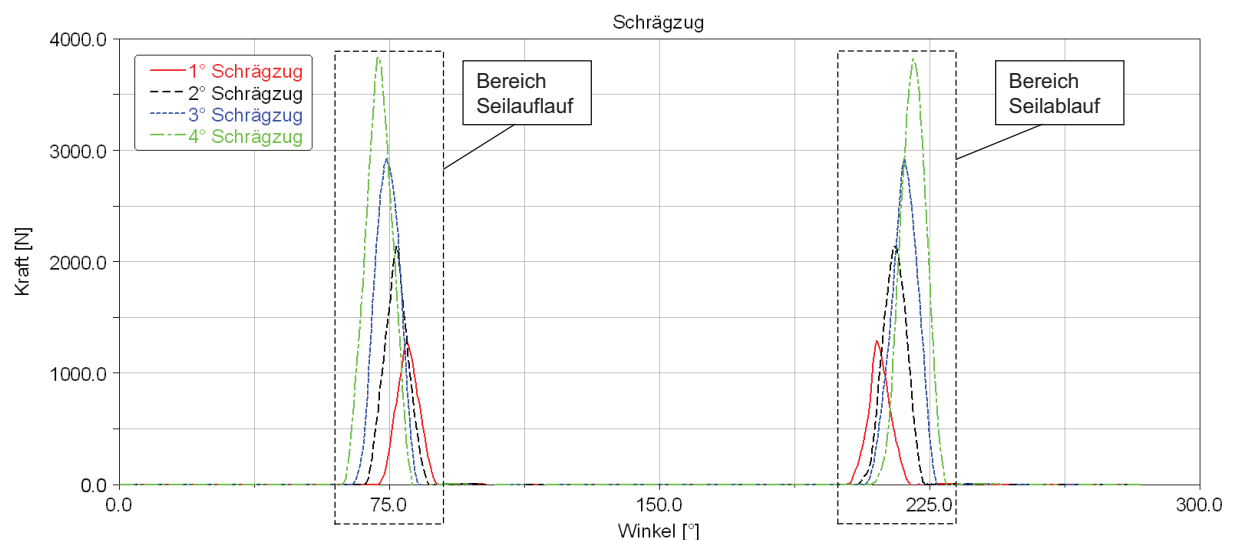


Abb. 57: Einfluss des Schrägzugwinkels

Je größer der Schrägzugwinkel ist, desto früher läuft das Seil auf die Seilscheibe auf und später von der Seilscheibe wieder ab, da es um einen größeren Radius gebogen werden muss.

Dadurch nimmt die resultierende Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe in diesem Bereich nahezu linear mit dem Schrägzugwinkel zu (Abb. 57).

Die bisher nur durch Schönherr [Sch-05] experimentell über Seillebensdaueruntersuchungen nachgewiesene Reduzierung der Seillebensdauer bei Schrägzug (vgl. Abb. 17) wird hier erstmalig auch quantitativ mit Hilfe der numerischen Simulation der Größe der Anpresskräfte bestätigt. Es wird gezeigt, dass mit zunehmendem Schrägzugwinkel auch größere Anpresskräfte wirken.

5.4.5.2 Einfluss Rillenöffnungswinkel

Im Folgenden wird der Einfluss des Rillenöffnungswinkels für die gebräuchlichen Winkel von 30°, 45° und 60° auf die Anpresskräfte zwischen Seil und Rillenflanke am Beispiel der Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm mit einer Seilkraft von 50kN und einem Schrägzugwinkel von 3° dargestellt (Abb. 58).

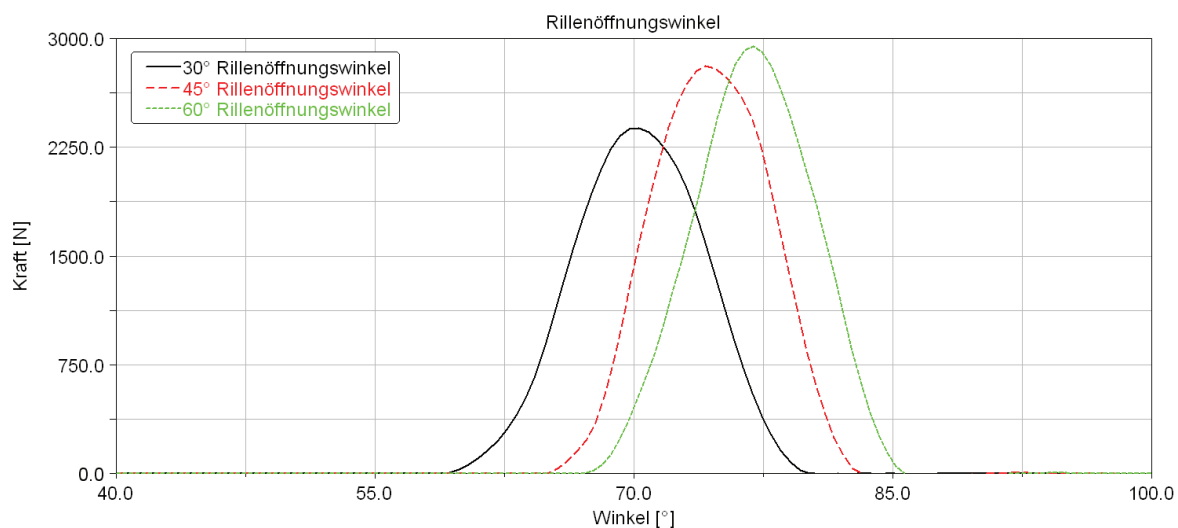


Abb. 58: Einfluss des Rillenöffnungswinkels

Bei dem kleinsten Rillenöffnungswinkel (hier 30°) treten die kleinsten Kräfte auf die Rillenflanke auf (Abb. 58). Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Seil am wenigsten um die Rillenflanke gebogen werden muss. Je größer der Rillenöffnungswinkel ist, desto größer ist der Biegebereich des Seils und desto größere Anpresskräfte entstehen.

Dieses Simulationsergebnis wird ebenfalls durch die von Schönherr [Sch-05] experimentell nachgewiesenen Reduzierungen der Seillebensdauer bei größeren Rillenöffnungswinkeln bestätigt, da hier größere Anpresskräfte wirken und somit das Seil stärker geschädigt wird (vgl. Abb. 17).

5.4.5.3 Zusammenfassung Schrägzug

Die bisherige Berechnung der Kraft aufgrund des Schrägzugs erfolgt durch ein vereinfachtes analytisches Modell (Kap. 2.2.3.2.4). Im Folgenden wird dieses Modell mit den Ergebnissen der numerischen Berechnung exemplarisch am Beispiel der Seilkonstruktion W-S + SE 27,4mm, einer Seilkraft von 50kN, einem Schrägzugwinkel von 3° und einem Rillenöffnungswinkel von 45° verglichen (Abb. 59).

Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass die bisherige analytische Berechnung eine deutlich zu geringe Kraft ergibt, die aufgrund des Schrägzugs entsteht. Vielmehr tritt an der Rillenflanke nicht nur eine Einzelkraft (wie im analytischen Modell) auf, sondern es gibt einen Kraftverlauf bei dem die Kraft stetig bis zu einem Maximum ansteigt und sich dann wieder verringert, bis das Seil vollständig im Rillengrund der Seilscheibe liegt.

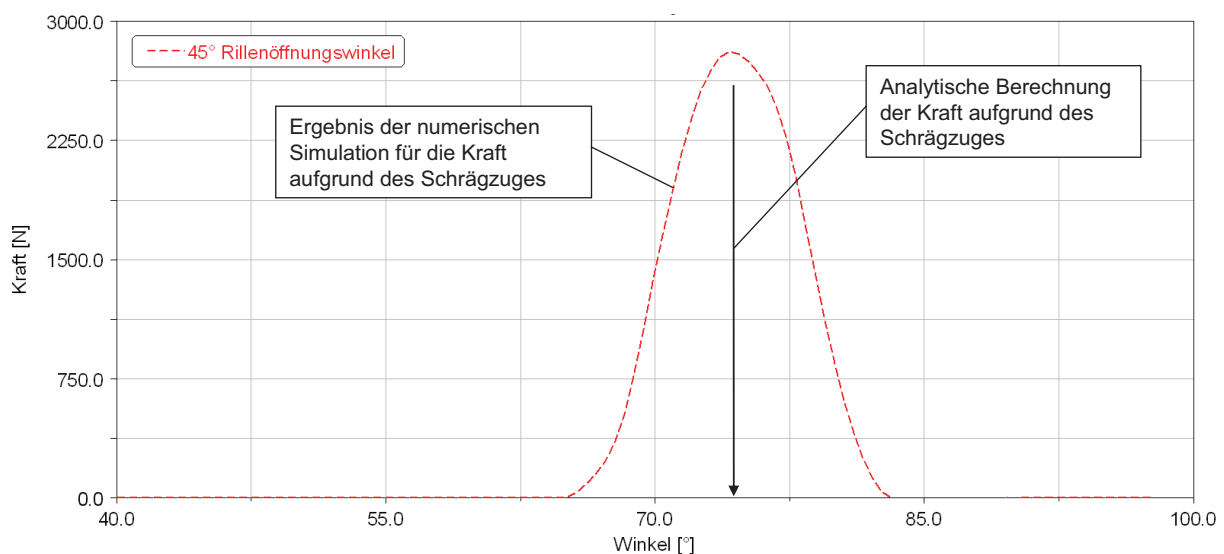


Abb. 59: Vergleich analytische und numerische Berechnung der Schrägzugkraft

Mit dem erstellten numerischen Modell wird erstmalig der Verlauf der Kraft berechnet, die aufgrund des Schrägzugs auf die Rillenflanke wirkt. Es zeigt sich dabei, dass eine Berechnung der Kraft nach der bisherigen analytischen Methode [Sch-05] zu geringe Werte liefert und somit eine numerische Berechnung der Kraft notwendig ist, um diese realitätsnaher darstellen zu können.

Eine allgemeine Aufbereitung der Simulationsergebnisse, die mit Hilfe des numerischen Modells entwickelt wurden, erfolgt in Kapitel 8.

5.5 Zusammenfassung – Numerisches Modell

Da es aufgrund der notwendigen enormen Rechenleistung momentan noch nicht möglich ist, ein Drahtseil mit allen Drähten und Litzen vollständig mit der FE-Methode dynamisch beim Lauf über Seilscheiben abzubilden (vgl. Kap. 2.3.1 und Kap. 5.1), wurde ein Ersatzmodell (in Form eines parametergestützten Mehrkörpersimulationsmodells) entwickelt, um Simulationszeiten von wenigen Minuten zu erreichen. Dabei wird das Seil vereinfacht als eine Kette aus flexiblen Balkenelementen dargestellt.

Das Ersatzmodell des Seils muss zur Betrachtung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe aufgrund der getroffenen geometrischen Vereinfachungen zunächst mit vorhandenen Messdaten kalibriert werden. Anschließend können mit dem kalibrierten Modell (für eine Seilkonstruktion und eine Seilzugkraft) Untersuchungen der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe durchgeführt werden, die so bisher nicht möglich waren. Dies sind beispielsweise die Betrachtungen der Anpresskräfte bei kleinen Ablenkwinkeln, bei dynamischen Vorgängen insbesondere während der Beschleunigungsphase und die Kräfte aufgrund des Schrägzugs.

Durch das erstellte numerische Modell konnten folgende Einflüsse untersucht werden:

- Bei kleinen Ablenkwinkeln (kleiner 60°) ist eine Berechnung der längenbezogenen Anpresskraft nach den bisher bekannten Methoden nicht mehr zulässig, da dabei die Pressungsspitzen bei Auf- und Ablauf des Seils teilweise oder vollständig zusammenfallen und sich dadurch die Anpresskräfte nochmals deutlich erhöhen bzw. sich der Verlauf der Anpresskräfte deutlich verändert. Bei den untersuchten Seilkonstruktionen treten maximale Kräfte von ca. 6-mal dem konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft auf.
- Aufgrund der notwendigen An- und Abfahrvorgänge von Förderanlagen verändert sich während der Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen durch die Massenträgheitskräfte die Seilkraft. Mit dem erstellten numerischen Modell können die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe während einer kompletten dynamischen Fahrt mit Beschleunigungsphase, konstanter Fahrt und Verzögerungsphase betrachtet und ausgewertet werden. Die Anpresskräfte sind dabei prinzipiell proportional zur aufgebrachten Beschleunigung. Es zeigt sich ferner, dass während der Beschleunigungsphase aus der Ruhe Schwingungen in Seillängsrichtung auftreten, die kurzzeitig höhere Anpresskräfte verursachen. Somit ist die bisherige analytische Berechnung der Seilkraft mit der Erhöhung der Seilkraft durch die aufgebrachte Beschleunigung zu gering.
- Bei Förderanlagen (Seiltrieben) tritt häufig aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten Schrägzug zwischen Seil und Seilscheibe auf. Bisher war nur eine vereinfachte analytische Berechnung [Sch-05] der zusätzlich entstehenden Kraft aufgrund des Schrägzugs möglich, die beispielsweise die Biegesteifigkeit des Seils vernachlässigt. Mit dem erstellten numerischen Modell kann erstmalig der Verlauf dieser Anpresskraft ermittelt werden. Entscheidenden Einfluss auf die Anpresskraft haben dabei der Schrägzugwinkel und die Seilkraft. Mit zunehmendem Schrägzugwinkel und zunehmender Seilkraft steigt die Anpresskraft linear an. Ferner haben auch die Konstruktion der Seilscheibe und insbesondere der Rillenöffnungswinkel Einfluss auf die Anpresskraft. Je kleiner dieser ist, desto kleiner ist die resultierende Kraft.

6 Beanspruchung von Seilscheiben

Große Seilscheiben werden durch unterschiedliche Kräfte belastet, die vom Seil auf die Seilscheibe wirken. Diese wirkenden Kräfte sowie deren Ermittlung sind in den vorangegangenen Kapiteln (Kap. 2-5) ausführlich dargestellt.

Da bisher die Ermittlung der Beanspruchung von großen Seilscheiben nur auf Basis von vereinfachten Lastannahmen erfolgte (Kap. 2.2.2), konnte die Beanspruchung von Seilscheiben nicht vollständig bzw. nicht ausreichend realitätsnah abgebildet werden. Zudem wurden zur Berechnung der in der Seilscheibe auftretenden Verformungen und Spannungen bisher oft Stabwerk-Programme verwendet, die zahlreiche Vereinfachungen beinhalten (Kap. 2.4). In Stabwerk-Programmen wird eine Konstruktion durch ein Ersatzmodell aus idealen geraden Trägern abgebildet, die fest oder gelenkig miteinander verbunden sind. Der runde Seilkranz kann somit beispielsweise nur durch gerade Träger angenähert werden, so dass sich sehr stark vereinfachte Modelle von Speichenseilscheiben realisieren lassen. Mit dieser Methode ist es nicht möglich komplexe Strukturen von Seilscheiben (Speichenformen, Seilkranz etc.) mit beispielsweise Schweiß- oder Schraubverbindungen abzubilden, so dass sich Seilbahnseilscheiben (mit runden Aussparungen) mit dieser Methode über die Verwendung von Stabwerkprogrammen nicht darstellen lassen.

Da Stabwerk-Programme keine ausreichende Berechnungsgenauigkeit ermöglichen können, ist ein Ziel der Forschungsarbeit (Kap. 6), eine Methode zur Ermittlung der inneren Beanspruchung großer Seilscheiben auf Basis der Finite-Elemente-Methode zu entwickeln.

- Mit Hilfe dieser Methode soll es möglich sein, eine sichere festigkeitstechnische Dimensionierung sämtlicher Seilscheibenkonstruktionen (mit Speichen, Vollmaterial etc.) und unterschiedlicher Fertigungsverfahren (Schweiß- oder Schraubkonstruktionen sowie Kombinationen aus diesen) durchzuführen.
- Ferner wird exemplarisch die prinzipielle innere Beanspruchungssituation einer Speichenseilscheibe insbesondere die Beanspruchung der Speichen dargestellt, da die meisten Seilscheiben eine Speichenform oder speichenähnliche Form (außer Vollscheiben) besitzen. Diese Darstellung der Beanspruchung der exemplarisch gewählten Speiche kann nicht allgemeingültig sein, da es eine sehr hohe Anzahl an unterschiedlichen Seilscheibenkonstruktionen und auch Belastungsarten (vgl. Kap. 2.2) gibt. Dies hat zur Folge, dass für jede Seilscheibenkonstruktion neue Berechnungen mit der entwickelten Methode durchgeführt werden müssen, um die innere Beanspruchung der Seilscheibe ermitteln zu können.
- Abschließend wird die entwickelte Methode benötigt, um zu zeigen, dass das entwickelte analytische Berechnungsverfahren (Kap. 4) und das entwickelte numerische Modell (Kap. 5) unter Einsatzbedingungen in der Praxis realitätsnahe Ergebnisse liefern. Dies erfolgt exemplarisch an einer weiteren in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage (Kap.7).

Moderne Verfahren wie die Finite-Elemente-Methode ermöglichen es, komplexe Strukturen von Konstruktionen bzgl. ihrer Festigkeitseigenschaften zu beurteilen (Kap. 2.3.1). Deshalb wird als Werkzeug für die entwickelte Berechnungsmethode zur Ermittlung der Beanspruchung von Seilscheiben die Finite-Elemente-Berechnung angewandt. Mit Hilfe dieser Methode können die

unter Belastung auftretenden Verformungen und Spannungen in Abhängigkeit der Seilscheibengestalt (Art der Seilscheibe, Anzahl Speichen, Trägheitsmomente Seilkranz und Speichen, Querschnittsflächen, etc.) beschrieben werden.

Mit Hilfe der entwickelten Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe (Kap. 4-5) werden diese Kräfte für das zu entwickelnde FE-Modell realitätsnaher abgebildet und im Rahmen der Forschungsarbeit zur Entwicklung der Berechnungsmethode zur Ermittlung der resultierenden Beanspruchung (Spannungen und Verformungen) von großen Seilscheiben unter Belastung verwendet.

Die Methode zur Berechnung der Beanspruchung von Seilscheiben wird mit Hilfe der experimentellen Versuchsreihen im Schiffshebewerk (Kap. 3.2) exemplarisch entwickelt, dargestellt und validiert. Dazu wird mit einem einfachen FE-Modell gestartet, das schrittweise mit Details (Schweißnähte, Schraubverbindungen, Lagerung etc.) erweitert wird, um die Auswirkungen (Einflussparameter) einzelner Elemente beurteilen zu können.

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird somit dargestellt, wie das FE-Modell der Seilscheibe aufgebaut sein muss (welche Details abgebildet werden müssen) und welche Randbedingungen (Kräfte und Lagerungen) definiert werden müssen, um realitätsnahe Ergebnisse der Beanspruchung von Seilscheiben zu erhalten. Da es sich bei der verwendeten FE-Berechnung von Seilscheiben um ein statisch-mechanisches Verfahren handelt (Seilscheibe in Ruhe), muss geklärt werden, in welcher Position (Drehstellung) die größten Spannungen in der Seilscheibe auftreten. Dazu müssen zahlreiche Simulationen mit unterschiedlichen Drehstellungen der Seilscheibe durchgeführt werden (Abb. 60). Die notwendige Größe der Verdrehsschritte (Grad-schritte) gilt es hierbei ebenfalls zu ermitteln.

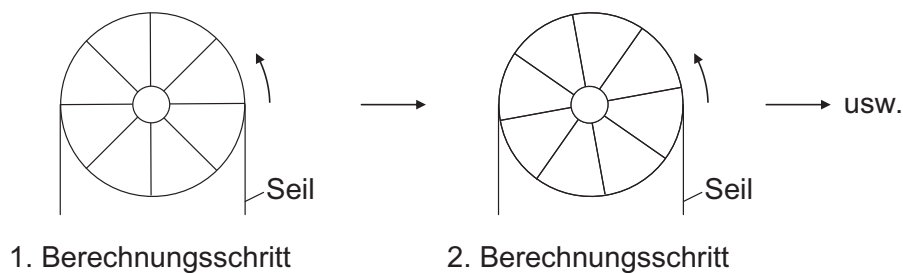


Abb. 60: FE-Berechnungsablauf von Seilscheiben

6.1 Modellaufbau

Die Entwicklung der Berechnungsmethode zur Ermittlung der Beanspruchung von Seilscheiben, die auch der Validierung des numerischen und analytischen Berechnungsverfahrens zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe (Kap. 4 und 5) dient, wird exemplarisch mit Hilfe einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe eines Schiffshebewerks (Kap. 3.2) durchgeführt.

a) CAD-Modell

Die Seilscheibe des SHW ist in Form einer Doppelseilscheibe mit zwei Seilkränzen aufgebaut (vgl. Kap. 3.2.2 und Anhang 11.2). Als Basis für das FE-Modell wird von der Doppelseilscheibe ein CAD-Modell mit sämtlichen Komponenten der Seilscheibe erstellt. Entsprechend der Realität werden sowohl die Schraubverbindungen zwischen den Blechscheiben und den Peinern als auch die Schweißverbindungen zwischen den Knotenblechen und den Peinern / Seilkränzen berücksichtigt (Abb. 61).

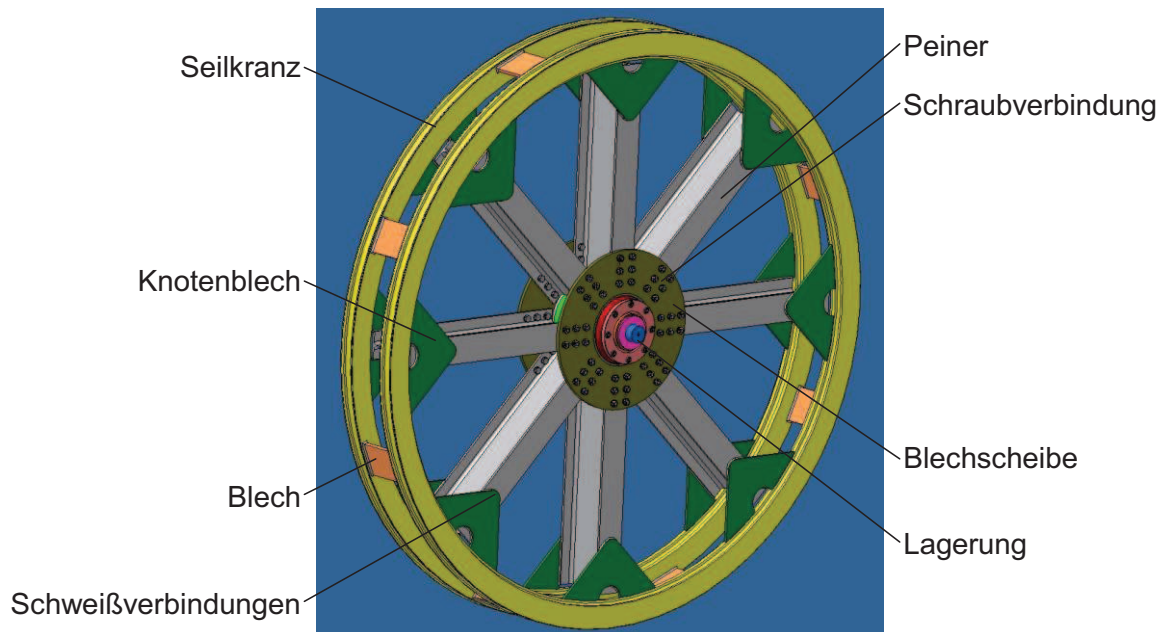


Abb. 61: Komponenten der Doppelseilscheibe des SHW

Zur Aufbringung der längenbezogenen Anpresskraft auf die Seilscheibe, die durch Pressung des Seils auf die Seilscheibe entsteht, wird die Seilrille nicht als Rundrille (Abb. 62 links) sondern als Flachrille in Form ebener 2°-Segmente (Abb. 62 rechts) ausgeführt. Auf diese Segmente wird eine Druckkraft eingepreßt. Diese Vereinfachung der Krafteinleitung ist auf Basis der durchgeführten Berechnungen zulässig, da die Kraftverteilung auf die Rillenflanken keinen wesentlichen Einfluss auf die Gesamtbeanspruchung der Seilscheibe (beispielsweise der Speichen) hat.

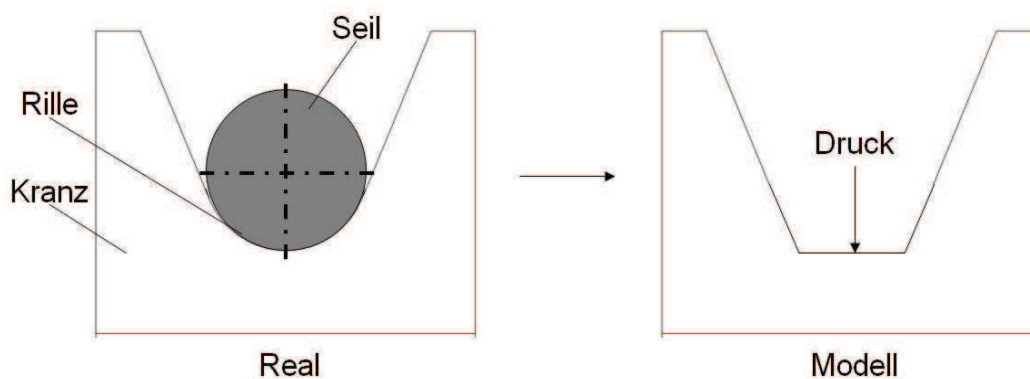


Abb. 62: Prinzipskizze Lasteinleitung im FE-Modell

Die FEM-Berechnung der Seilscheibe kann nur als eine statische Berechnung stattfinden (keine Drehung der Seilscheibe während einer Simulation). Es ist im Vorfeld der Berechnungen nicht möglich, die kritische Drehstellung der Seilscheibe zu ermitteln, bei der die größten Verformungen und Spannungen in der Seilscheibe auftreten (vgl. Kap. 6). Um den Modellierungsaufwand gering zu halten (es sind zahlreiche Simulationen notwendig) wird das CAD-Modell der Seilscheibe als eine Baugruppenkonstruktion aufgebaut. Es ist dabei möglich, den Seilkranz zur restlichen Seilscheibe zu verdrehen. Auf dem Seilkranz werden die Lasten einmalig definiert (vgl. Abb. 65). Um die Rotation der Seilscheibe abzubilden, reicht es aus bei jeder Berechnung (unterschiedlichen Drehstellung der Seilscheibe) im Modell lediglich den Seilkranz zum Rest der Seilscheibe zu verdrehen. Dies hat den Vorteil, dass die im FE-Modell erstellten Koordinatensysteme sowie sämtliche Lasten und Lagerungen bei der Verdrehung der Seilscheibe nicht neu definiert werden müssen.

b) FE-Modell

Mit Hilfe eines Finite-Elemente-Programms (Ansys V13) wird das erstellte CAD-Modell in ein Finite-Elemente-Modell überführt, in dem sämtliche Details des CAD-Modells mit Schweißnähten und Schraubverbindungen übernommen werden. Als Modellvereinfachung wird die zweiteilige Nabe der Seilscheibe des SHW mit Pendelrollenlagern wegen des sehr großen Querschnitts als ideal starr angenommen und im FE-Modell durch eine fixierte Lagerung im Innenkreis der Blechscheiben abgebildet (Abb. 65).

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Messdaten der Seilscheibe, die mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen aufgenommen wurden (vgl. Kap. 3.2.3), werden im Modell auf den Peinern an den Stellen Koordinatensysteme eingefügt, wo auf der realen Seilscheibe die Dehnungsmessstreifen angebracht sind. Da im Versuch an jeder Messstelle zwei Dehnungsmessstreifen angebracht sind, werden an den entsprechenden Stellen im Modell auch zwei Koordinatensysteme definiert. Eine Achse dieser lokalen Koordinatensysteme wird in Richtung der Längsachse der entsprechenden Speiche definiert, so dass mit Hilfe der Koordinatensysteme an diesen Stellen die Simulationsergebnisse in Form von Verformungen und Normalspannungen gezielt ausgewertet werden können (Abb. 63).

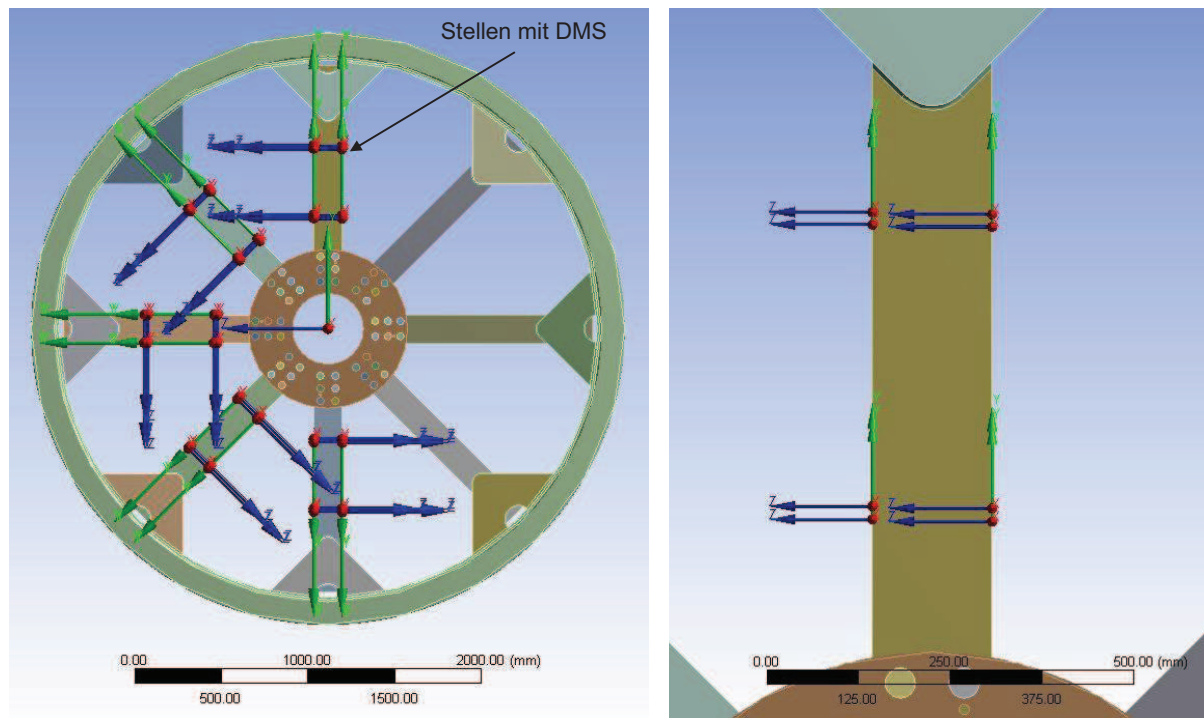


Abb. 63: Koordinatensysteme im FE-Modell; (rechts) Detailansicht

Die Berechnungen der Spannungen in der Seilscheibe sind sehr aufwendig, da die unterschiedlichen Stellungen der Seilscheibe (Drehung) berücksichtigt werden müssen, um einen Verlauf der Normalspannungen in den Speichen bei einer 360°-Drehung (in z. B. 5°-Schritten) zu erhalten. Zur Reduzierung der notwendigen Anzahl an FE-Berechnungen der Seilscheibe bei unterschiedlichen Drehstellungen werden die Koordinatensysteme auf mehreren Speichen definiert (Abb. 63). Die Anordnung der Koordinatensysteme auf einer Seite der Seilscheibe ist hier möglich, da die Seilscheibe des SHW symmetrisch aufgebaut ist (alle 45° eine Speiche). Es ist somit ausreichend eine Verdrehung der Seilscheibe in mehreren Schritten bis 45° abzubilden, um ein Ergebnis der Seilscheibenbeanspruchung für eine vollständige Rotation um 360° zu erhalten.

Um eine hohe Berechnungsgenauigkeit zu erhalten wird das FE-Modell in eine sehr hohe Anzahl an Tetraeder-Elementen (mit ca. 900.000 Knoten) zerlegt (Abb. 64), da es aufgrund der Geometrie der Seilscheibe hier nicht möglich ist Hexaeder-Elemente durchgängig zu verwenden. An der Stelle mit den größten resultierenden Spannungen und großen Spannungsgradienten wird gezielt eine Netzverfeinerung durchgeführt, um an dieser Stelle noch exaktere Ergebnisse zu erhalten (Abb. 64 rechts).

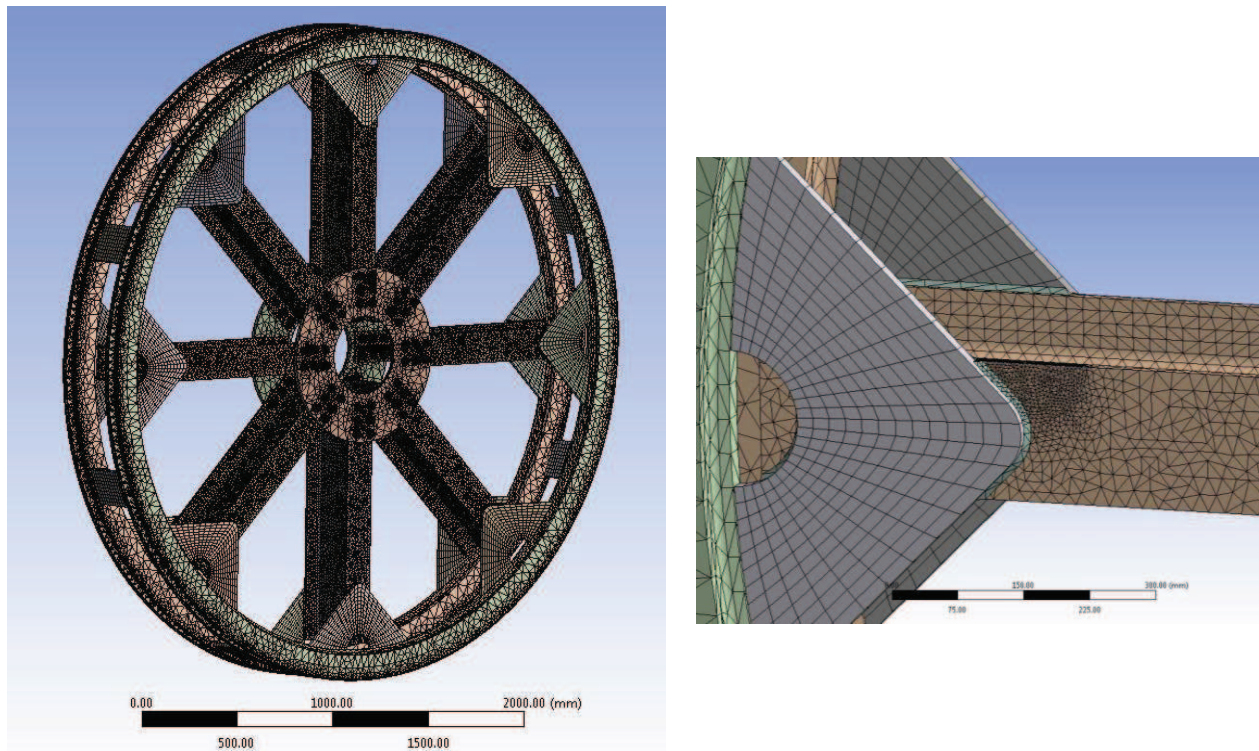


Abb. 64: FE-Netz der Seilscheibe; (rechts) Netzverfeinerung an höchstbelasteter Stelle

Das FE-Modell wird zur Berechnung der Verformungen und Spannungen mit unterschiedlichen Lasten beaufschlagt (Abb. 65).

- Die Schraubverbindung zwischen Blechscheibe und Peiner wird mit einer Schraubenvorspannung von 250kN berücksichtigt. Die reale Vorspannung der Schrauben kann aufgrund der Reihenfolge, in der die Schrauben angezogen werden, nicht konstant 250kN betragen. Da an dieser Stelle kein Nachweis der Tragfähigkeit dieser Flanschverbindung erbracht werden soll und davon ausgegangen werden kann, dass diese Verbindung ausreichend stark dimensioniert ist, ist hier die konstante Vorspannung im Modell zulässig.
- Zwischen den Berührflächen von Bauteilen, die sich unter Belastung relativ zueinander verschieben können (beispielsweise Blechscheibe und Peiner), werden Reibwerte mit einem Wert von 0,1 (für Stahl auf Stahl und trockene Oberfläche [Dub-05]) definiert.
- Die längenbezogene Anpresskraft sowie die Überhöhungen bei Auf- und Ablauf des Seils werden über die erstellten ebenen 2°-Segmente in Form von Druckkräften aufgebracht.
- Zusätzlich wird eine Kraft, die den Schrägzug auf die Seilscheibe repräsentiert, ebenfalls auf die erstellten 2°-Segmente im Modell abgebildet (Richtung parallel zur Seilscheibenachse).
- Es werden zudem dynamische Einflüsse bei der Lastermittlung berücksichtigt (Kap. 6.2).

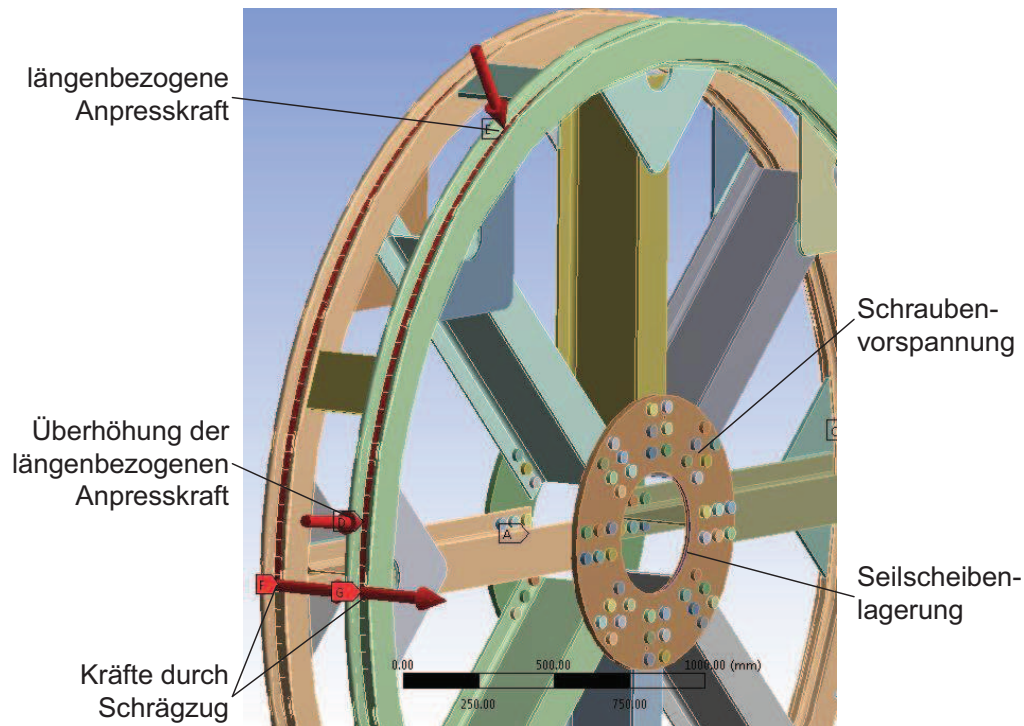


Abb. 65: Randbedingungen der Seilscheibe für FE-Berechnung

6.2 Belastungsermittlung

Die Ermittlung der Belastung der Seilscheibe durch die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe wird mit Hilfe des entwickelten analytischen Berechnungsverfahrens und der numerischen Simulation durchgeführt.

a) Konstanter Anteil der längenbezogenen Anpresskraft

Die Seilkraft F_0 auf die Doppelseilscheibe des SHW beträgt 290,2kN (Kap. 3.2.2). Die längenbezogene Gewichtskraft des Seils entspricht 112N/m (Tab. 3) und die Seilgeschwindigkeit des Seiltriebs errechnet sich zu 0,21m/s. Mit Hilfe des entwickelten analytischen Berechnungsverfahrens wird der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft nach Gleichung (4.46) ermittelt.

$$q_0 = \frac{F_0 - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2}{R_0} = \frac{290200\text{N} - 11,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 0,21^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{1,7\text{m}} = 170,71 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.60)$$

Da der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft für den Seilscheibendurchmesser plus Seildurchmesser berechnet wird, aber die Seilrille im Modell ohne die Rundrille, sondern als Flachrille ausgeführt ist (vgl. Abb. 62), wird der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft auf den Rillengrund im Modell umgerechnet (vertikale Projektion).

$$q_{0Rillengrund} = \frac{D}{D_0} \cdot q_0 = \frac{3400mm}{3346mm} \cdot 170,71 \frac{N}{mm} = 173,47 \frac{N}{mm} \quad (6.61)$$

Die Umrechnung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft auf eine Flächenpressung, die auf die erstellten 2°-Segmente der Seilscheibe wirkt, erfolgt über die Breite der Segmente b_{Seg} zu:

$$p_0 = \frac{q_{0Rillengrund}}{b_{Seg}} = \frac{173,47 \frac{N}{mm}}{35mm} = 4,96 \frac{N}{mm^2} \quad (6.62)$$

b) Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft

Die Ermittlung der Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft erfolgt mit Hilfe des numerischen Modells. Für die verwendete Seilkonstruktion und die durchmesserbezogene Seilzugkraft im SHW (Tab. 3) ergibt sich die Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft aus der Simulation mit dem Faktor 2 zum konstanten Anteil zu:

$$q_{auf} = 2 \cdot q_0 = 341,42 \frac{N}{mm} \quad (6.63)$$

Die Berechnung der Flächenpressung, die auf die erstellten 2°-Segmente der Seilscheibe aufgebracht wird, erfolgt analog der vorausgegangenen Berechnungen zu:

$$p_{auf} = 9,92 \frac{N}{mm^2} \quad (6.64)$$

c) Kraft durch Schrägzug

Die Ermittlung der Querkraft auf die Seilscheibe aufgrund des Schrägzugs wird ebenfalls mit Hilfe des numerischen Modells ermittelt. Es wird dabei ein Schrägzugwinkel von 1° angenommen. Die Kraft errechnet sich dabei zu:

$$F_{Schräg} = 5065N \quad (6.65)$$

d) Aufbringung der berechneten Kräfte im Modell

Die längenbezogenen Anpresskraft wird entsprechend den vorausgegangenen Berechnungen auf das Modell aufgebracht (vgl. Abb. 65 und Abb. 66). Auf Basis der numerischen Simulation wird der Bereich der Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft durch die Aufbringung der Kraft p_{auf} auf jeweils drei Segmente (entspricht 6°; vgl. Abb. 66 Bereich 1 und 2) bei Auf- und Ablauf berücksichtigt.

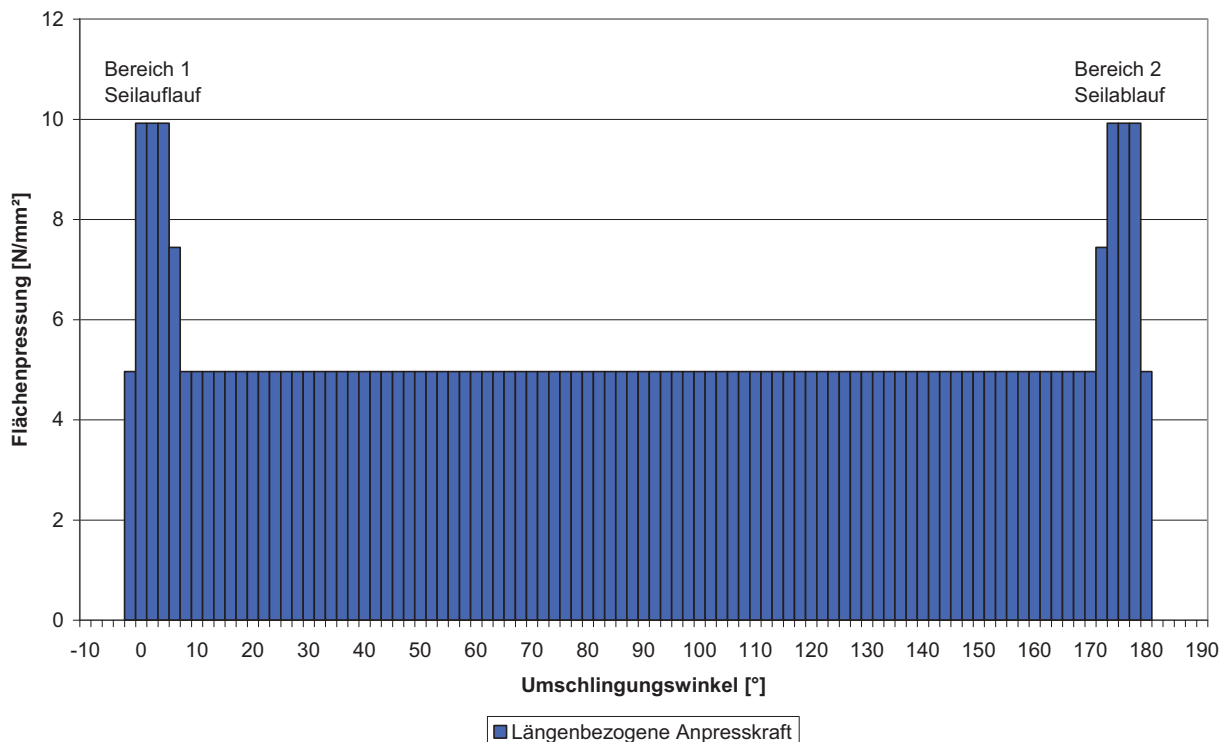


Abb. 66: Aufbringung der längenbezogenen Anpresskraft

Die Kraft aufgrund des Schrägzugs wird auf das jeweils erste Segment der Krafteinleitung der längenbezogenen Anpresskraft aufgebracht (vgl. Abb. 65).

6.3 Beanspruchungsermittlung

Die Beanspruchung von großen Seilscheiben insbesondere von Speichenseilscheiben wird exemplarisch am Beispiel einer Doppelseilscheibe des SHW (Kap. 3.2) gezeigt. Dazu werden mit dem erstellten FE-Modell (Kap. 6.1) und den ermittelten Belastungen der Seilscheibe (Kap. 6.2) die in der Seilscheibe auftretenden Beanspruchungen im unbelasteten und belasteten Zustand mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode dargestellt.

Zur Berechnung des Verlaufs der Vergleichs-, Normal- und Biegespannungen beispielsweise in den Speichen, wird die Seilscheibe in 5°-Schritten (um die kritische Drehstellung auch weniger als 5°) gedreht (vgl. Kap. 6.1).

Da die ausgewählte Seilscheibe einen symmetrischen Aufbau besitzt (vgl. Abb. 67; 8 Speichen sind symmetrisch jeweils in einem Winkel von 45° zueinander angeordnet) ist eine Betrachtung der Beanspruchung der Seilscheibe bei einer Rotation der Seilscheibe um 180° ausreichend.

a) Rotation der unbelasteten Seilscheibe (kein aufgelegtes Seil)

Um den Einfluss der Eigenmasse der Seilscheibe (ca. 3,5t) auf die auftretenden Verformungen und Spannungen in der Seilscheibe zu ermitteln, wird zunächst das Berechnungsergebnis für die unbelastete Seilscheibe dargestellt. Bei den experimentellen Referenzmessungen an der realen Seilscheibe wurde die Beanspruchung der Seilscheibe für acht Drehstellungen (während

360°-Drehung) aufgenommen (Kap. 3.2). Dementsprechend werden in der durchgeführten Simulation die gleichen Drehstellungen berechnet.

Das Ergebnis dieser Berechnungsreihe ist, dass die maximale Vergleichsspannung in der Seilscheibe im unbelasteten Zustand (nur aufgrund der Eigenmasse) hier ca. 5,3MPa beträgt. Diese tritt in den Speichen (Peiner) bei den Querschnittsänderungen zum Knotenblech und der Blechscheibe auf (Abb. 67 links).

Zum Vergleich mit den experimentell aufgenommenen Messwerten wird der Verlauf der Normalspannungen an den Messstellen, an denen die Dehnungsmessstreifen angebracht sind, für eine Rotation um 180° dargestellt (Abb. 67 rechts). Im oberen Bereich der Seilscheibe erfährt die senkrecht stehende Speiche eine reine Druckbeanspruchung. Diese Druckbeanspruchung geht bei Rotation dieser Speiche um 90° in eine reine Biegebeanspruchung in der Speiche über, da der Betrag der Zug- und Druckbeanspruchung an gegenüberliegenden Messstellen identisch ist. Im unteren Bereich der Seilscheibe tritt in der senkrecht stehenden Speiche eine reine Zugbeanspruchung auf.

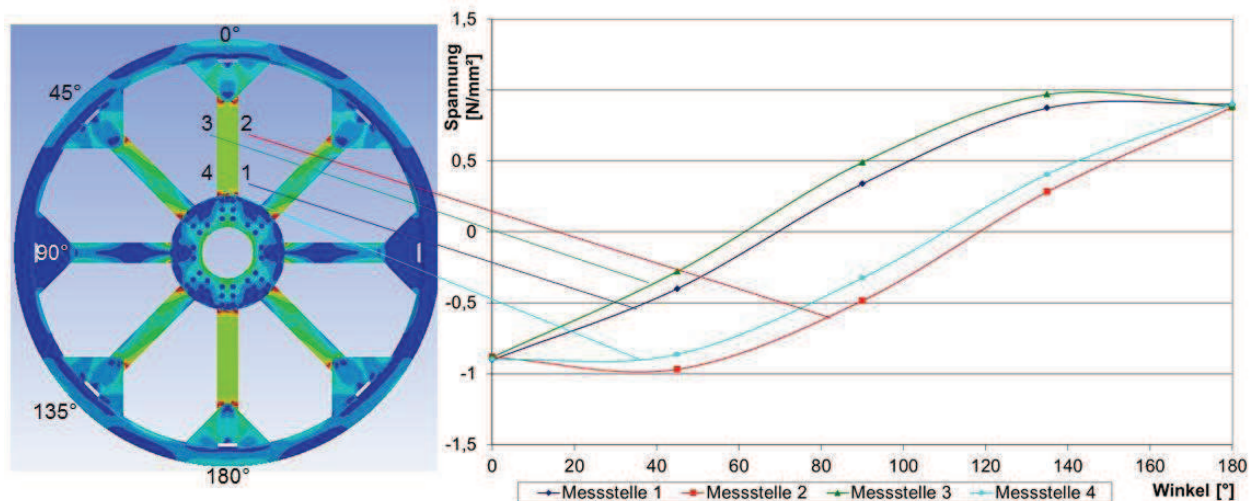


Abb. 67: unbelastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Normalspannung

Die Speichen der unbelasteten Seilscheibe werden somit während der Rotation der Seilscheibe abwechselnd auf Zug-/Druck und Biegung beansprucht.

b) Rotation der belasteten Seilscheibe

Die durchgeführte Berechnungsreihe mit acht Berechnungsschritten (Rotation der Seilscheibe in 5°-Schritten um 45°) ergibt, dass die kritische Drehstellung der Seilscheibe, bei der die größte Vergleichsspannung im Bauteil auftritt, bei einer Stellung der Seilscheibe von 90° (waagrechte Stellung einer Speiche) ist. Der am höchsten belastete Bereich der Seilscheibe liegt dabei auf den Speichen in der Nähe des Übergangs zum Knotenblech (Abb. 68).

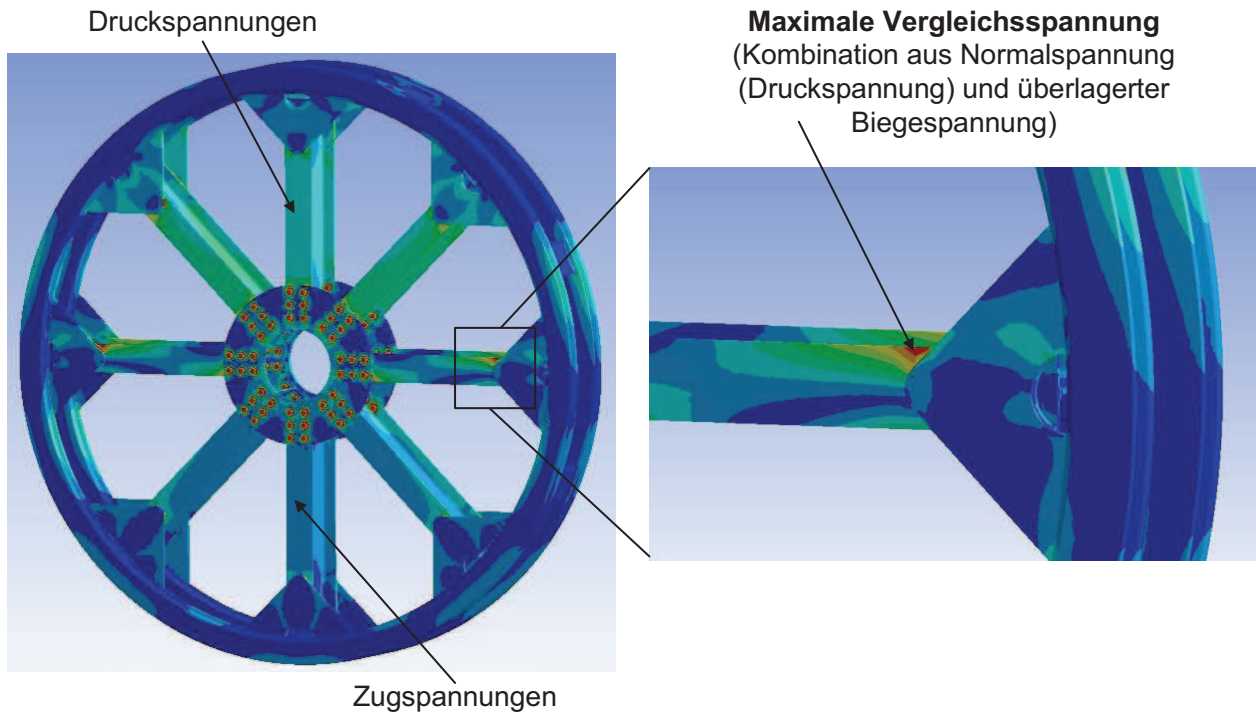


Abb. 68: belastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Detail

Die Ergebnisse der Berechnungen für den Verlauf der Normalspannungen an den Messstellen sind in 5°-Schritten in der folgenden Abbildung (Abb. 69) dargestellt.

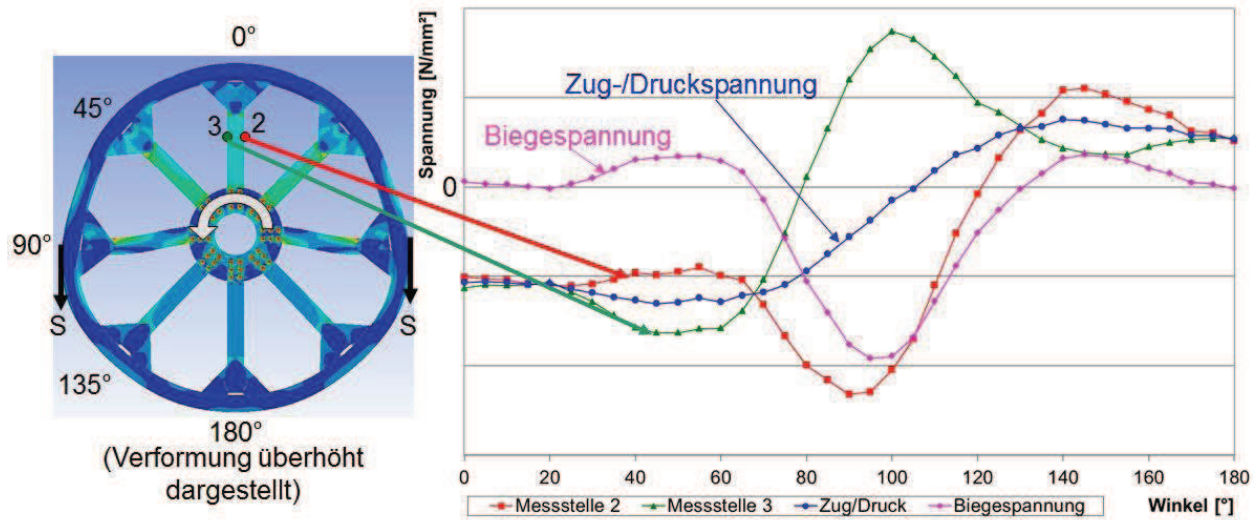


Abb. 69: belastete Seilscheibe: (links) Vergleichsspannung; (rechts) Normalspannung

Auf Basis der durchgeführten Simulationsreihen zeigt sich, dass die Speiche (der Peiner) der Seilscheibe durch eine Zug/Druck-Spannung beansprucht wird (Abb. 69; Messstelle 2 und 3 bzw. rote und grüne Kurve). Dabei treten die maximalen Normalspannungen in der Speiche der Seilscheibe bei 90° (Druck – Messstelle 2) und 105° (Zug – Messstelle 3) auf.

Die Zerlegung der Normalspannungen der beiden gegenüberliegenden Messstellen auf der Speiche (Messstelle 2 und 3) in Zug/Druck-Anteile (Abb. 69 – Kurve Zug/Druck) und Biegeanteile (Abb. 69 – Kurve Biegespannung) ergibt, dass die für die dynamische festigkeitstechnische Bewertung der Konstruktion maßgebliche Beanspruchung die Biegebelastung der Speiche ist. Diese Biegebelastung tritt in einer wechselnden Beanspruchung in der Speiche während der Rotation der Seilscheibe um 360° auf.

Der kritische Bereich auf der Speiche wird somit durch eine Zug-/Druckspannung und eine überlagerte Biegespannung wechselnd beansprucht, die zu einer s-förmigen Verformung der Speiche führt (Abb. 70).

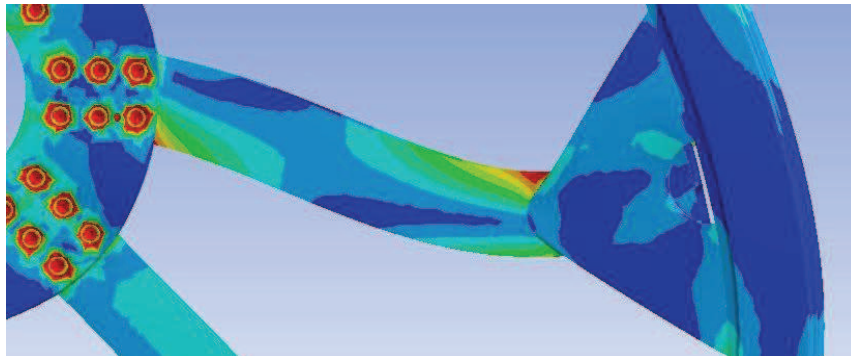


Abb. 70: s-förmige Verformung der Speiche (stark überhöht dargestellt)

6.4 Vergleich mit experimentellen Messdaten

Zur ersten Überprüfung der Verwendbarkeit (die eigentliche Validierung erfolgt gesondert an einer weiteren Seilscheibe einer Seilbahnanlage, siehe Kap. 7) des erstellten numerischen und analytischen Modells zur Berechnung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe sowie des FE-Modells der Seilscheibe werden die in Kapitel 3.2 durch experimentelle Feldversuche aufgenommenen Messwerte verwendet. Dazu werden die in der FE-Berechnung ermittelten Spannungen in der Doppelseilscheibe des SHW an den Messstellen der experimentellen Untersuchung mit den aufgenommenen Messdaten verglichen.

a) Unbelastete Seilscheibe

Im unbelasteten Fall treten nur sehr geringe Spannungen an den Messstellen von ca. 1MPa auf. Da bei dem verwendeten Messaufbau von einer Messauflösung mit einer Toleranz von ca. 0,5MPa ausgegangen werden muss sowie Fertigungs- und Montageungenauigkeiten der Seilscheibe vorhanden sind befinden sich die Messwerte im Toleranzfeld der Messung. Der Vergleich zwischen Experiment (Abb. 26) und Simulation (Abb. 67) zeigt sehr gute Übereinstimmungen sowohl in der Größe der auftretenden Spannungen (maximale Abweichung 9%) als auch im Verlauf der Spannungen während der Rotation.

b) Belastete Seilscheibe

Die folgende Abbildung (Abb. 71) zeigt den Vergleich zwischen experimentellen Messergebnissen und Simulationsergebnissen im belasteten Zustand der Seilscheibe an den Messstellen 2 und 3 auf der Seilscheibe. Auch hier ist eine sehr gute Übereinstimmung vorhanden (die maximale Abweichung beträgt ebenfalls nur 9%). Die Abweichungen sind auf Unsicherheiten bei

der Ermittlung der Seilkraft (der Trog hängt an 240 Seilen!), Fertigungstoleranzen der realen Seilscheibe und eine unsymmetrische Lasteinleitung zurückzuführen, die so in dem erstellten Modell nicht abgebildet werden können, da sie im experimentellen Versuch nicht ermittelt werden konnten.

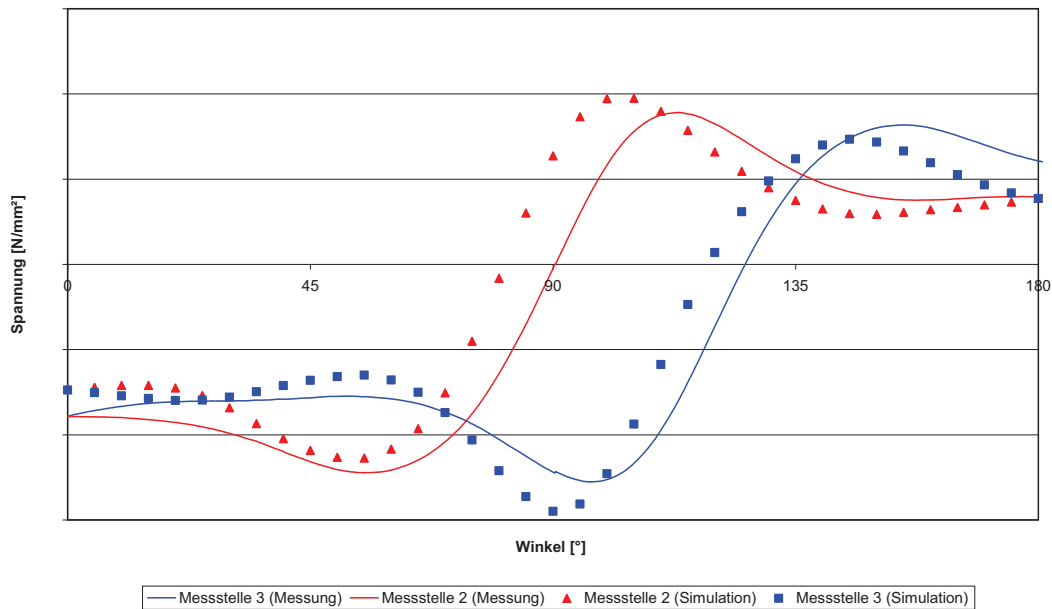


Abb. 71: Vergleich gemessene und berechnete Spannung der belasteten Seilscheibe

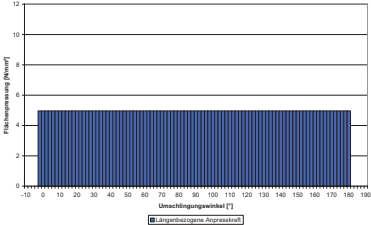
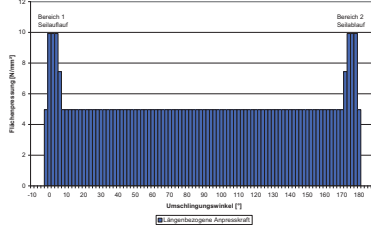
Somit kann nachgewiesen werden, dass die entwickelten Berechnungsverfahren praxistaugliche Ergebnisse bzgl. der in der Seilscheibe auftretenden Verformungen und Spannungen liefern.

6.5 Vergleich zwischen altem und neuem Berechnungsverfahren

Die Notwendigkeit das neu entwickelte Berechnungsverfahren zukünftig einzusetzen, mit der Berücksichtigung der Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft beim Seilauflauf- und -ablauf, wird durch einen Vergleich mit dem bisherigen Verfahren verdeutlicht.

Dazu werden mit dem identischen FE-Modell der Seilscheibe zwei Berechnungsreihen durchgeführt, bei denen einmal die Lastaufbringung nach der bisherigen Berechnungsmethode ohne Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft und einmal mit der neuen Berechnungsmethode mit Überhöhungen angenommen wird.

Der Vergleich ergibt, dass sich die maximale Vergleichspannung in den Speichen der Seilscheibe um ca. 20% erhöht, wenn die Überhöhung am Auf- und Ablauf des Seils auf der Seilscheibe berücksichtigt wird (Tab. 9). Dies zeigt die Notwendigkeit diese Kraftüberhöhung qualitativ und quantitativ exakt bestimmen zu können und bei der Dimensionierung von Seilscheiben mit Speichenkonstruktion zu berücksichtigen.

	Berechnungsverfahren	
	Alt	Neu
Lastaufbringung	<p>Ohne Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft</p> 	<p>Mit Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft</p> 
Maximale Vergleichsspannung		➔ 18%
Normalspannung		➔ 18% - 29%
Spannungsamplitude		➔ 22%

Tab. 9: Vergleich zwischen altem und neuem Berechnungsverfahren

Bei der durchgeführten Berechnung sind noch keine Einflüsse aufgrund der Dynamik im Seiltrieb sowie durch Schrägzug vorhanden, da diese bei den betrachteten Seilscheiben im Schiffshebewerk nur unwesentlich auftreten. Bei Berücksichtigung dieser Effekte ist von einer weiteren Erhöhung der Spannungen im Vergleich zur bisherigen Berechnungsmethode auszugehen.

6.6 Zusammenfassung – Beanspruchungssituation

Die entwickelte Methode zur Berechnung der Beanspruchung von Seilscheiben (FE-Modell) auf Basis der entwickelten Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe bildet die in der Seilscheibe unter der Belastung auftretenden Verformungen und Spannungen in Abhängigkeit der Seilscheibengestalt mit hoher Genauigkeit ab.

Um diese Ergebnisse zu erzielen, muss das FE-Modell der Seilscheibe mit folgenden Eigenschaften modelliert werden:

- Die Verbindungselemente zwischen den Bauteilen in Form von Schweiß- und Schraubverbindungen (inkl. Schraubenvorspannung) müssen dargestellt werden, da an den Übergängen insbesondere auf den Speichen mit dem höchstbelasteten Bereich der Seilscheibe zu rechnen ist. Feste Verbindungen der Bauteile im Modell verursachen zu hohe Steifigkeiten und bilden die Realität nicht hinreichend genau ab.
- Die Lasteinleitung auf die Seilscheibe kann über ebene 2°-Segmente erfolgen, auf die eine Druckkraft (ermittelt über die längenbezogene Anpresskraft) wirkt. Es ist unbedingt notwendig, die Überhöhungen der Anpresskraft bei Seilauflauf- und -ablauf zu berücksichtigen, da dabei bei Speichenseilscheiben mit einer um mindestens 20% höheren Vergleichsspannung zu rechnen ist.

- Als einziges Bauteil kann die Lagerung der Seilscheibe aufgrund des meist sehr großen Querschnitts als ideal starr angenommen werden und als fixierte Lagerung im Modell abgebildet werden (falls nicht mit übermäßigem Schrägzug zu rechnen ist).
- Es ist ausreichend, die Berechnungen der unterschiedlichen Drehstellungen der Seilscheibe in 5°-Schritten durchzuführen (vgl. Kap. 6.4). An der kritischen Drehstellung müssen ggf. kleinere Schrittweiten untersucht werden.
- Aufgrund des im Allgemeinen symmetrischen Aufbaus von Speichenseilscheiben kann meistens auf eine 360°-Rotation der Seilscheibe in den Berechnungen verzichtet werden. Der zu betrachtende notwendige Berechnungswinkelbereich (hier beispielsweise 45°) ergibt sich aus einer Drehung der Seilscheibe um 360° durch die Anzahl an Speichen der Seilscheibe. Bei einer ungeraden Speichenanzahl in der Seilscheibe müssen größere Drehwinkelbereiche der Seilscheibe berechnet werden.

Der höchstbelastete Bereich von Speichenseilscheiben ist im Allgemeinen auf den Speichen. Die Speichen werden unter Last s-förmig verformt, wenn sich die Seilscheibe im kritischen Rotationswinkel befindet. Dabei wirken Zug-/Druckspannungen mit einer überlagerten Biegespannung, wobei die Biegespannung für die festigkeitstechnische Betrachtung maßgeblich ist. Durch die Rotation wird die Speiche somit mit einer wechselnden Biegespannung beansprucht.

7 Validierung

In Kap. 6 wurde eine Methode entwickelt, um mit Hilfe der Finiten-Elemente-Berechnung die innere Beanspruchung von Seilscheiben ermitteln zu können. Dabei wurde u. a. gezeigt, welche Details einer Seilscheibe und Randbedingungen im Modell abgebildet werden müssen, um ausreichend genaue Berechnungsergebnisse zu erhalten. Dazu war ein Vergleich zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen notwendig. Um zu zeigen, dass die entwickelten Berechnungs- und Simulationsverfahren (vgl. Kap. 4 – 6) nicht nur für diese eine Seilscheibe gültig sind, erfolgt eine Validierung an einer weiteren in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage.

Dazu werden die unter Belastung entstehenden Verformungen der Seilscheibe während der Rotation mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen messtechnisch erfasst und mit den entsprechenden Berechnungsergebnissen verglichen.

Im Rahmen des Neubaus und Inbetriebnahme der gewählten Seilbahnanlage konnten die erforderlichen Messungen zur Validierung durchgeführt werden. Der Vorteil des Neubaus einer Anlage für die Durchführung der Messungen ist, dass die Möglichkeit besteht nach Montage der Seilscheibe im Stationsgebäude die Dehnungsmessstreifen im unbelasteten Zustand der Seilscheibe (ohne aufgelegtes Seil) anzubringen, um damit absolute Verformungs- und Spannungswerte ermitteln zu können. Ferner können während der Inbetriebnahme gezielt Fahrten durchgeführt werden, wie beispielsweise die stationäre konstante Fahrt, Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge sowie Nothaltvorgänge mit jeweils definierten Beladungszuständen der Anlage.

7.1 Seilbahnanlage

Die gewählte Seilbahnanlage ist als eine Kombibahn ausgeführt. Sie ermöglicht den Transport von sowohl 4er Sesseln (15 Stück) als auch 8er Kabinen (5 Stück) in einem Verhältnis von 3:1 gleichzeitig an einem Förder- und Tragseil. Die Anlage hat eine Förderhöhe von ca. 271m bei einer Fahrstrecke von ca. 915m (Abb. 72).

Beim Anfahren der Anlage (beispielsweise nach einem Nothalt) wird im Normalbetrieb das Förderseil mit den Fahrkörben aus dem Stillstand mit einer Beschleunigung von $0,15\text{m/s}^2$ auf die stationäre Fahrgeschwindigkeit von 5m/s beschleunigt. Beim Bremsvorgang wird das Förderseil mit einer Beschleunigung von $-1,0\text{m/s}^2$ bis zum Stillstand verzögert. Die Fahrzeit von der Tal- zur Bergstation beträgt 3,68min bei einer Förderleistung von 825Personen/Stunde.

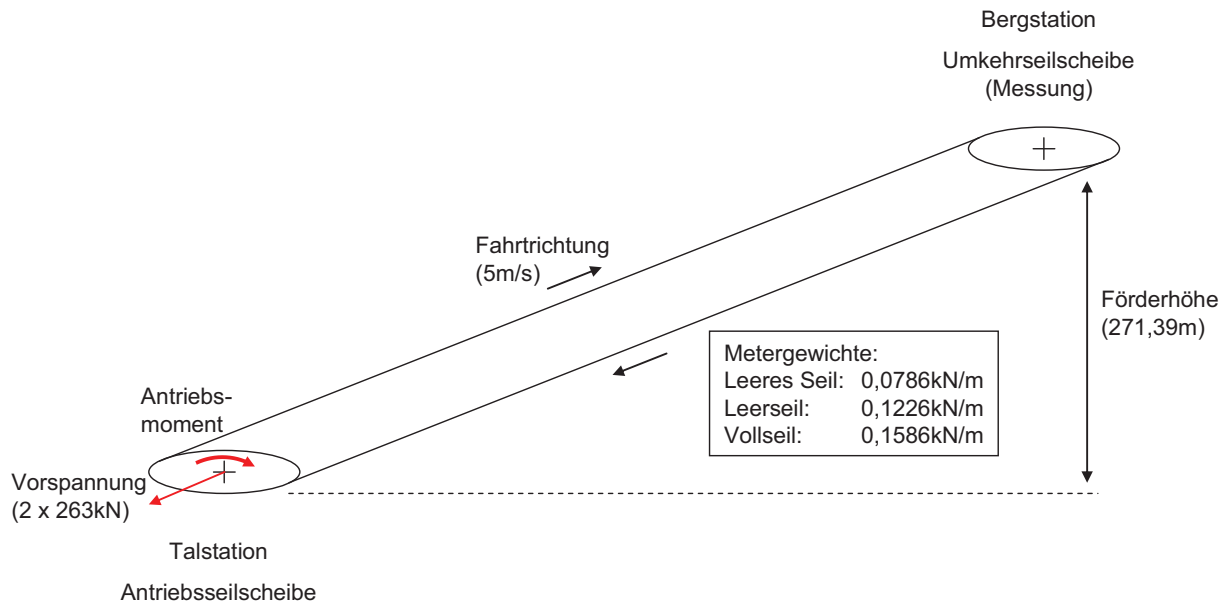


Abb. 72: Skizze der Seilbahnanlage

Der Antrieb der Anlage erfolgt an der Talstation, an der über die Treibscheibe hydraulisch eine Vorspannung von $2 \times 263\text{kN}$ auf das Förderseil aufgebracht wird.

Als Förder- und Tragseil wird ein Warrington-Seal-Seil mit Fasereinlage und einem Seildurchmesser von 45mm verwendet. Die technischen Daten (Details) des Seils sind im Anhang 11.5 dargestellt.

An der Bergstation befindet sich die Umkehrseilscheibe (Abb. 73), die zur Durchführung der Messungen verwendet wird. Sie hat einen Durchmesser (Achsabstand) von 5,2m und besteht aus 5 Schweißteilen (Mittelteil + 4 Randteile), die über Schraubverbindungen miteinander verbunden sind. Der Ablenkwinkel des Seils über die Seilscheibe beträgt 180° . Die Zeichnungen (Abmessungen) der Seilscheibe, die für die Berechnung der Verformungen und Spannungen in der Seilscheibe verwendet werden, sind im Anhang 11.6 dargestellt.

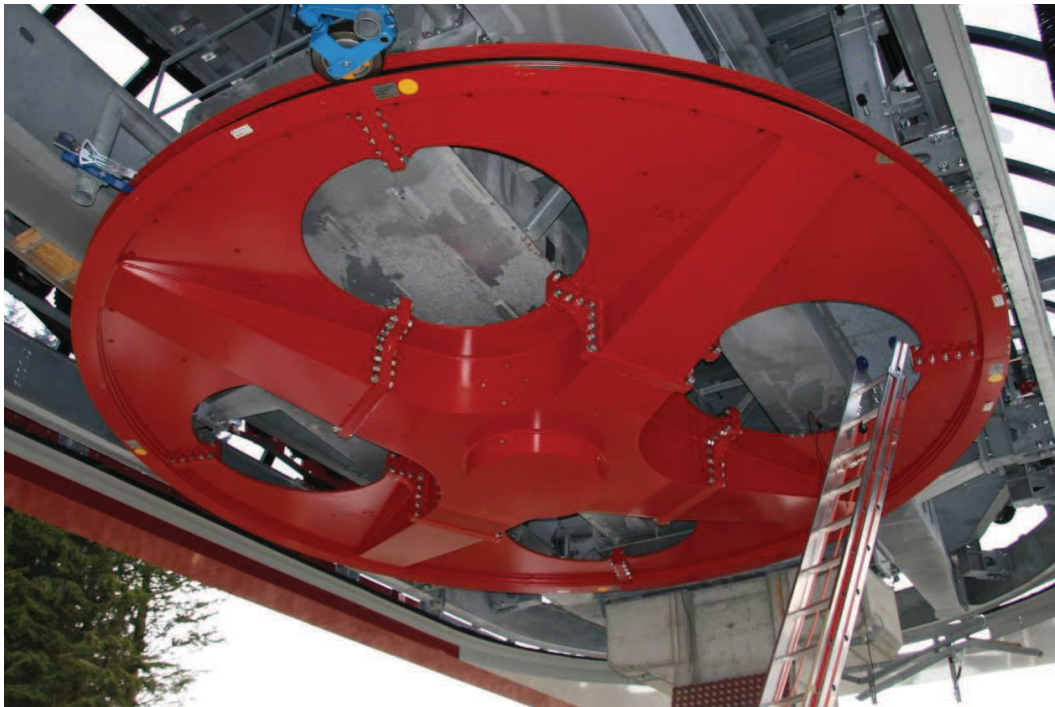


Abb. 73: Umkehrseilscheibe (Messeilscheibe)

Je nach Beladungszustand der Anlage ergeben sich die folgenden unterschiedlichen Streckenlasten F' (Metergewichte) zur Berechnung der Seilkraft für die Betriebszustände:

- Leeres Seil (Seileigengewicht): 0,0786kN/m
- Leerseil (Seileigengewicht + leere Fahrkörbe): 0,1226kN/m
- Vollseil (Seileigengewicht + voll beladene Fahrkörbe): 0,1586kN/m

Läuft ein Seil über eine Seilscheibe, so reduziert sich die Seilkraft aufgrund des Wirkungsgradverlustes [Sch-97]. Dieser Wirkungsgradverlust ist im Allgemeinen deutlich kleiner als 0,5% der Seilzugkraft [Sch-97]. Deshalb wird hier die Berechnung der Seilkraft an der Umlenkseilscheibe mit der zulässigen Annahme durchgeführt, dass bei Auf- und Ablauf des Seils die gleiche Seilkraft wirkt (vgl. auch Kap. 2.2.3). Die Seilkraft errechnet sich aus der Vorspannkraft S_{vor} und der Streckenlast F' (längenbezogenen Seileigengewichtskraft + Beladungszustand der Anlage) multipliziert mit der entsprechenden Förderhöhe H .

Für den Zustand „Leerseil“, bei dem sich nur die unbeladenen Sessel und Kabinen am Seil befinden, errechnet sich die Seilkraft S zu:

$$S = S_{vor} + F' \cdot H = 263kN + 0,1226 \frac{kN}{m} \cdot 271,39m = 296,27kN \quad (7.66)$$

7.2 Versuchsbeschreibung

Da im Vorfeld der Messungen die höchstbelastete Stelle der Seilscheibe nicht bekannt ist, werden vorausgehende FE-Berechnungen der Seilscheibe (vgl. Kap. 7.4) auf Basis der neuentwickelten Methoden zur Ermittlung der Werte für die Anpresskräfte zwischen Seil und

Seilscheibe durchgeführt. Diese FE-Berechnungen dienen zur Festlegung der Position der Dehnungsmessstreifen auf der Seilscheibe. Die Dehnungsmessstreifen werden an der Position auf der Seilscheibe angebracht, an der große mechanische Spannungen (höchstbelastete Stelle) mit einem geringen Spannungsgradienten unter Belastung auftreten. Dies ist notwendig, um ein optimales Messergebnis erzielen zu können, da bei großen Spannungen die Messauflösung das Messergebnis nur unwesentlich beeinflusst. Das Ergebnis der FE-Berechnung (Kap. 7.4) ist, dass sich die höchstbelastete Stelle auf der Seilscheibe auf der Innenseite der großen Aussparungen auf dem 18mm Blech der Seilscheibe in einem Abstand von jeweils 409mm von der Ecke des Flanschs entfernt befindet (Abb. 74 - Messstelle 1 und 2).

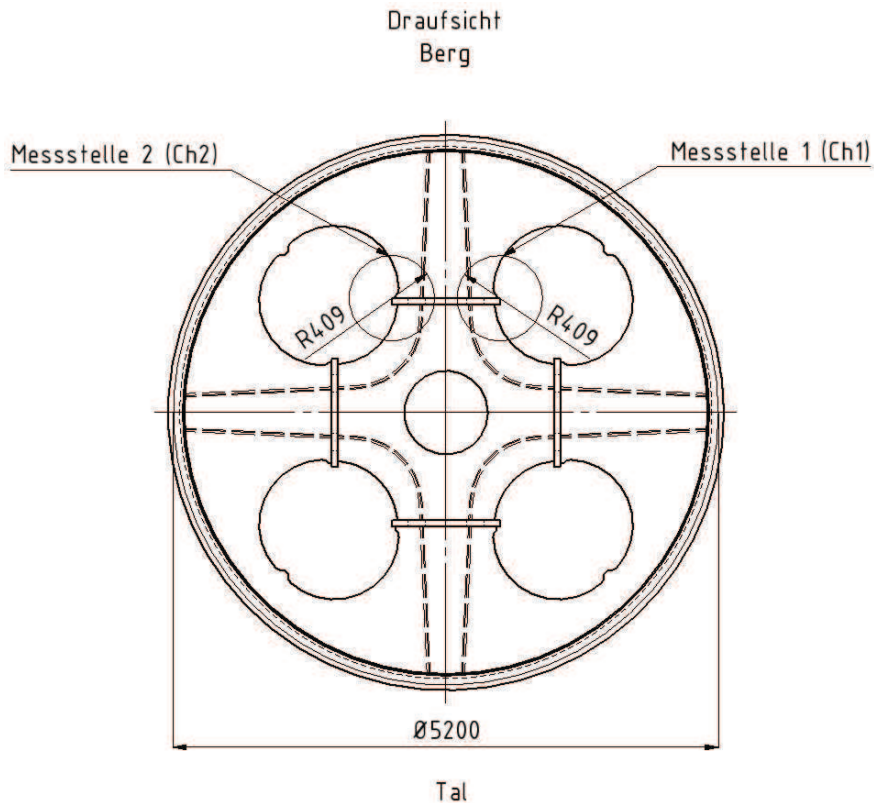


Abb. 74: Position Dehnungsmessstreifen

Um die Beurteilung einer Speiche (Beanspruchung durch Zug-/Druck- und Biegespannungen) zu ermöglichen und einen redundanten Messaufbau zu erhalten (Wiederholung einer 2ten Messung aufgrund der Inbetriebnahme der Anlage nicht möglich), werden an 2 Stellen auf der Seilscheibe vollständige Halbbrückenmessschaltungen mit Temperaturkompensation (Ch1 und Ch2) aufgebaut. Eine Temperaturkompensation ist notwendig, da die Messungen mit und ohne aufgelegtes Seil an unterschiedlichen Tagen erfolgen und somit die Wahrscheinlichkeit sehr hoch ist, dass an diesen Tagen unterschiedliche Umgebungstemperaturen vorhanden sind.

Die Anbringung der Dehnungsmessstreifen (Messbrücken) erfolgt im unbelasteten Zustand der Seilscheibe (ohne aufgelegtes Seil), um Referenzwerte für eine absolute Messung der Verformungen zu erhalten. Auf eine Rotation der Seilscheibe im unbelasteten Zustand wird verzichtet, da diese horizontal gelagert ist und somit eine Veränderung der Kräfte und damit der Verformungen aufgrund des Eigengewichts bei Rotation nicht auftritt. Dies ist nur bei verti-

kal gelagerten Seilscheiben (beispielsweise im Schiffshebewerk) zu berücksichtigen (vgl. Kap. 3.2).

Die Messreihen unter Belastung der Seilscheibe werden nach Auflegen des Seils im Rahmen der Inbetriebnahme der neuen Seilbahnanlage durchgeführt.

Zur Aufnahme der Messdaten werden 4 einzelne lineare Standard-DMS (1 Messgitter pro DMS) mit einer Messgitterlänge von 10mm (k-Faktor $2,09 \pm 1\%$; Widerstand $350\Omega \pm 0,3\%$; Querempfindlichkeit 0,0%) verwendet, die zu einer Halbbrückenschaltung mit Temperaturkompensation zusammengeschlossen werden. Die beiden zur Temperaturkompensation notwendigen DMS sind auf einem Blech (Sockel der Anschlussplatine) angebracht, dass mit Wärmeleitpaste mit der Seilscheibe verbunden ist, um dort die gleiche Temperatur wie die der Seilscheibe zu erhalten.

Der Messaufbau zur Speicherung der Messdaten wird direkt auf die rotierende Seilscheibe angebracht, so dass auf eine störanfällige Signalübertragung per Funk verzichtet werden kann. Dazu werden die Messverstärker (Verstärkungsfaktor von 200), die „Filter-Box“ (Spannungsversorgung der Messverstärker, Verteilung der Messsignale auf die Eingänge der Messkarte, Bessel-Tiefpassfilter 1. Ordnung mit Grenzfrequenz von 2kHz zur Reduzierung von hochfrequenten Störeinflüssen), die Messkarte (Analog/Digital-Wandlung der Messwerte) und der Laptop (zur Datenspeicherung und Messwertverarbeitung) zusammen mit der Spannungsversorgung für die Messbrückenschaltung über zwei 12V-Blei-Gel-Akkus auf der Seilscheibe befestigt (Abb. 75).

Die Abtastrate der Messwerte beträgt 1.000Hz. Die einzelnen Messwerte entstehen dabei aus einem 16-fachen Oversampling. Bei einer Fahrgeschwindigkeit der Anlage von 5m/s bedeutet dies 3.267 Messwerte pro Umdrehung der Seilscheibe, so dass alle $0,11^\circ$ ein Messwert aufgenommen wird (vgl. Gl. (7.69)) und damit ein sehr detaillierter Verlauf der Messwerte pro Umdrehung aufgezeichnet wird.

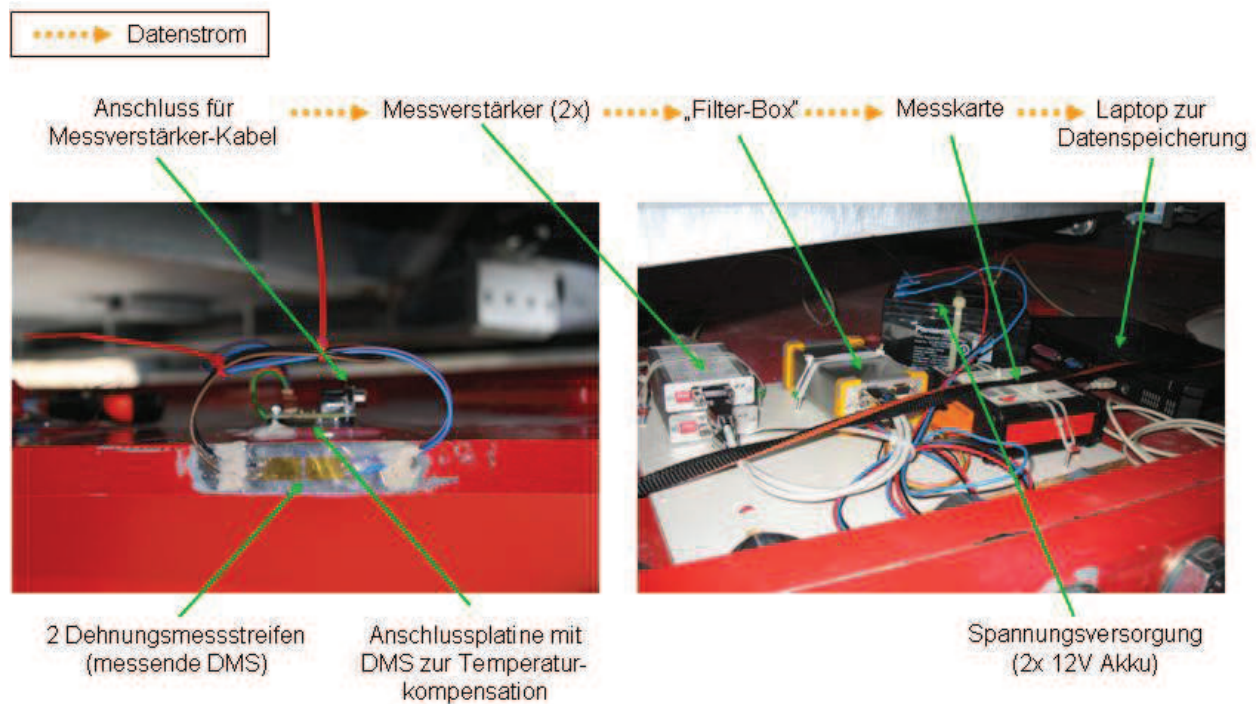


Abb. 75: Messaufbau auf der Seilscheibe

Folgende Messfahrten und Messaufzeichnungen wurden im Rahmen der Inbetriebnahme der Anlage durchgeführt:

- Vor- und Rückwärts-Fahrt mit halbseitig (abwärts) voll beladenen Fahrkörben (Diesel-Notantrieb):
Beschleunigung $0,05\text{m/s}^2$; konstante Fahrt 1m/s ; Verzögerung $0,05\text{m/s}^2$
- Bremsproben mit halbseitig (abwärts) voll beladenen Fahrkörben (Diesel-Notantrieb):
Beschleunigung $0,05\text{m/s}^2$; konstante Fahrt 1m/s ; Nothalt mit Verzögerung $0,55\text{m/s}^2$
- Bremsproben mit halbseitig (abwärts) voll beladenen Fahrkörben (Hauptantrieb):
Beschleunigung $0,15\text{m/s}^2$; konstante Fahrt 5m/s ; Nothalt (Betriebsbremse elektrisch und Sicherheitsbremse mechanisch) mit Verzögerung $0,55\text{m/s}^2$
- Bremsproben mit unbeladenen Fahrkörben (Leerseil):
Beschleunigung $0,15\text{m/s}^2$; konstante Fahrt 5m/s ; Nothalt (Betriebsbremse elektrisch und Sicherheitsbremse mechanisch) mit Verzögerung $0,55\text{m/s}^2$

7.3 Versuchsergebnisse

Während den jeweiligen Messfahrten werden die elektrischen Messspannungen U_M der Messbrücken der Messstellen Ch1 und Ch2 mit einer Abtastrate von 1.000Hz aufgezeichnet. Aufgrund der sich ändernden Lastverhältnisse und somit Verformungen der Seilscheibe bei Rotation verändern sich die Messspannungen.

Die Umrechnung der elektrischen Messspannungen in mechanische Spannungen (Bauteilbeanspruchung) erfolgt für die verwendete Halbbrücken-Schaltung nach folgender Gleichung [Dub-05]:

$$\sigma = 2 \cdot \frac{U_M}{U_B} \cdot \frac{E}{k_{DMS} \cdot i} \quad (7.67)$$

Zur Validierung der Simulations- und Berechnungsergebnisse wird exemplarisch die Messfahrt mit „Leerseil“ (Seileigengewicht + leere Fahrkörbe) mit konstanter Fahrgeschwindigkeit verwendet, da während dieser Fahrt eine konstante Seilkraft auf die Umlenkscheibe wirkt und aufgrund des stationären Zustands mit bekannten Kraftverhältnissen gerechnet werden kann.

Das Förderseil und die Fahrkörbe werden mit einer Beschleunigung von $0,15\text{m/s}^2$ auf eine Geschwindigkeit von 5m/s beschleunigt. Es folgt eine konstante Fahrt mit mehreren Seilscheibenumdrehungen, die für die Validierung verwendet werden. Abschließend folgt ein Nothalt mit einer Verzögerung von $0,55\text{m/s}^2$. Die komplette Messfahrt mit den Messwerten für die beiden Messstellen (Ch1 und Ch2) ist in der folgenden Abbildung (Abb. 76) dargestellt.

Nach der Beschleunigungsphase von ca. 33s stellt sich ein gleichbleibender Kurvenverlauf von ca. 17s (5 Umdrehungen der Seilscheibe) ein, der zur Validierung verwendet wird. Die Verzögerungsphase dauert ca. 9s. Die beiden Messkurven (Ch1 und Ch2) verlaufen annähernd symmetrisch. Kleine Abweichungen in der Höhe der maximal auftretenden Spannungen sind auf geringe Fertigungs- und Messtoleranzen zurückzuführen.

Da es sich bei den Messergebnissen um vertrauliche Daten der Fa. Doppelmayr handelt, werden die Ergebnisse in den Abbildungen (Abb. 76, Abb. 77, Abb. 83, Abb. 84) dimensionslos dargestellt.

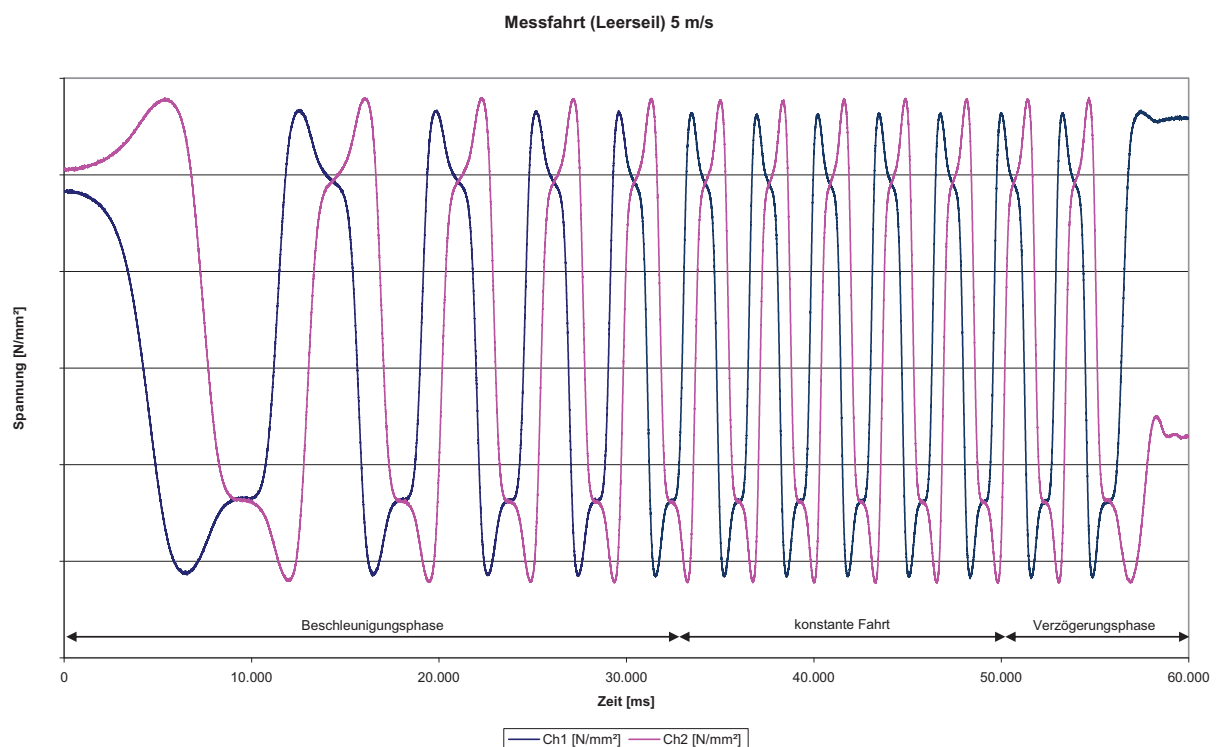


Abb. 76: Messfahrt „Leerseil“ mit 5m/s

Die Zuordnung der Messwerte zu einem Winkelbereich (Rotationswinkel $\alpha_{1000\text{Hz}}$) bei einer Abtastrate von 1.000Hz erfolgt pro Datensatz für die konstante Fahrt mit einer Geschwindigkeit v von 5m/s auf Basis der Gleichung [Dub-05]:

$$v = 2 \cdot \pi \cdot n_D \cdot r \quad (7.68)$$

zu der folgenden Gleichung:

$$\Delta\alpha_{1000\text{Hz}} = \frac{360^\circ}{1000 \frac{1}{s} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{v}} = \frac{360^\circ}{1000 \frac{1}{s} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2,6\text{m}}{5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,11^\circ \quad (7.69)$$

In der folgenden Abbildung (Abb. 77) ist die Spannungsverteilung an den beiden Messstellen (Ch1 und Ch2) während einer Rotation der Seilscheibe um 360° bei der konstanten Seilgeschwindigkeit von 5m/s dargestellt. Die Spannung wechselt dabei von einer reinen Druckspannung bei der 90° -Drehstellung zu einer reinen Zugspannung bei der 270° -Drehstellung der Seilscheibe. Zwischen den beiden Drehstellungen (90° und 270°) treten neben den reinen Axialspannungen überlagerte Biegespannungen in den Speichen der Seilscheibe auf.

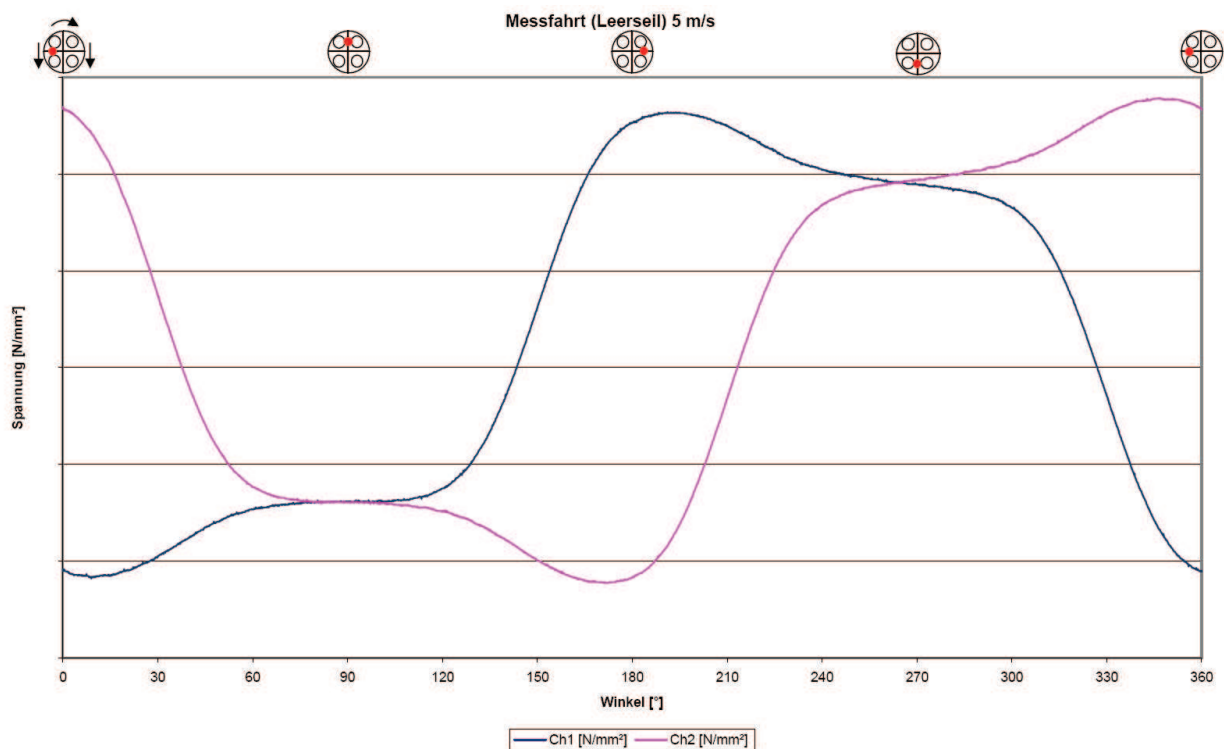


Abb. 77: Spannungsverteilung Messfahrt „Leerseil“ mit 5m/s für Rotation um 360°

7.4 Numerische Berechnung

Da die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe an Seilscheiben nicht direkt gemessen werden können, werden über die Messung der Verformungen der Seilscheibe die Spannungen in der Seilscheibe aufgrund der Anpresskräfte bestimmt. Diese Werte können mit den aus der FEM-Berechnung ermittelten Spannungen für entsprechende Seilscheibenbelastungen verglichen werden.

a) FE-Modellaufbau

Als Basis für die FEM-Berechnung wird die Umkehrseilscheibe der Seilbahnanlage als CAD-Modell modelliert (Abb. 78 und Anhang 11.6). Dabei werden bzgl. der Modellierung der Seilscheibe Vereinfachungen getroffen, die sich als zulässig erwiesen haben (vgl. Kap. 6). Die Flanschverbindungen mit den Schrauben werden aufgrund der hohen Anzahl an Schrauben als ideal starr betrachtet und nicht modelliert. Die Lagerung der Seilscheibe wird ebenfalls als ideal starr angenommen (großer Querschnitt, kein Schrägzug) und als Zylinder abgebildet. Der innere Bereich der Seilscheibe (bis auf Seilscheibenkranz) wird im CAD-Modell als ein Bauteil ausgeführt, um im FEM-Modell die Anzahl an Kontakten zwischen den einzelnen Bauteilen für eine möglichst geringe Berechnungszeit klein zu halten. Zudem müssen an den sonst vorhandenen Kontaktstellen keine Optimierungen der Netzstruktur durchgeführt werden, ohne die es im Modell zu Singularitäten in der Ergebnisberechnung kommen kann. Der Rillengrund des Seilscheibenkranzes wird mit 2°-Segmenten modelliert, um auf diese Segmente die entsprechenden Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe aufbringen zu können.

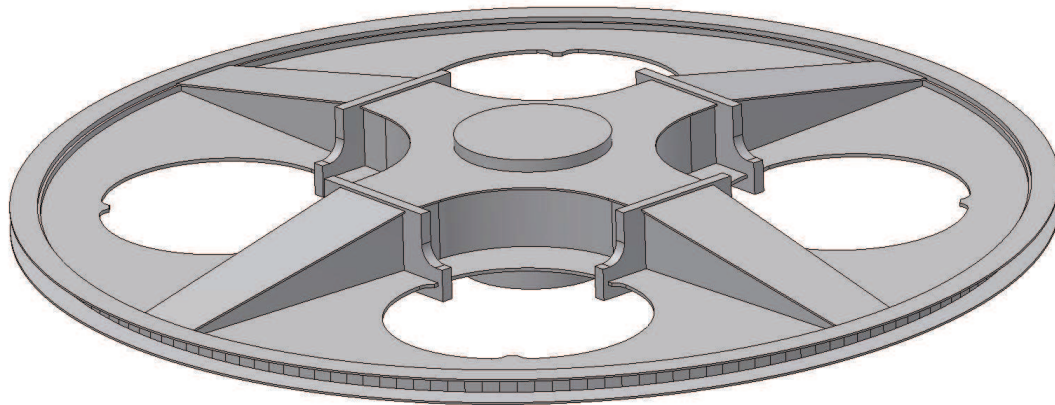


Abb. 78: CAD-Modell Seilscheibe

Die Netzstruktur des FE-Modells besteht aus Tetraeder-Elementen (Abb. 79), da diese die Geometrie der Seilscheibe besser als Hexaeder-Elemente abbilden können. Die durchschnittliche Elementgröße wird nach mehreren Berechnungen und Vergleichen der Netzstruktur (Qualität der Ergebnisse) auf 20mm festgelegt. Diese Elementgröße ist für die zu betrachtenden Stellen mit den größten Spannungen ausreichend, da der Spannungsgradient in diesen Bereichen nicht sehr groß ist. Das Netz besteht aus insgesamt ca. 292.000 Elementen mit ca. 578.000 Knoten.

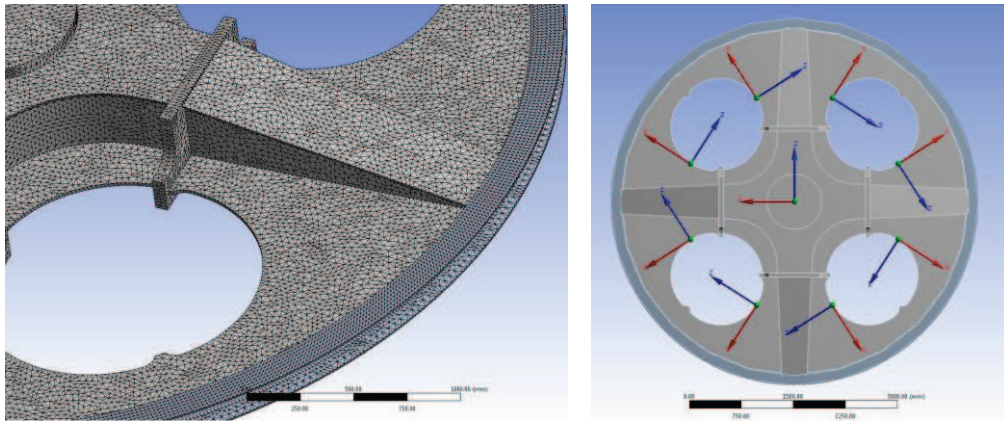


Abb. 79: (links) Netzstruktur FE-Modell; (rechts) Koordinatensysteme im Modell

Zur Auswertung der FE-Berechnungen und zum Vergleich mit den an der Seilbahnanlage ermittelten Messwerten werden im Modell acht lokale Koordinatensysteme (Abb. 79) an der Stelle der Seilscheibe definiert, an denen die Dehnungsmessstreifen (Abb. 74) angebracht sind. An diesen definierten Koordinatensystemen können die mechanischen Spannungen (Normalspannungen) nach Berechnung direkt ausgewertet werden. Aufgrund der Symmetrie der Seilscheibe mit vier Speichen ist es ausreichend eine Rotation der Seilscheibe um 90° in den Berechnungen durchzuführen, um so eine Auswertung einer vollständigen Rotation von 360° zu erhalten.

Die Lagerung der Seilscheibe erfolgt entsprechend der Realität über die Drehachse der Seilscheibe in der Mitte. Im Modell wird diese als ideal starr und somit als fixiert angenommen. Die Lastaufbringung erfolgt als Druck (umgerechnete längenbezogene Anpresskraft) über die erstellten 2° -Segmente in einem Bereich von 180° auf der Seilscheibe (Ablenkwinkel der Seilbahnanlage) (Abb. 80).

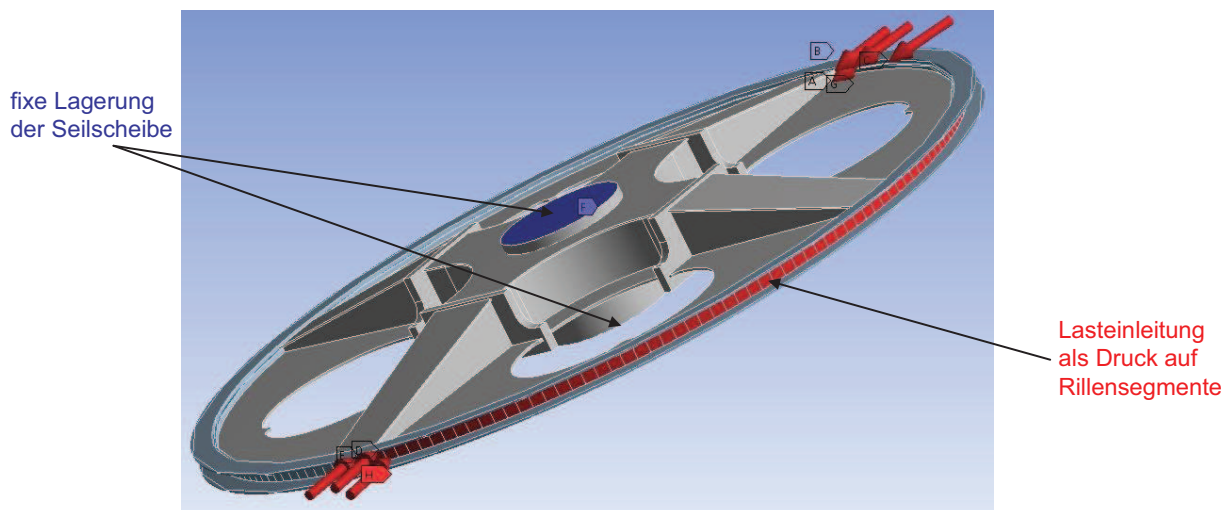


Abb. 80: Randbedingungen FE-Modell

b) Berechnung der Belastung der Seilscheibe

Die Belastung der Seilscheibe der Seilbahnanlage wird aus den Erkenntnissen vorausgegangener Untersuchungen der Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe ermittelt. Die Besonderheit einer Seilscheibe einer Seilbahnanlage ist, dass im Rillengrund der Seilscheibe eine elektrisch isolierende Einlage vorhanden ist, die die Anpresskräfte aufgrund ihrer deutlich geringeren Steifigkeit gleichmäßiger verteilt, so dass die Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft nicht so ausgeprägt auf eine kleine Fläche wirkt.

Die Berechnung der längenbezogenen Anpresskraft q_0 ergibt sich mit der berechneten Seilkraft S (vgl. Kap. 7.1) zu:

$$q_0 = \frac{F_0 - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2}{R_0} = \frac{296270 \text{ N} - 8,02 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 5^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2,6 \text{ m}} = 113,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (7.70)$$

Da der Rillengrund, der im Modell ohne die Einlage modelliert ist, einen kleineren Durchmesser als der des wirksamen Seilscheibendurchmessers D besitzt, wird die längenbezogene Anpresskraft auf den entsprechenden Durchmesser D_0 umgerechnet (senkrechte Projektion).

$$q_{0\text{Rillengrund}} = \frac{D}{D_0} \cdot q_0 = \frac{5.200 \text{ mm}}{5.076 \text{ mm}} \cdot 113,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 116,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (7.71)$$

Die Umrechnung der längenbezogenen Anpresskraft in einen Druck p_0 , der auf die erstellten 2°-Segmente wirkt, erfolgt über die Breite der Segmente b_{Seg} zu:

$$p_0 = \frac{q_{0\text{Rillengrund}}}{b_{\text{Seg}}} = \frac{116,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{88 \text{ mm}} = 1,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (7.72)$$

c) Berechnungsablauf und Ergebnis

Zur festigkeitstechnischen Beurteilung der Seilscheibenkonstruktion müssen mehrere FE-Berechnungen der Seilscheibe mit Rotation der Lastaufbringung (Position des Seils) durchgeführt werden, da die kritische Drehstellung der Seilscheibe bei der die größten Spannungen auftreten im Vorfeld nicht bekannt ist. In diesem Fall wird eine Rotation der Seilscheibe um 90° in 5°-Schritten durchgeführt, da sich diese Schrittgröße durch vorausgegangene Untersuchungen (vgl. Kap. 6) als ausreichend herausgestellt hat.

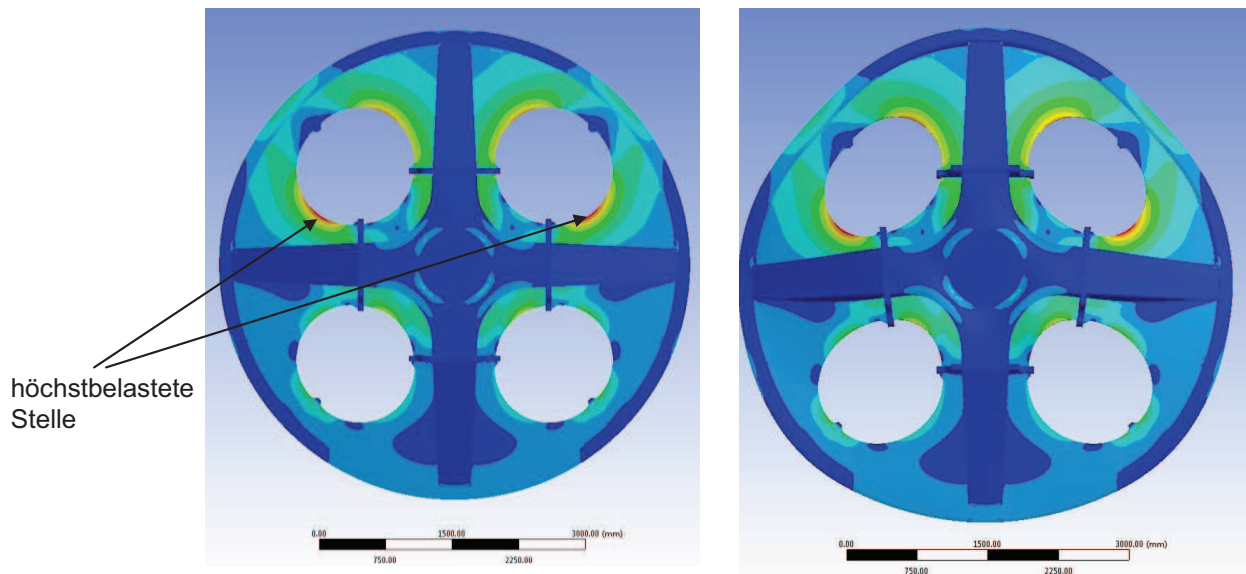


Abb. 81: Vergleichsspannung Drehstellung 90° ; (links) maßstabgerecht; (rechts) stark überhöht dargestellt

In der obigen Abbildung (Abb. 81) ist die Vergleichsspannung für die Drehstellung der Seilscheibe von 90° dargestellt. Die höchstbelasteten Stellen sind in den Ausrundungen der großen Aussparungen. Diese Stellen werden in dieser Position hauptsächlich durch eine Druckspannung beansprucht (Abb. 82). Während der Rotation der Seilscheibe treten dort wechselnd Zug- und Druckspannungen sowie eine überlagerte Biegespannung auf. An diesen Stellen werden die Dehnungsmessstreifen für die Durchführung der Messungen angebracht, da dort die größten Spannungen auftreten und ein ausreichend großer Abstand zu den Randbedingungen (Krafteinleitungspunkten, Lagerung) vorhanden ist, um optimale Bedingungen für die Messungen zu erhalten (vgl. Kap. 7.2).

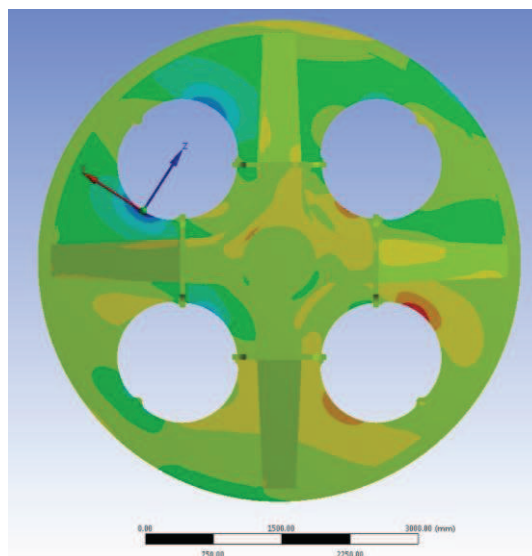


Abb. 82: Normalspannung (Druck) entlang des definierten Koordinatensystems

Um die kritische Drehstellung der Seilscheibe zu ermitteln, bei der die maximale Vergleichsspannung auftritt, ist in der folgenden Abbildung (Abb. 83) der Verlauf der maximalen Vergleichsspannung bei Rotation der Seilscheibe um 360° dargestellt.

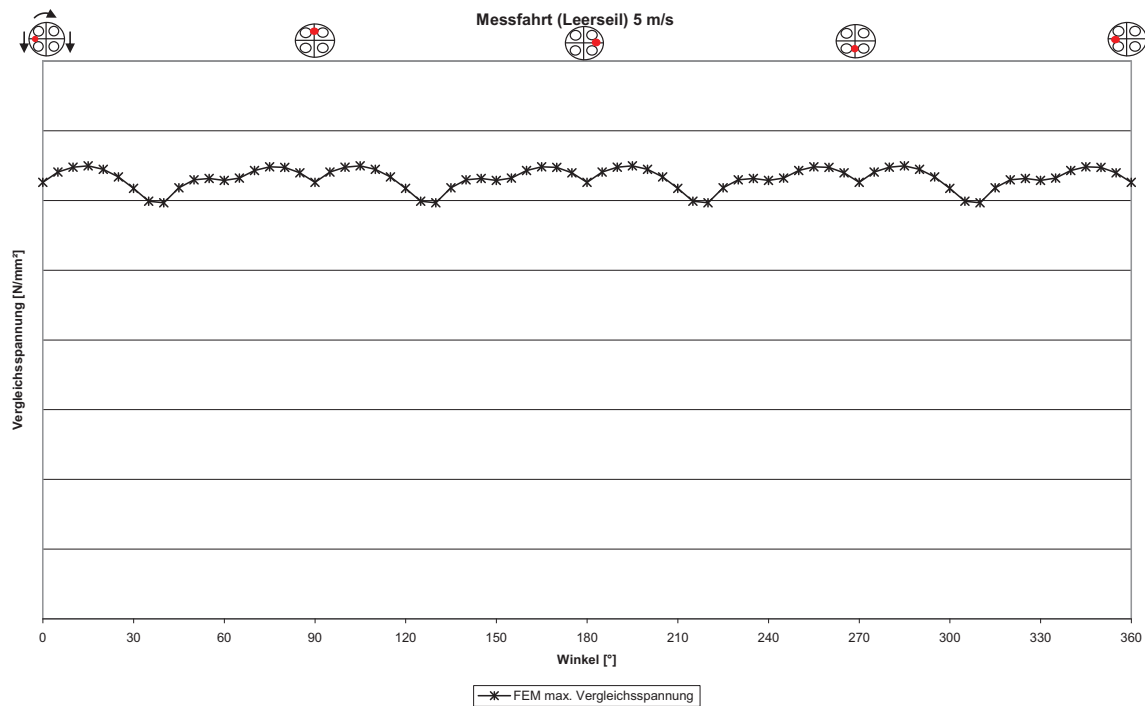


Abb. 83: Maximale Vergleichsspannung bei Rotation der Seilscheibe um 360°

Bei der betrachteten Seilscheibenkonstruktion ist festzustellen, dass die maximale Vergleichsspannung sich während der Rotation nur sehr gering verändert. Daraus lässt sich ableiten, dass die Seilscheibenkonstruktion für den gewählten Einsatzfall festigkeitstechnisch optimal gestaltet ist, da nur sehr geringe Vergleichsspannungsamplituden während der Rotation auftreten. Die kritische Drehstellung der Seilscheibe liegt hier bei 15° (bzw. aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Seilscheibe auch bei 75°) und allen weiteren um jeweils 90° verschobenen Drehstellungen (ebenfalls aufgrund der Symmetrie der Seilscheibe mit einer „4-Speichen-Konstruktion“).

7.5 Vergleich zwischen Versuchs- und Berechnungsergebnissen

Da im Rahmen der Inbetriebnahme der Seilbahnanlage die beiden Zustände der Anlage

- Leerseil (Leerfahrt mit Seil und leeren Fahrkörben) und
- Teillast (Fahrt mit Seil und halbseitig beladenen Fahrkörben)

überprüft wurden (vgl. Kap. 7.2), werden diese beiden zur abschließenden Validierung der Berechnungsergebnisse verwendet.

Die folgende Abbildung (Abb. 84) zeigt den Vergleich zwischen den experimentell aufgenommenen Messwerten und den entsprechenden FE-Berechnungsergebnissen der

Normalspannungen an den Messstellen für die Situation „Leerseil“ (Fahrt der Seilbahnanlage im stationären Zustand mit der Geschwindigkeit von 5m/s).

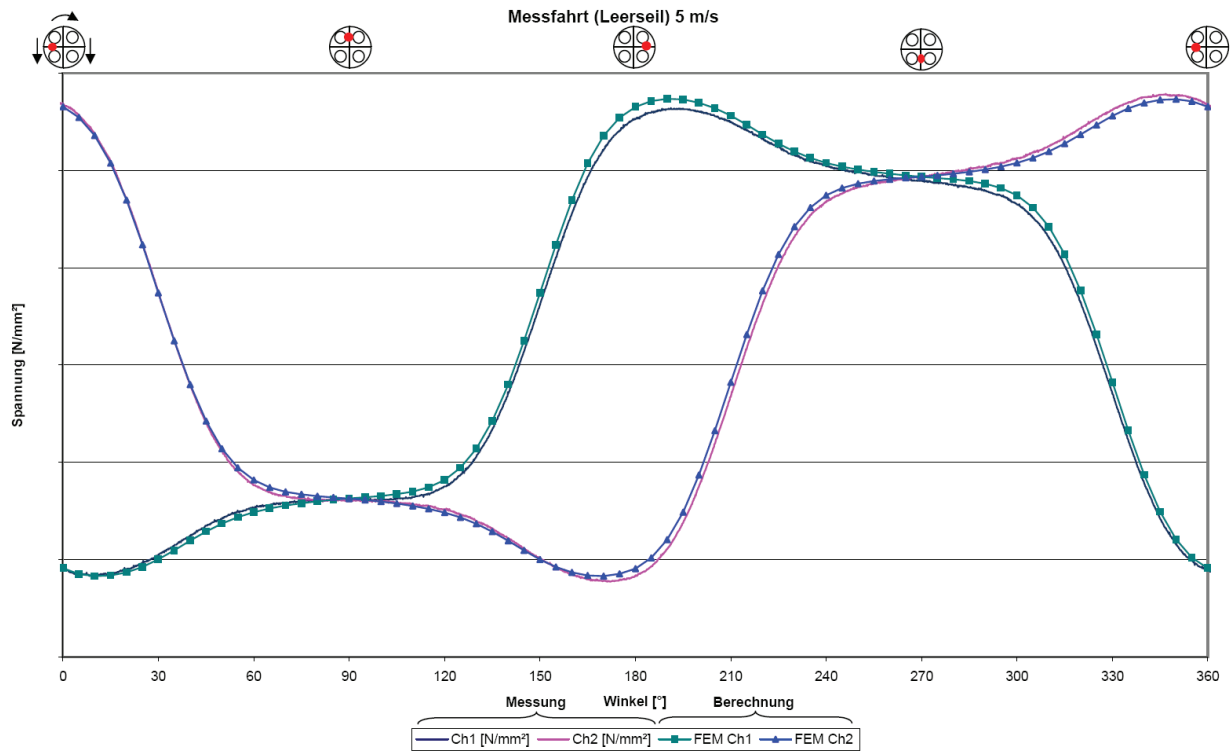


Abb. 84: Vergleich Messung mit Berechnung (Leerseil)

Es zeigt sich, dass die Berechnungsergebnisse mit den in der Praxis ermittelten Messwerten sehr gute Übereinstimmungen liefern. Die maximale Abweichung der Maximalwerte zwischen Berechnung und Messung beträgt lediglich 4,5% (Tab. 10). In den meisten Bereichen fällt sie aber deutlich geringer aus (Abb. 84).

	Seilkraft [kN]	maximale Abweichung [%]
Leerseil	296,27	4,5
Teillast	306,04	3,5

Tab. 10: Maximale Abweichung zwischen Berechnung und Messung

Somit wird hier gezeigt, dass das entwickelte Berechnungs- und Simulationsverfahren zur Ermittlung der Belastung und Beanspruchung von Seilscheiben zuverlässig eingesetzt werden kann und praxistaugliche Ergebnisse liefert.

8 Methode zur Dimensionierung großer Seilscheiben

Große Seilscheiben werden in unterschiedlichen Bereichen der Fördertechnik in Seiltrieben eingesetzt. Sie stellen dabei ein sicherheitsrelevantes Bauteil dar, das sehr häufig im Personentransport (z. B. Seilbahnanlagen, Schachtförderanlagen etc.) zum Einsatz kommt.

Aufgrund des Aufbaus eines Seiltriebs kann die Zuverlässigkeit von Seilscheiben (Versagen durch Bruch) nicht durch Redundanz (Einsatz zweier oder mehrerer paralleler Seilscheiben) erhöht werden. Deshalb muss die mechanische Sicherheit durch eine geeignete Geometrie der Seilscheibe (Gestalt der Speichen) mit ausreichenden Materialstärken gewährleistet werden.

Da die Belastungssituation großer Seilscheiben (Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe) in der Vergangenheit nicht hinreichend genau bekannt war, konnte eine Festigkeitsberechnung mit Dauerfestigkeitsnachweis nur mit entsprechenden Unsicherheiten durchgeführt werden.

Deshalb werden im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit Belastungsannahmen für die sichere festigkeitstechnische Dimensionierung von großen Seilscheiben abgeleitet. Diese basieren auf den gewonnenen Erkenntnissen aus den durchgeführten Simulationsreihen mit dem erstellten numerischen Modell sowie den experimentell ermittelten Messdaten von Häberle [Häb-95] und Schönherr [Sch-05]. Dies ermöglicht zukünftig eine Dimensionierung von Seilscheiben mit wesentlich realistischeren Annahmen (Kap. 8.1 - 8.3) als dies bisher möglich war. Dazu werden für die Belastungssituation zum einen der Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft und zum anderen die Kräfte aufgrund des Schrägzugs jeweils unter der Wirkung von dynamischen Einflüssen dargestellt.

Für die üblicherweise beim Einsatz von großen Seilscheiben auftretenden Randbedingungen von

- Seilkonstruktionen¹
(W-S + FE 8x36, W-S + FE 6x36, W-S + SE 6x36, S + SE 6x19, Filler + SE 8x19),
- Durchmesserbezogene Seilzugkräfte ($S/d^2 > 20$),
- Durchmesserverhältnisse Seilscheibe zu Seil ($D/d > 25$) und
- Schrägzugwinkel ($\varphi_s \leq 4^\circ$)

werden die folgenden Belastungsannahmen getroffen. Dies bedeutet, dass für Standardeinsatzfälle großer Umlenkseilscheiben von beispielsweise Schachtförderanlagen und Seilbahnanlagen die im folgenden getroffenen Belastungsannahmen allgemeingültig sind und eine sichere Dimensionierung mit diesen Annahmen möglich ist.

Für weitere Einsatzfälle von großen Seilscheiben (z. B. Antriebsseilscheibe) ist eine separate Betrachtung notwendig (aufgrund des Umfangs nicht Bestandteil dieser Arbeit). Bei Antriebsseilscheiben verringert sich aufgrund des eingeleiteten Antriebsmoments die Seilkraft während des Umlaufs des Seils über die Seilscheibe. Dies führt dazu, dass sich die Anpresskräfte zwi-

¹ Die Allgemeingültigkeit der gewählten Seilkonstruktionen ist in Kapitel 3 beschrieben.

schen Seil und Seilscheibe ebenfalls verringern. Die Größe und der Verlauf dieser Anpresskräfte sollten in weiteren Forschungsarbeiten untersucht werden.

8.1 Berechnung der Seilkraft

Der erste entscheidende zu dimensionierende Parameter einer Förderanlage ist die wirkende Seilkraft S . Diese setzt sich bei einem geschlossenen Seiltrieb (Beispiel Seilbahnanlage) aus der Seilvorspannung S_{Vor} , der statischen Seilkraft S_{stat} aufgrund der Lasten (Gehänge) und der dynamischen Seilkraft S_{dyn} aufgrund von Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen zusammen. Dabei werden jeweils die größten Werte addiert. Bei einem offenen Seiltrieb (Beispiel Schachtförderanlage) tritt keine Seilvorspannung auf. Somit ergibt sich allgemein für die Berechnung der Seilkraft [Fey-00]:

$$S = S_{Vor} + S_{stat} + S_{dyn} \quad (8.73)$$

Aus den Erkenntnissen des numerischen Modells, dass beim Anfahren aus der Ruhe Schwingungen in Seillängsrichtung auftreten, die eine nochmals höhere Seilkraft verursachen, wird die auftretende Beschleunigung mit einem Sicherheitsfaktor mit einem Wert von 2 multipliziert, der aus den durchgeführten Simulationsreihen entwickelt wurde (Kap. 5.4.4). Die dynamische Seilkraft ergibt sich zu:

$$S_{dyn} = m_L \cdot (2 \cdot a_{Besch}) \quad (8.74)$$

Mit Hilfe der berechneten Seilkraft kann das zu verwendende Seil über die entsprechenden Seileigenschaften (Mindestbruchkraft etc.) und den für die Anlage entsprechenden Sicherheitsbeiwert (aus z. B. [TAS-05], [BOSeil-03]) ausgewählt werden. Über die Wahl des Seils wird der Seildurchmesser d bestimmt.

Der Mindestseilscheibendurchmesser D wird über das D/d -Verhältnis berechnet. Dieses muss nach den entsprechenden Richtlinien bei Seilbahnanlagen den Wert 100 [BOSeil-03] und bei Schachtförderanlagen den Wert 80 [TAS-05] aufweisen bzw. überschreiten.

8.2 Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft

Die wesentliche Belastungssituation von großen Seilscheiben stellt die längenbezogene Anpresskraft (und besonders deren Verlauf) dar. Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen muss eine Unterscheidung zwischen großen und kleinen Seilablenkwinkeln getroffen werden, da bei kleinen Ablenkwinkeln die beiden Pressungsspitzen am Seilauf- und -ablauf teilweise oder auch vollständig zusammenfallen und nochmals eine deutlich größere Anpresskraft verursachen (Kap. 5.4.3).

Um für die Dimensionierung von großen Seilscheiben einfache Lastannahmen zur Verfügung zu stellen, wird der reale Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft durch umschließende Geraden angenähert (Abb. 85). Dieses Verfahren basiert auf der Methode der Approximation des Flächeninhalts unterhalb einer Kurve mit Hilfe von Rechtecken (vgl. Integrationsrechnung). Die

Höhe der Rechtecke entspricht dabei dem größten Funktionswert in diesem Bereich (Bildung von Obersummen), um ausreichende Sicherheiten bei der Berechnung zu erhalten.

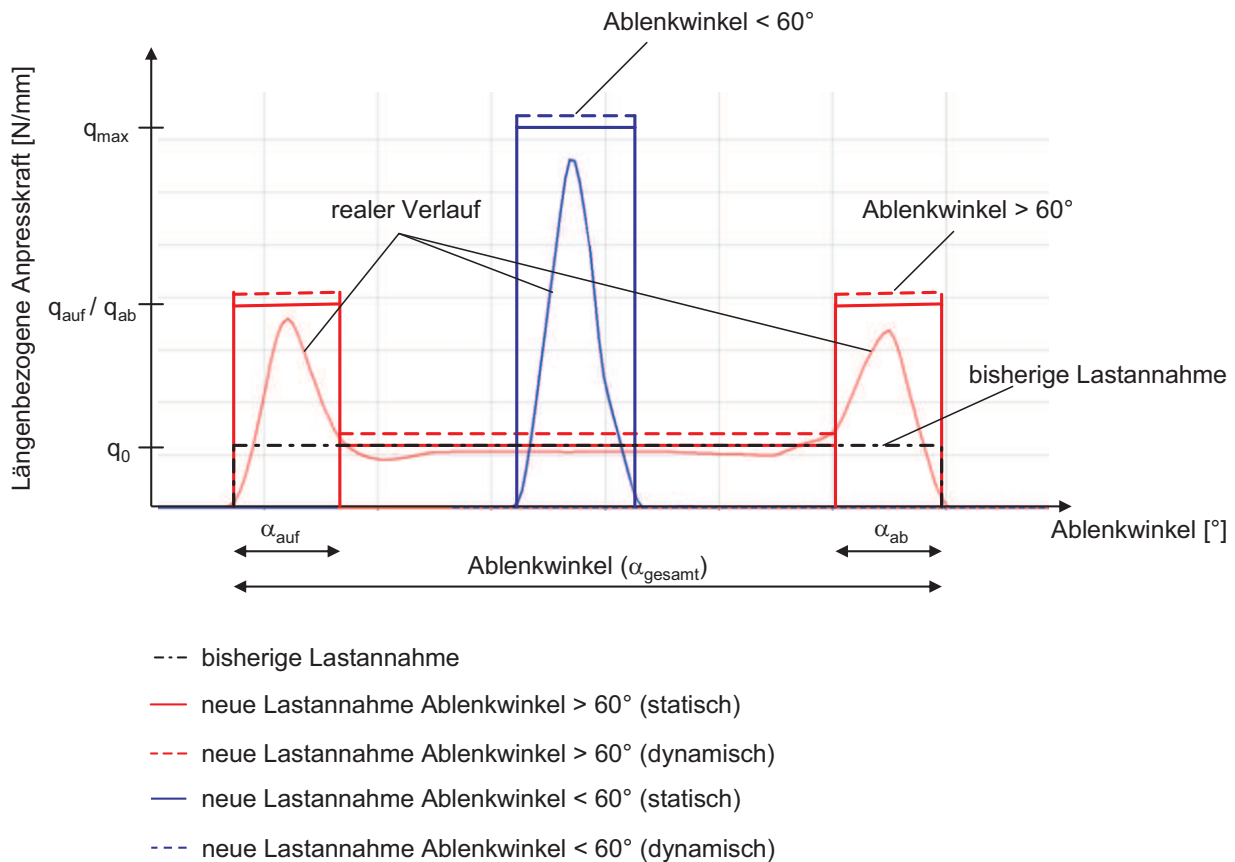


Abb. 85: Skizze Annahmen für Belastungssituation von Seilscheiben

Der reale Verlauf der längenbezogenen Anpresskraft für Ablenkwinkel größer als 60° ist in der Abb. 85 als „rote Kurve“ und für Ablenkwinkel kleiner als 60° als „blaue Kurve“ dargestellt. Als Vergleich zur bisherigen Berechnungsmethode ist diese in der Abb. 85 „schwarz gestrichelt“ eingezeichnet.

8.2.1 Lastannahmen für große Ablenkwinkel ($> 60^\circ$)

Für Ablenkwinkel größer als 60° gelten folgende Lastannahmen für die längenbezogene Anpresskraft (Abb. 85 – rote Kurve).

Konstanter Anteil der längenbezogenen Anpresskraft:

Der konstante Anteil der längenbezogenen Anpresskraft q_0 berechnet sich analog der Gleichung (4.46). Jedoch wird die dazu notwendige Seilkraft F_0 um den Einfluss der Schwingung während der Beschleunigungsphase des Seiltriebs aus der Ruhe erweitert. Somit ergibt sich für den konstanten Anteil der längenbezogenen Anpresskraft im dynamischen Fall mit den Gleichungen (8.73) und (8.74):

$$q_0 = \frac{F_0 - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2}{R_0} = \frac{S_{Vor} + m_L(g + 2a_{Besch}) - \rho \cdot A_B \cdot v_0^2}{R_0} \quad (8.75)$$

Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft:

Die Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft beim Seilauf- und –ablauf (q_{auf} / q_{ab}) wird auf Basis der (nach wie vor gültigen) experimentellen Messdaten von Häberle [Häb-95] für q_{auf} festgelegt. Diese zeigen, dass mit einer maximalen Überhöhung der längenbezogenen Anpresskraft vom 3-fachen Wert des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft gerechnet werden muss. Deshalb wird hier der 3-fache Wert von q_0 für q_{auf} festgelegt. Der Wert für q_{ab} wird zur Gewährleistung einer ausreichenden Berechnungssicherheit als gleich groß wie q_{auf} angenommen.

$$q_{auf} = q_{ab} = 3 \cdot q_0 \quad (8.76)$$

Wirkbereich der Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft:

Der Wirkbereich (Winkelbereich) der Überhöhungen der längenbezogenen Anpresskraft beim Seilauf α_{auf} und Seilablauf α_{ab} wird ebenfalls auf Basis der experimentellen Messwerte von Häberle [Häb-95] auf 15° festgelegt.

$$\alpha_{auf} = \alpha_{ab} = 15^\circ \quad (8.77)$$

Wirkbereich der längenbezogenen Anpresskraft:

Der Umschlingungswinkel ist der Winkel der angibt, in welchem Bereich sich das Seil in Kontakt mit der Seilscheibe befindet. Der Umschlingungswinkel ist aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils stets kleiner als der Ablenkwinkel [Sch-97]. Der Ablenkwinkel (vgl. Abb. 43) gibt an, um welchen Winkel das Seil umgelenkt wird. Zur Gewährleistung einer ausreichenden Berechnungssicherheit wird der Wirkbereich des kompletten Verlaufs der längenbezogenen Anpresskraft α_{gesamt} nicht entsprechend dem Umschlingungswinkel sondern, ebenfalls entsprechend dem Ablenkwinkel λ gewählt.

$$\alpha_{gesamt} = \lambda \quad (8.78)$$

8.2.2 Lastannahmen für kleine Ablenkwinkel ($< 60^\circ$)

Für Ablenkwinkel kleiner als 60° fallen die Pressungsspitzen am Seilauf- und –ablauf teilweise oder vollständig zusammen und ergeben eine nochmals deutlich größere Anpresskraft (vgl. Kap. 5.4.3). Auf Basis der durchgeführten Simulationsreihen werden die folgenden Lastannahmen für die längenbezogene Anpresskraft für kleine Ablenkwinkel festgelegt (Abb. 85 – blaue Kurve).

Maximalwert der längenbezogenen Anpresskraft:

Der Maximalwert der längenbezogenen Anpresskraft q_{max} für kleine Ablenkwinkel wird auf Basis der durchgeführten Simulationsreihen festgelegt (vgl. Anhang 11.4). Diese ergaben eine

maximale Anpresskraft vom 6-fachen des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft.

$$q_{\max} = 6 \cdot q_0 \quad (8.79)$$

Wirkbereich der maximalen längenbezogenen Anpresskraft:

Der Wirkbereich der maximalen längenbezogenen Anpresskraft q_{\max} wird entsprechend dem Ablenkwinkel gewählt (Gleichung (8.78)).

8.3 Lastannahmen bei Schrägzug

Falls bei der festigkeitstechnisch zu dimensionierenden Seilscheibe mit Schrägzug zu rechnen ist, kann die Kraft aufgrund des Schrägzugs auf Basis der mit dem erstellten numerischen Modell durchgeführten Untersuchungen mit den folgenden Annahmen ermittelt werden. Um für die Lastannahme mit ausreichenden Sicherheiten zu rechnen, wird der reale Verlauf der Anpresskräfte durch ein umschließendes Rechteck (verwendete Methode vgl. Kap. 8.2) angenähert (Abb. 86).

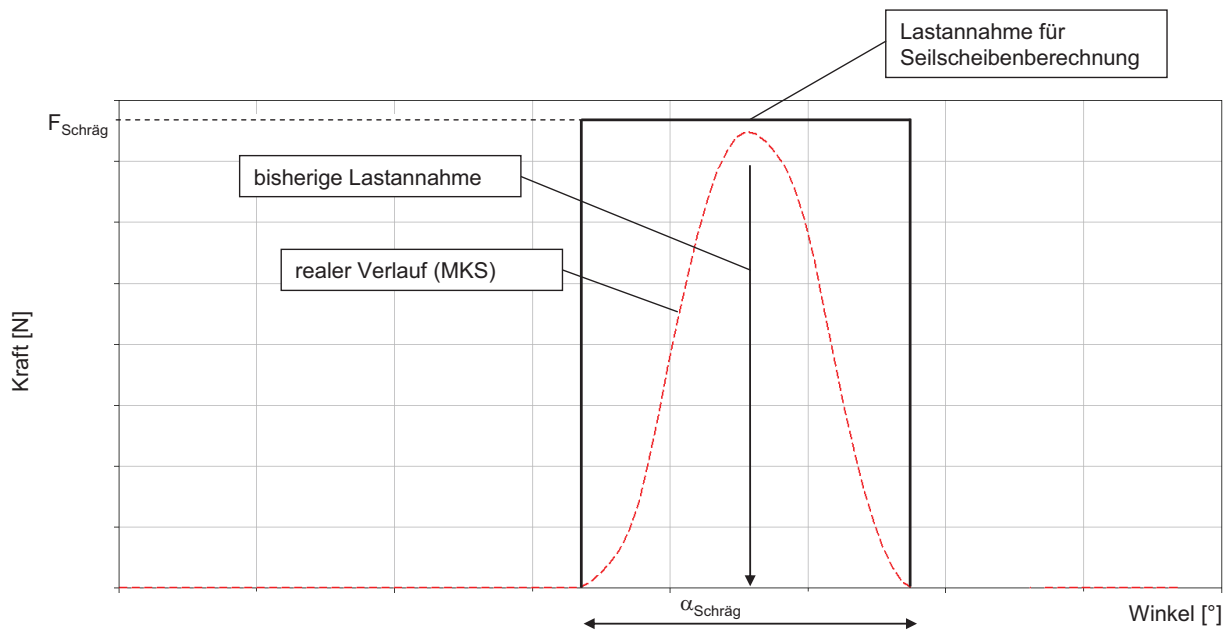


Abb. 86: Lastannahme für Kraft aufgrund des Schrägzugs

Maximalwert der Anpresskraft:

Der Maximalwert der Anpresskraft $F_{\text{Schräg}}$, der aufgrund des Schrägzugs entsteht und auf die Rillenflanke der Seilscheibe wirkt (vgl. Abb. 53), wird mit Hilfe des bisherigen analytischen Modells berechnet, das um einen Sicherheitsfaktor (Wert von 1,5) erweitert wird. Dieser Sicherheitsfaktor wurde durch die Untersuchungen mit dem numerischen Modell ermittelt (vgl. Kap. 5.4.5.3). Die Anpresskraft berechnet sich auf Basis der Gleichung (2.25) somit zu:

$$F_{\text{Schräg}} = 1,5 \cdot A_1 = 1,5 \cdot 2 \cdot S \cdot \sin \frac{\varphi_s}{2} = 3 \cdot S \cdot \sin \frac{\varphi_s}{2} \quad (8.80)$$

Wirkbereich der Anpresskraft:

Der Wirkbereich der Anpresskraft $\alpha_{\text{Schräg}}$ (Abb. 87) wird auf Basis der mit dem numerischen Modell durchgeführten Simulationsreihen auf 15° festgelegt.

$$\alpha_{\text{Schräg}} = 15^\circ \quad (8.81)$$

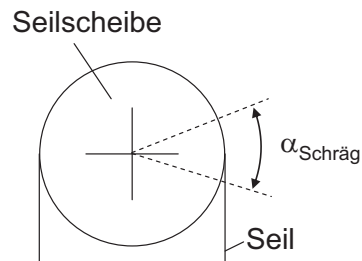


Abb. 87: Wirkbereich Schrägzug

Mit Hilfe des erstellten numerischen Modells können die Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe während einer dynamischen Fahrt unter Berücksichtigung von unterschiedlichen Ablenkwinkeln und Schrägzug ermittelt werden (vgl. Kap. 5). Auf Basis der mit diesem Modell durchgeführten Simulationsreihen, sowie der experimentell vorhandenen und aufgenommenen Messdaten (vgl. Kap. 3), stellen die getroffenen Lastannahmen einfach zu ermittelnde Berechnungsgrößen zur Dimensionierung von großen Seilscheiben dar. Die Sicherheiten der Lastannahmen sind durch die Allgemeingültigkeit der gewählten Seilkonstruktionen sowie der berücksichtigten Randbedingungen beim Einsatz großer Seilscheiben (vgl. Kap. 3) gewährleistet. Ferner basieren die Lastannahmen sowohl auf umfangreichen experimentellen Versuchsreihen als auch auf umfangreichen Simulationsreihen mit dem erstellten numerischen Modell. Mit diesem Simulationsmodell konnten die experimentell aufgenommenen und vorhandenen Messdaten durch systematische Simulationsreihen deutlich erweitert werden. Zudem konnten die in den bisherigen Dimensionierungsmethoden großer Seilscheiben [Ose-82; Ess-55; Ern-73; Sch-62] fehlenden Belastungseinflüsse (kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug) mit Hilfe umfangreicher Simulationsreihen untersucht und daraus bessere Belastungsannahmen großer Seilscheiben abgeleitet werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Große Seilscheiben werden seit Jahrzehnten in den unterschiedlichsten Anwendungsgebieten der Fördertechnik in Seiltrieben von beispielsweise Schachtförder- und Seilbahnanlagen eingesetzt. Trotzdem gibt es immer noch Unkenntnisse bzgl. der Belastungssituation dieser Seilscheiben (Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe). Dies führt dazu, dass die innere Beanspruchung der Seilscheiben (Verformungen und Spannungen) nicht hinreichend genau bekannt ist und dadurch die Seilscheiben entweder stark überdimensioniert werden oder aber im schlimmsten Fall nicht ausreichend dimensioniert sind und dies zum Versagen der Seilscheibe führt.

Bisherige Berechnungsverfahren von großen Seilscheiben gehen von einer konstanten Anpresskraft (längenbezogenen Anpresskraft) auf den Seilscheibenkranz aus [Ose-82]. Aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils entstehen jedoch beim Seilauf- und -ablauf deutlich größere Anpresskräfte, die das bis zu 4-fache des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft ausmachen können [Häb-95]. Ferner werden auch weitere Beeinflussungsfaktoren wie beispielsweise Querkkräfte aufgrund des Schrägzugs oder dynamische Kräfte bei An- und Abfahrvorgängen der Förderanlagen vernachlässigt.

Die Ermittlung der inneren Beanspruchung von Seilscheiben konnte bisher aufgrund der zu geringen Rechenleistung der Computer nur durch stark vereinfachte Modelle der Seilscheibe und mit Hilfe von Stabwerksprogrammen ermittelt werden. Eine detailgetreue Abbildung der Seilscheibe mit beispielsweise Schweißnähten und Schraubverbindungen ist mit diesen Methoden nicht möglich, so dass die innere Beanspruchung von Seilscheiben bisher nicht vollständig geklärt werden konnte.

Um zur Dimensionierung von großen Seilscheiben grundlegende neue Erkenntnisse zu erhalten, wurde im Rahmen der Forschungsarbeit sowohl ein analytisches Modell zur Ermittlung der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe entwickelt als auch umfangreiche theoretische und experimentelle Versuchsreihen durchgeführt. Daraus kann die Belastungs- und Beanspruchungssituation von großen Seilscheiben ermittelt werden. Die in der Arbeit gewonnenen Ergebnisse stellen somit eine Grundlage zur sicheren Dimensionierung von großen Seilscheiben dar. Im Detail wurden folgende neue Erkenntnisse gewonnen.

Es wurde ein analytisches Modell entwickelt, das auf einem vorhandenem analytischen Modell zur Berechnung des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft basiert [Fey-00], in das die bisher nicht berücksichtigten Beeinflussungsfaktoren Seilmasse und Seilgeschwindigkeit integriert wurden. Ferner kann mit dem entwickelten analytischen Modell der Grenzwinkel (notwendiger Umschlingungswinkel) ermittelt werden, der zum Haften des Seils auf der Seilscheibe erforderlich ist.

Da es aufgrund der notwendigen enormen Rechenleistung momentan noch nicht möglich ist, ein Drahtseil mit allen Drähten und Litzen vollständig mit der Finiten-Elemente-Methode dynamisch beim Lauf über Seilscheiben abzubilden, wurde ein zweckmäßiges numerisches Ersatzmodell auf Basis eines parametergestützten Mehrkörpersimulationsmodells zur Simulation des dynamischen Laufs eines Seils über eine Seilscheibe entwickelt, mit dem die

Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe ermittelt werden können. Das entwickelte Ersatzmodell des Seils ermöglicht Simulationszeiten von wenigen Minuten, da das Seil im Modell als eine „diskrete flexible Verbindung“ ausgeführt wird. Diese besteht aus starren Zylinderelementen, die über „Beamelemente“ miteinander verbunden werden. Die Zylinderelemente bilden dabei die äußere geometrische Form des Seils sowie die Seilmasse ab. Die Beamelemente stellen den elastischen Anteil des Seils dar, über die der E-Modul und die Biegesteifigkeit sowie Dämpfungsparameter dem Ersatzmodell des Seils zugewiesen werden können. Da es sich um ein Ersatzmodell des Seils handelt, muss dieses mit Hilfe von experimentell ermittelten Messdaten kalibriert werden. Diese wurden zum einen aus der Forschungsarbeit von Häberle [Häb-95] für das Modell aufbereitet und zum anderen durch eigene Messungen an einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe eines Schiffshebewerkes erweitert. Nach der Kalibrierung des Ersatzmodells konnte dieses als Werkzeug verwendet werden, um damit im Modellversuch bisher nicht möglich gewesene Untersuchungen durchzuführen. Es wurden mit dem erstellten Modell die folgenden neuen Erkenntnisse gewonnen.

Bei kleinen Seilablenkwinkeln (kleiner als 60°) fallen die Pressungsspitzen bei Seilauf- und -ablauf teilweise oder auch vollständig zusammen und ergeben eine nochmals deutlich größere Anpresskraft zwischen Seil und Seilscheibe, als dies bisher bekannt war. Mit dem erstellten numerischen Modell kann erstmalig diese Kraft qualitativ und quantitativ ermittelt werden. Bei den untersuchten Seilkonstruktionen treten bei kleinen Ablenkwinkeln maximale Kräfte von bis zum 6-fachen des konstanten Anteils der längenbezogenen Anpresskraft (bisher nur berücksichtigte Kraft) auf. Dadurch ist eine Berechnung der längenbezogenen Anpresskraft nach den bisher bekannten Methoden bei diesen kleinen Ablenkwinkeln nicht mehr anzuwenden.

Dieser hier dargestellte Effekt wird durch die von Müller [Mül-66] durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen von Drahtseilen bei kleinen Ablenkwinkeln bestätigt (vgl. Kap. 2.2.3.2.2). Hier wird gezeigt, dass bei kleinen Ablenkwinkeln ab ca. 60° eine deutliche Reduzierung der Seillebensdauer stattfindet, die bei einem Seilablenkwinkel von ca. 20° am geringsten ist. Dies ist auf die erhöhte Pressung zwischen Seil und Seilscheibe zurückzuführen.

Bei An- und Abfahrvorgängen von Förderanlagen ändert sich aufgrund der Beschleunigungskräfte der bewegten Massen die Seilkraft. Dies führt zu variablen und auch höheren Anpresskräften zwischen Seil und Seilscheibe, die mit Hilfe des erstellten Modells erstmalig für eine komplette dynamische Fahrt mit Beschleunigungsphase, Beharrungsphase und Verzögerungsphase berechnet werden können. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass die Anpresskräfte dabei prinzipiell proportional zur aufgebrachten Beschleunigung sind.

Zudem können mit dem entwickelten Modell die Auswirkungen der Schwingungen in Seillängsrichtung dargestellt werden, die aufgrund des Rucks beim Anfahren entstehen. Diese führen zu einer weiteren kurzzeitigen Erhöhung der Anpresskräfte.

Beim Schrägzug zwischen Seil und Seilscheibe, der sich oft beim Einsatz von Seiltrieben nicht vollständig vermeiden lässt, wirken die gleichen Effekte wie beim Seilauf- und -ablauf auf die Seilscheibe, so dass dabei ebenfalls aufgrund der Biegesteifigkeit des Seils mit größeren Anpresskräften quer zur Seilrille zu rechnen ist, als dies bisher durch eine einfache analytische Berechnung ermittelt werden konnte. Mit dem erstellten Modell können die Größe und der Verlauf dieser Anpresskräfte erstmalig bestimmt werden. Entscheidenden Einfluss auf die Größe dieser Kraft haben der Schrägzugwinkel und die Seilkraft. Ferner hat auch die Rillengeometrie

insbesondere der Rillenöffnungswinkel Auswirkungen auf die Anpresskräfte durch den Schrägzug.

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde zudem eine Methode zur Ermittlung der Beanspruchung von Seilscheiben auf Basis der Finiten-Elemente-Methode entwickelt, um die unter Last entstehenden Verformungen und Spannungen in der Seilscheibe darstellen und beurteilen zu können.

Bei Seilscheiben mit Speichen oder speichenähnlichen Konstruktionen tritt im Allgemeinen die höchstbelastete Stelle der Seilscheibe auf den Speichen auf. Diese werden durch eine Zug-/Druckspannung mit einer überlagerten Biegespannung während der Rotation der Seilscheibe wechselnd beansprucht. Dies führt zu einer s-förmigen Verformung der Speiche. Für die dynamische festigkeitstechnische Bewertung ist die wechselnd auftretende Biegebeanspruchung der Speiche maßgeblich.

Die Validierung der entwickelten Berechnungsverfahren und Simulationsmethoden konnte erfolgreich an einer in der Praxis eingesetzten Seilscheibe einer Seilbahnanlage durchgeführt werden. Dazu wurden an dieser Anlage weitere experimentelle Messdaten aufgenommen und mit den Berechnungsergebnissen verglichen. Dabei wurden nur geringe Abweichungen zwischen Messung und Berechnung festgestellt. Somit konnte gezeigt werden, dass das entwickelte Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Beanspruchung von Seilscheiben eingesetzt werden kann und praxistaugliche Ergebnisse liefert.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe wurde eine Methode zur sicheren festigkeitstechnischen Dimensionierung großer Seilscheiben entwickelt. Dabei wurden auf Basis des entwickelten analytischen Berechnungsverfahrens und des numerischen Ersatzmodells des Laufs eines Seils über eine Seilscheibe für gängige Einsatzbedingungen großer Seilscheiben (Seilkonstruktionen, durchmesserbezogene Seilzugkraft, Durchmesser Verhältnis Seilscheibe zu Seil, Schrägzugwinkel) Belastungsannahmen für die Situationen große und kleine Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug abgeleitet und mit entsprechenden Sicherheitsbeiwerten versehen, so dass nun für die Dimensionierung großer Seilscheiben Belastungsannahmen zur Verfügung stehen, ohne dass umfangreiche Simulationen (wie in der vorliegenden Arbeit) durchgeführt werden müssen.

Mit der erstellten Forschungsarbeit wurde ein Beitrag zur systematischen und sicheren Dimensionierung von großen Seilscheiben geleistet.

Ausblick

Auf Basis der in der Forschungsarbeit gewonnenen neuen Erkenntnisse (Einfluss kleiner Ablenkwinkel, Dynamik und Schrägzug) und entwickelten Methoden (Bestimmung der Anpresskräfte mit Hilfe der Mehrkörpersimulation und Ermittlung der Beanspruchung von Seilscheiben mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode) ergeben sich folgende fortführende Fragestellungen bzw. Anwendungsmöglichkeiten der gewonnenen Erkenntnisse.

Die naheliegende Fragestellung, die sich aus der vorliegenden Arbeit ergibt, ist nach dem optimalen Aufbau (Konstruktion) von Seilscheiben.

Diese Fragestellung kann beispielsweise mit Hilfe einer Topologieoptimierung (Suche einer optimalen Massenverteilung im Bauteil) von Seilscheiben gelöst werden. Die Voraussetzungen für die Anwendung der Topologieoptimierung sind durch die vorliegende Forschungsarbeit geschaffen, so dass die Randbedingungen der Seilscheibe (Anpresskräfte zwischen Seil und Seilscheibe) mit Hilfe der entwickelten Methoden ermittelt werden können. Zur Durchführung der Topologieoptimierung müssen zuvor Standardbelastungssituationen von Seilscheiben (beispielsweise Seilbahnseilscheiben mit einem Ablenkwinkel von 180°) definiert werden, um für diese Belastungssituationen die optimale Seilscheibe zu ermitteln. Da Seilscheiben im Allgemeinen nicht statisch betrieben werden, sondern im Betrieb durch die Rotation der Seilscheibe schwellend belastet werden, ist eine Topologieoptimierung nur für eine Belastungssituation (Drehposition der Seilscheibe) nicht zielführend. Hier muss eine Methode entwickelt werden, die die Rotation der Seilscheibe bei der Topologieoptimierung berücksichtigt.

Eine weitere Variante zur Ermittlung der optimalen Seilscheibenkonstruktion ist eine systematische Untersuchung des Einflusses der Speichenkonstruktion auf die innere Beanspruchung von Seilscheiben. Dazu können beispielsweise die Parameter Speichenanzahl, -trägheitsmomente und -querschnitte systematisch auf die resultierenden Spannungen in der Seilscheibe untersucht werden. Da Seilscheiben im Allgemeinen nicht statisch sondern aufgrund der Rotation dynamisch belastet werden, ist diese Vorgehensweise mit entsprechendem rechentechnischem Arbeitsaufwand verbunden.

Im Rahmen der Forschungsarbeit konnten aufgrund des zusätzlich hierfür notwendigen Arbeitsumfangs ausschließlich Umlenkseilscheiben (reine Umlenkung des Seils ohne Antrieb) betrachtet werden. Bei Umlenkseilscheiben verändert sich die Seilkraft (Wirkungsgradverlust) während des Umlaufs auf der Seilscheibe nur minimal und ist deshalb bei der theoretischen Berechnung vernachlässigbar [Fey-00]. Dies wurde ebenfalls durch das erstellte numerische Modell (Kap. 5) bestätigt. Da große Seilscheiben auch als Treibscheiben eingesetzt werden (Seilbahnanlage), ist eine Betrachtung von Treibscheiben in weiteren Arbeiten anzustreben. Bei Treibscheiben ändert sich während des Kontakts zwischen Seil und Seilscheibe nach Eytelwein die Seilzugkraft aufgrund des eingeleiteten Antriebsmoments. Dementsprechend ist hier mit einer unsymmetrischen Kraftereinleitung auf die Seilscheibe und einem zusätzlichen Antriebsmoment zu rechnen. So dass es hier auch notwendig ist, zum einen die Kräfte zwischen Seil und Seilscheibe zu klären, und zum anderen die Auswirkungen auf die innere Beanspruchung der Seilscheibe zu ermitteln.

In der Forschungsarbeit wurde ein mechanisches Ersatzmodell eines Drahtseils entwickelt, mit dem es möglich ist das Verhalten eines Seils abzubilden (E-Modul, Biegesteifigkeit, Masse, Dämpfung etc.). Dieses Ersatzmodell hat zudem den Vorteil, dass es bei der numerischen Mehrkörpersimulation nur sehr geringe Rechenleistungen im Vergleich zu beispielsweise Finite-Elemente-Modellen benötigt und dynamische Betrachtungen des Laufs eines Seils über eine Seilscheibe ermöglicht. Dieses Grundmodell kann in weiterführenden Forschungsarbeiten verwendet werden, um beispielsweise eine komplette Förderanlage (z. B. Seilbahnanlage) im Modell (Mehrkörpersystem) abzubilden, und dynamisch (Seil in Bewegung) zu betrachten. Um dieses Modell einer Förderanlage erstellen und kalibrieren zu können, sind zahlreiche weitere Daten einer realen Förderanlage nötig, die allerdings bis heute nicht oder nicht ausreichend bestimmt wurden. Diese Daten sind mit entsprechendem sehr hohem messtechnischen Ar-

beitsaufwand an einer Förderanlage aufzunehmen, indem beispielsweise Beschleunigungswerte von Fahrzeugen einer Seilbahnanlage in den drei Raumrichtungen erfasst werden. Mit Hilfe dieser und weiterer Daten (Seileigenschaften, Geometriedaten der Förderanlage) kann ein entsprechendes Seilmodell kalibriert werden, so dass eine reale Förderanlage im Modell abgebildet wird. Mit diesem Modell ist es dann möglich unterschiedliche Parametervariationen (beispielsweise Beladung der Fahrzeuge, Fördergeschwindigkeiten, etc.) durchzuführen, um den Einfluss dieser Parameter auf beispielsweise den Seildurchhang zwischen zwei Stützen einer Seilbahnanlage oder die durch die Beladung der Anlage (Fahrzeuge) entstehenden Schwingungen in Seillängs- und -querrichtung untersuchen zu können. Mit Hilfe dieser Untersuchungen kann es später möglich sein, bereits in der Konzeptphase einer neuen Förderanlage das Schwingungsverhalten der Anlage abzubilden um daraus optimale Lösungen erarbeiten zu können.

10 Literatur

- [Ada-10] N.N. Adams/View Help Version MD Adams 2010
- [BOSeil-03] Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie: Ausführungsbestimmungen (AB) zu den Vorschriften für den Bau und Betrieb von Seilbahnen (BOSeil). Teil 1 Seilschwebbahnen. November 2003.
- [Die-71] Dietz, P.: Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln. Diss. Technische Hochschule Darmstadt 1971.
- [DIN 15018-1] Krane – Grundsätze für Stahltragwerke – Berechnung. November 1984.
- [DIN 15020-1] Hebezeuge – Grundsätze für Seiltriebe – Berechnung und Ausführung. Februar 1974.
- [DIN 15020-2] Hebezeuge – Grundsätze für Seiltriebe – Überwachung im Gebrauch. Februar 1974.
- [DIN 15061-1] Hebezeuge – Rillenprofile für Seilrollen. August 1977.
- [DIN 15061-2] Krane – Rillenprofile für Seiltrommeln. August 1977.
- [DIN 18800-1] Stahlbauten - Teil 1: Bemessung und Konstruktion. November 2008.
- [DIN 22410] Förderseilscheiben für Rundseile. Mai 1994.
- [DIN EN 12385-2] Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 2: Begriffe, Bezeichnung und Klassifizierung. Juni 2008.
- [DIN EN 12385-4] Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 4: Litzenseile für allgemeine Hebezwecke. Juni 2008.
- [Dub-05] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau. 21. Aufl. Berlin: Springer-Verlag 2005.
- [Eil-74a] Eilers, R.; Schwarz, W.: Erhöhung der Wirtschaftlichkeit hochbeanspruchter Seiltriebe durch die richtige Seilrollenwahl. Maschinenmarkt, Würzburg 80 (1974) 49, S. 925-928.
- [Eil-74b] Eilers, R.; Schwarz, W.: Dauerversuche an Seilrollen und Seilen beweisen die Vorteile gehärteter Rillen. Maschinenmarkt, Würzburg 80 (1974) 70, S. 1359-1361.
- [Erh-09] Erhalter, K.; Mattivi, M.: Utilizzo die acciai strutturali ad altissima resistenza nel settore funiviario. 2009.

- [Ern-73] Ernst, H.: Die Hebezeuge – Bemessungsgrundlagen Bauteile Antriebe. 8. Aufl. Braunschweig: Friedr. Vieweg + Sohn Verlag 1973.
- [Ess-55] Esslinger: Die Berechnung einer Seilscheibe. Stahl 1955 Nr. 7-8.
- [Fey-00] Feyrer, K.: Drahtseile – Bemessung, Betrieb, Sicherheit. 2. Aufl. Berlin: Springer-Verlag 2000.
- [Fey-07] <http://www.uni-stuttgart.de/ift/forschung/feyrer.html> - SEILELA1.xls
- [Fey-90] Feyrer, K.; Jahne, K.: Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen, DRAHT 41 (1990) 4, S. 498 – 504.
- [Häb-95] Häberle, B.: Pressung zwischen Drahtseil und Seilscheibe. Diss. Universität Stuttgart 1995.
- [Hen-99] Henschel, J.: Dimensionierung von Windentrommeln. Diss. Technische Universität Clausthal 1999.
- [Kre-70] Krencker, H.: Berechnung von Speichenscheiben mit Hilfe von Stabwerk-Rechenprogrammen. Int. Seilb.-Rdsch. 3/1970, S. 129/131.
- [Mal-93] Malinovsky, V.: Bending stiffness of steel wire ropes. OIPECC Round Table Delft Sept. 1993. pp. II35-II49, TU Delft.
- [Mol-82] Molkow, M.: Die Treibfähigkeit von gehärteten Treibscheiben mit Keilrillen. Diss. Universität Stuttgart 1982.
- [Mül-02] Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker. Expert-Verlag, 7. Auflage, 2002.
- [Mül-61] Müller, H.: Das Verhalten der Drahtseile bei Wechselbeanspruchungen. Drahtwelt 47 (1961) 3, S. 193-201.
- [Mül-66] Müller, H.: Drahtseile im Kranbau. VDI-Bericht Nr. 98.
- [Mup-01] Mupende, I.: Beanspruchungs- und Verformungsverhalten des Systems Trommelmantel – Bordscheiben bei mehrlagig bewickelten Seiltrommeln unter elastischem und plastischem Werkstoffverhalten. Diss. Technische Universität Clausthal 2001.
- [Neu-77] Neugebauer, H. J.: Berechnungsverfahren für ein- und mehrlagig bewickelte Seiltrommeln. Diss. Technische Universität Dresden 1977.
- [Ose-82] Oser, J.: Die Dimensionierung von Speichenscheiben unter radialen und tangentialen Streckenlasten. dhf 1/2 (1982) 24, S. 39-44.
- [Sch-05] Schönherr, S.: Einfluss der seitlichen Seilablenkung auf die Lebensdauer von Drahtseilen beim Lauf über Seilscheiben. Diss. Universität Stuttgart 2005.

- [Sch-62] Schrödl, J.: Berechnung von Speichenscheiben, die durch eine kontinuierliche, radialgerichtete Streckenlast beansprucht sind. In: Deutsche Bergbahnen, 2. Aufl. Rottach-Egern: Tegernseer Tal Verlag Sebastian Daimer 1962.
- [Sch-65] Schmidt, K.: Die sekundäre Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung. Diss. Technische Hochschule Karlsruhe 1965.
- [Sch-97] Schraft, O.: Die Biegesteifigkeit und der Wirkungsgrad laufender Rundlitzenseile. Diss. Universität Stuttgart 1997.
- [TAS-05] Bezirksregierung Arnsberg: Technische Anforderungen an Schacht- und Schrägförderanlagen (TAS). Dezember 2005.
- [Usa-06] Usabiaga, H.; Madoz, M.A.; Ezkurra, M.; Pagalday, J.M.: Mechanical interaction between wire ropes and sheaves. OIPECC Conference / 2rd International Ropedays, March 2006, pp. 157-166, Stuttgart.
- [Usa-08a] Usabiaga, H.; Pagalday, J.M.: Analytical procedure for modelling recursively and wire by wire stranded ropes subjected to traction and torsion loads. International Journal of Solids and Structures 45 (2008), S. 5503-5520.
- [Usa-08b] Usabiaga, H.; Ezkurra, M.; Madoz, M.A.; Pagalday, J.M.: Experimental test for measuring the normal and tangential line contact pressure between rope and sheaves. Experimental Techniques September/October 2008, S. 34-43.
- [Usa-09] Usabiaga, H.; Durville, D.: A finite element approach for modelling wire ropes. OIPECC Conference / 3rd International Ropedays, March 2009, pp. 299-312, Stuttgart.
- [VDI 2358] Drahtseile für Fördermittel. Oktober 1984.
- [Vor-09a] Vorwerk, C.; Kuczera, T.; Schröppel, M.: Numerische und experimentelle Analyse von Seilscheibenbelastungen. In: 5. Fachkolloquium der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Technische Logistik e.V.; Ilmenau, Oktober 2009.
- [Vor-09b] Vorwerk, C.; Kuczera, T.; Wehking, K.-H.: Höhere Förderkapazität im Schiffshebewerk Scharnebeck – Seilscheibenbelastung – numerisch und experimentell analysiert. In: Hebezeuge und Fördermittel 49 (2009) 7-8, S.382-384.
- [Weh-03] Wehking, K.-H.; Ziegler, S.: Berechnung eines einfachen Seils mit FEM. In: Draht 5/(2003) S.32-36.

-
- [Weh-04] Wehking, K.-H.; Ziegler, S.: Calculation of a standard rope with FEM. WIRE 2(2004) p.96-100.
- [Weh-07] Wehking, K.H.; Ziegler, S.: Zuverlässiges Berechnungsmodell - Drahtschwingfestigkeit und Seillebensdauer. In: Hebezeuge und Fördermittel 47 (2007) 4, S. 192-195.
- [Weh-99] Wehking, K.-H.; Vogel, W.; Schulz, R.: Dämpfungsverhalten von Drahtseilen. In: Fördern und Heben 49 (1999) Nr. 1-2, S.60-61.
- [Wie-82] Wiek, L.: The distribution of the contact forces on steel wire ropes. OIPEEC-Bulletin 44, Nov. 1982, pp. 10-25.
- [Zie-06] Ziegler, S.: Einfluss der Drahtschwingfestigkeit auf die Lebensdauer von Seilen. Diss. Universität Stuttgart 2006.

11 Anhang

11.1 Messdaten Schiffshebewerk

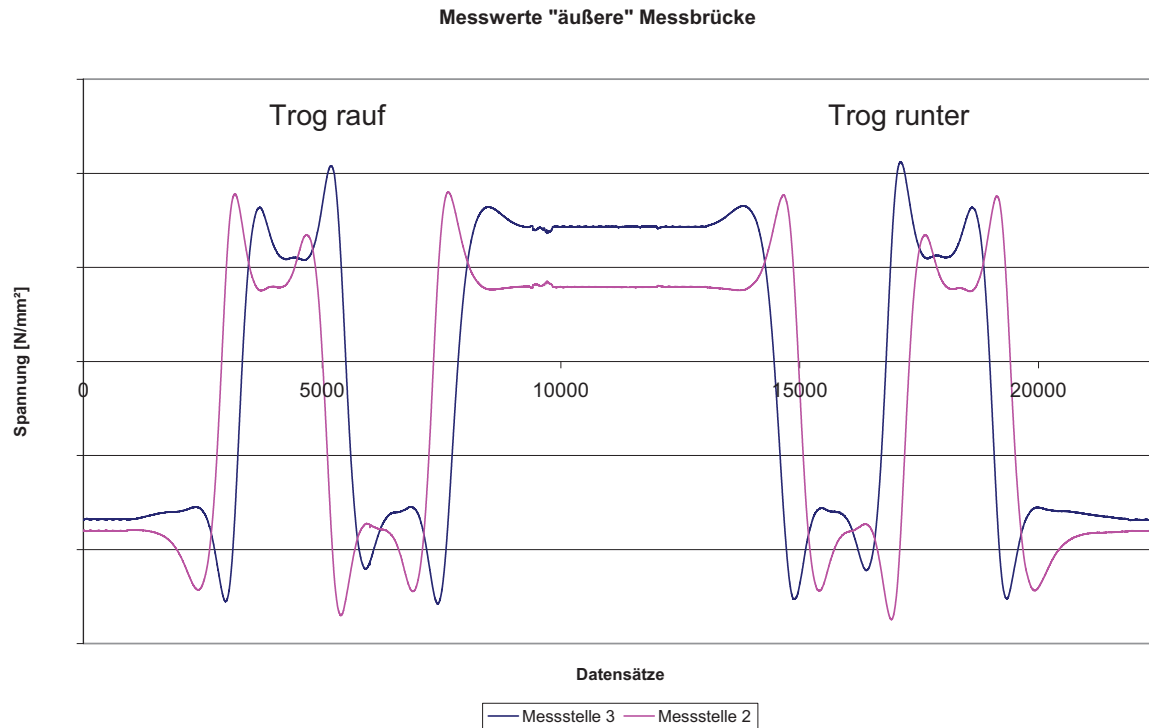


Abb. 88: Messdaten Schiffshebewerk „äußere“ Messbrücke

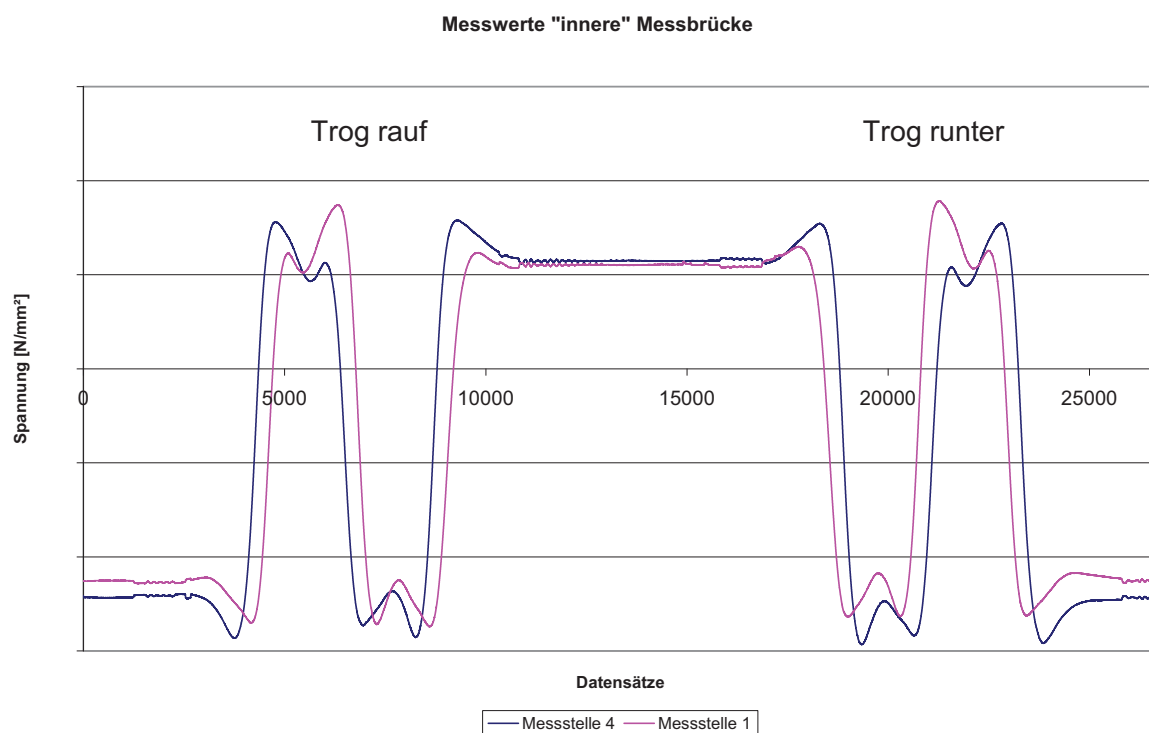


Abb. 89: Messdaten Schiffshebewerk „innere“ Messbrücke

11.2 Geometriedaten der Doppelseilscheibe des Schiffshebewerks

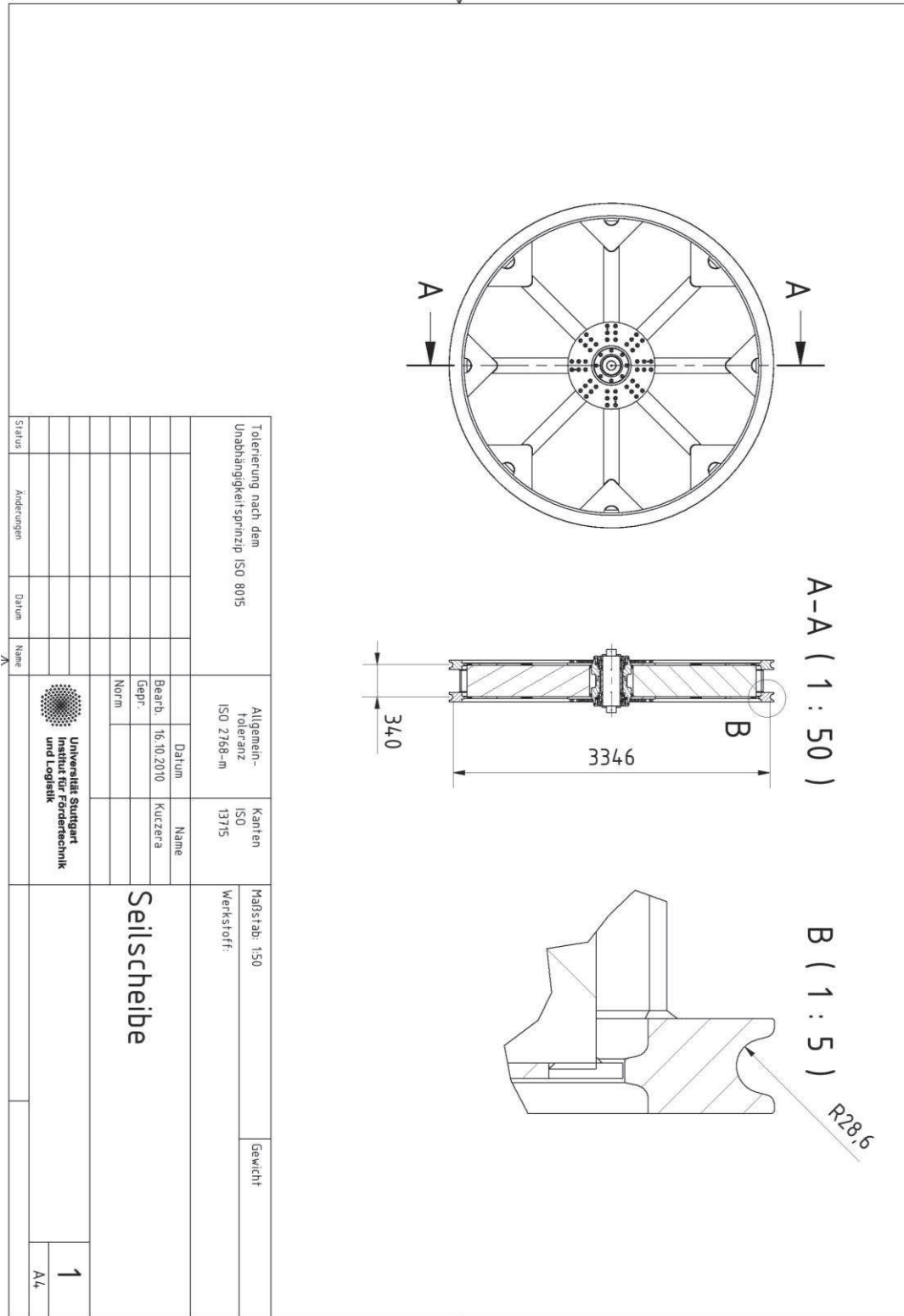


Abb. 90: CAD-Daten Doppelseilscheibe des Schiffshebewerks

11.3 Kalibrierte Seilmodelle

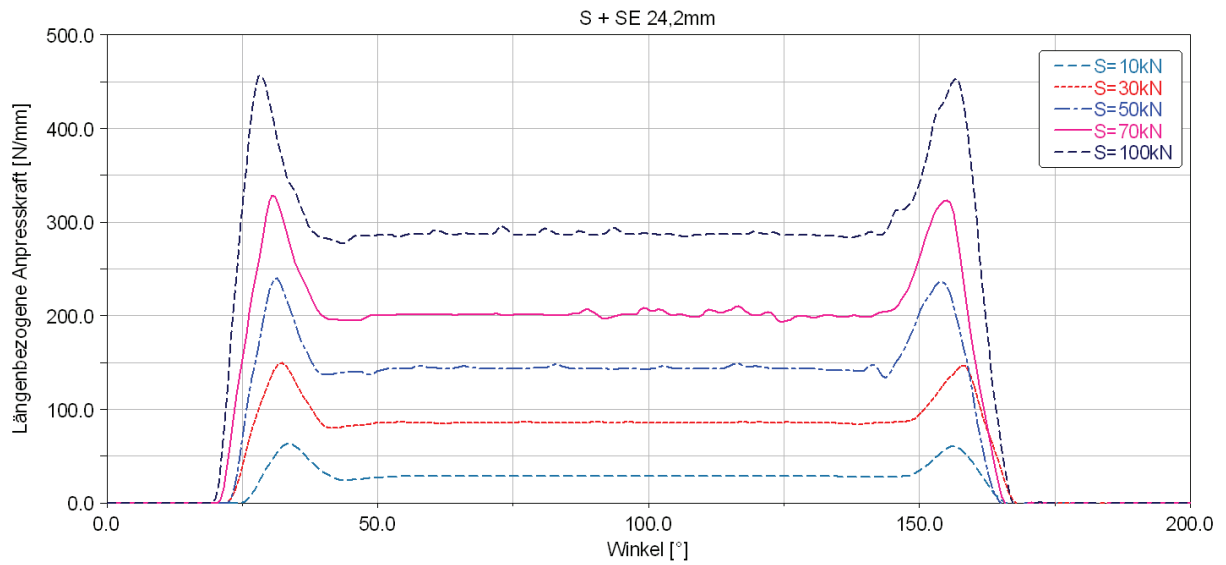


Abb. 91: Kalibrierung Seil S + SE 24,2mm

S [kN]	I_{xx} [mm ⁴]	I_{yy}, I_{zz} [mm ⁴]
10	1.800	900
30	2.200	1.100
50	2.600	1.300
70	3.400	1.700
100	4.800	2.400

Tab. 11: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente S + SE 24,2mm

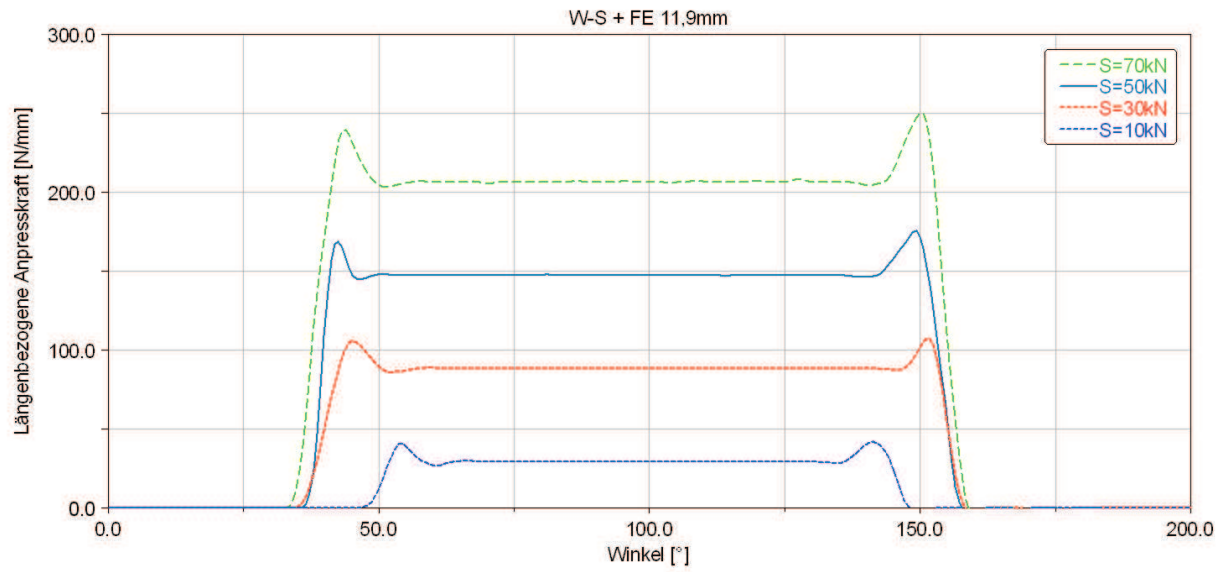


Abb. 92: Kalibrierung Seil W-S + FE 11,9mm

S [kN]	I_{xx} [mm ⁴]	I_{yy}, I_{zz} [mm ⁴]
10	300	150
30	350	175
50	500	250
70	800	400

Tab. 12: Werte der kalibrierten Trägheitsmomente W-S + FE 11,9mm

11.4 Untersuchung Ablenkwinkel

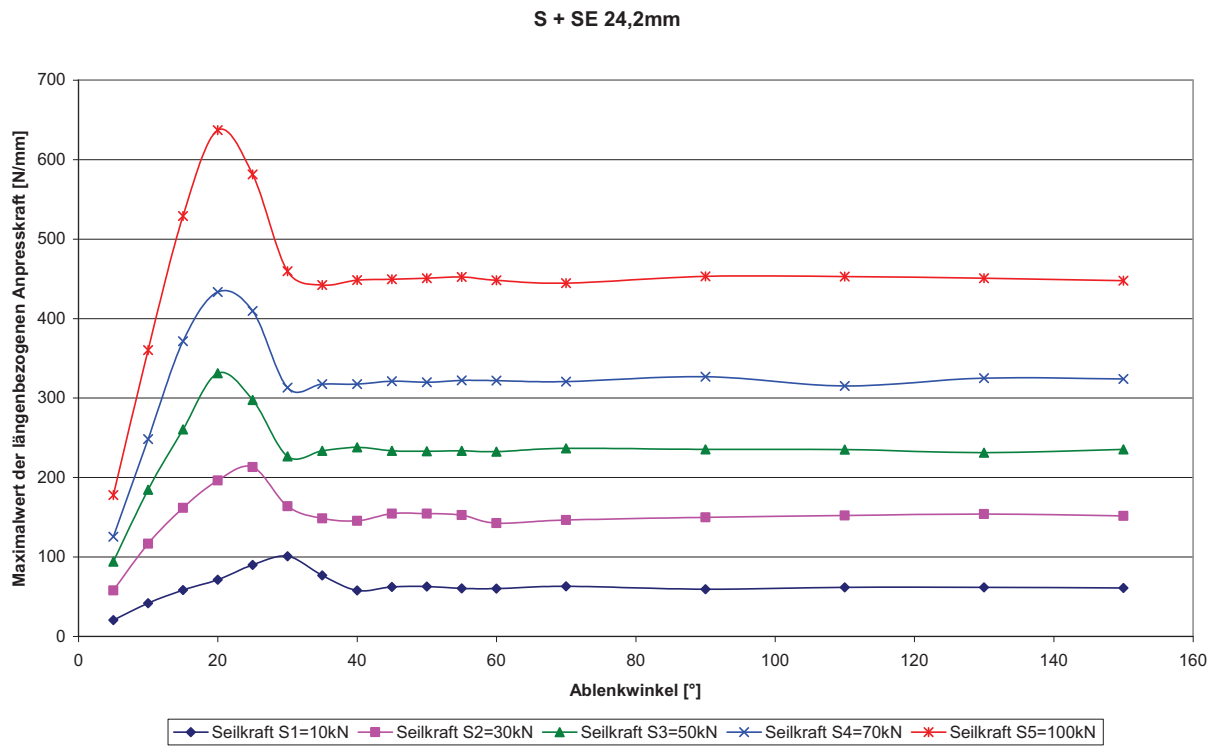


Abb. 93: Simulationsreihe Ablenkwinkel S + SE 24,2mm

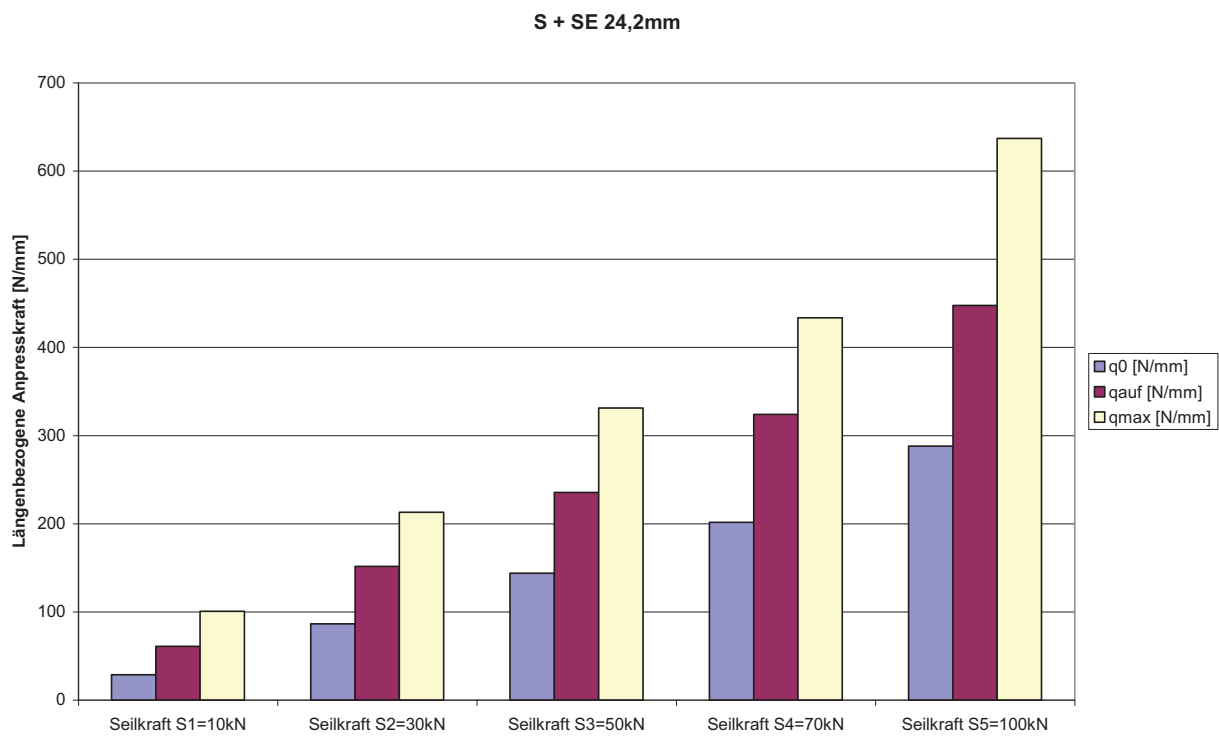


Abb. 94: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft S + SE 24,2mm

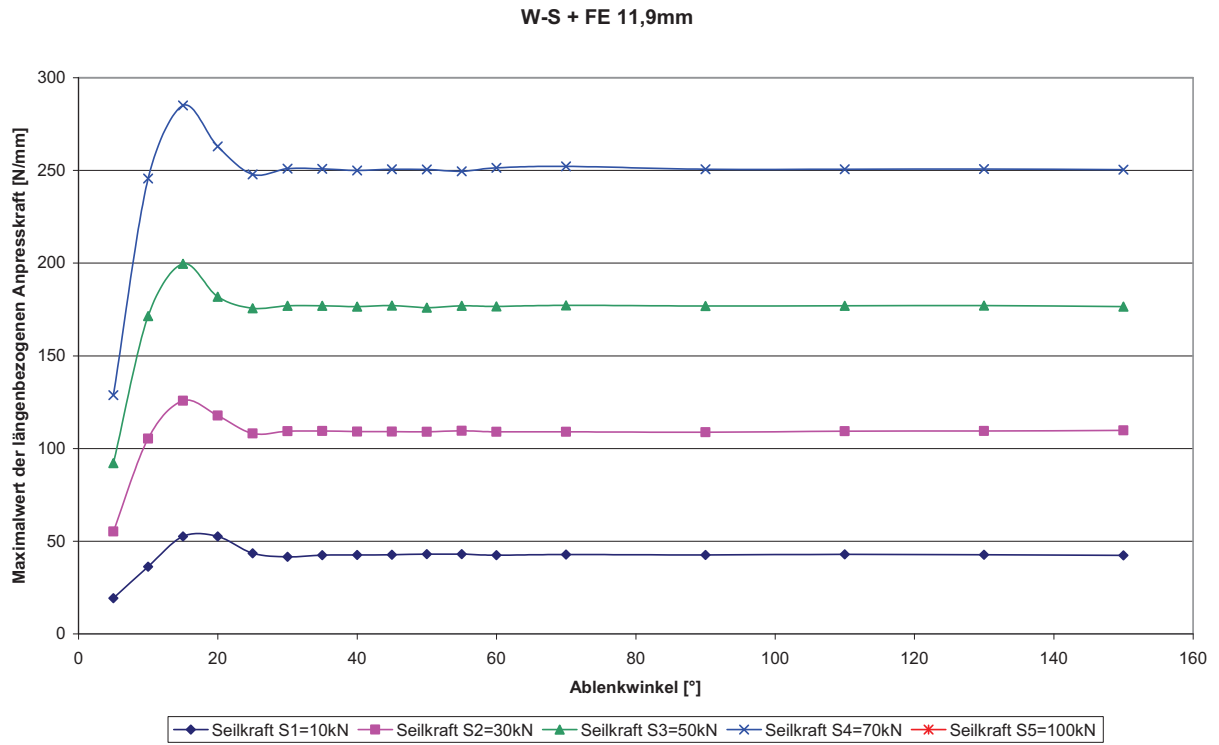


Abb. 95: Simulationsreihe Ablenkwinkel W-S + SE 11,9mm

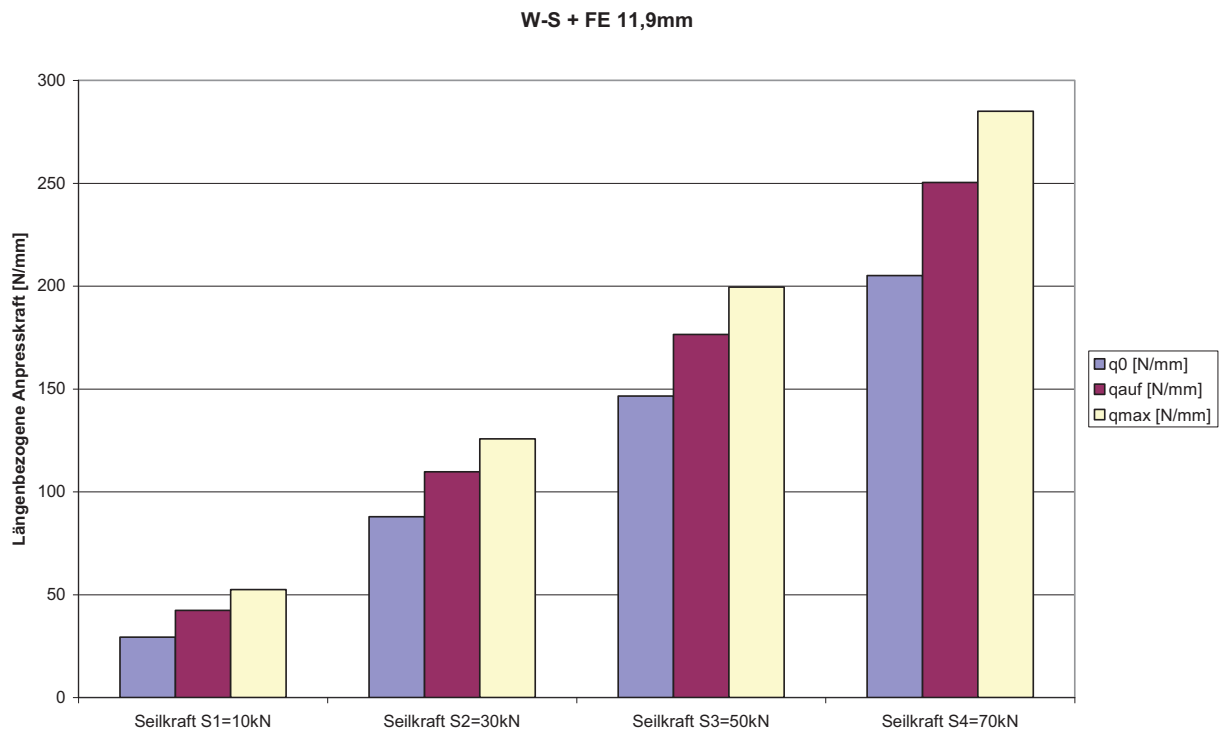
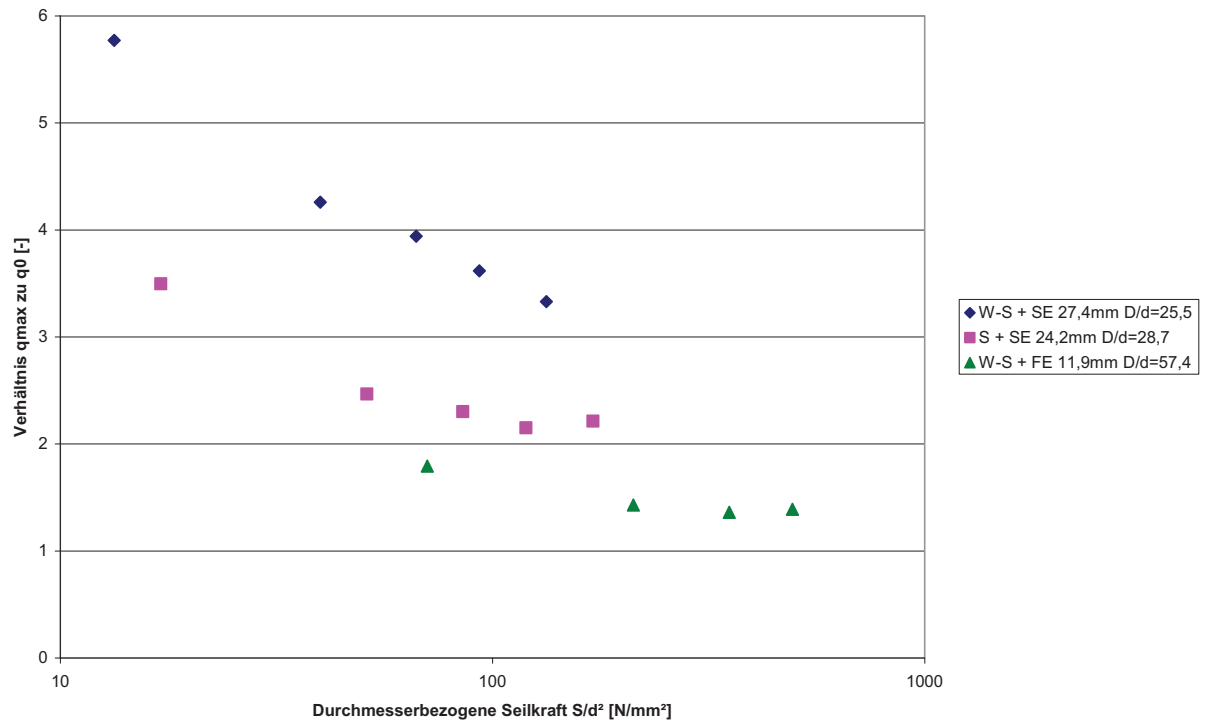
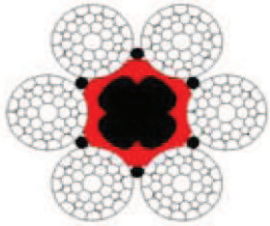


Abb. 96: Längenbezogene Anpresskraft in Abhängigkeit der Seilkraft W-S + FE 11,9mm

Abb. 97: Verhältnis q_{\max}/q_0

11.5 Eigenschaften Förderseil Seilbahnanlage

Seilkonstruktion	W-S + FE 6x36
Flechtformel	[LO-STRETCH] + 6(1+7+7+7+14)
Seilnenndurchmesser d [mm]	45
Hersteller	Teufelberger
Bild (Prinzipskizze)	 <p>Quelle: Teufelberger</p>
Drahtnennfestigkeit R_r [N/mm ²]	1.960
Seilscheibendurchmesser D [mm]	5.200
Durchmesserverhältnis Seilscheibe zu Seil D/d [-]	115,6
Füllungsgrad f [-]	0,56
Spez. Seilmasse [kg/m]	8,02
Rechnerische Bruchkraft [kN]	1.746
Mindestbruchkraft [kN]	1.537
E-Modul E [N/mm ²]	100.000

Tab. 13: Eigenschaften Förderseil Seilbahnanlage

11.6 CAD-Daten Seilscheibe der Seilbahnanlage

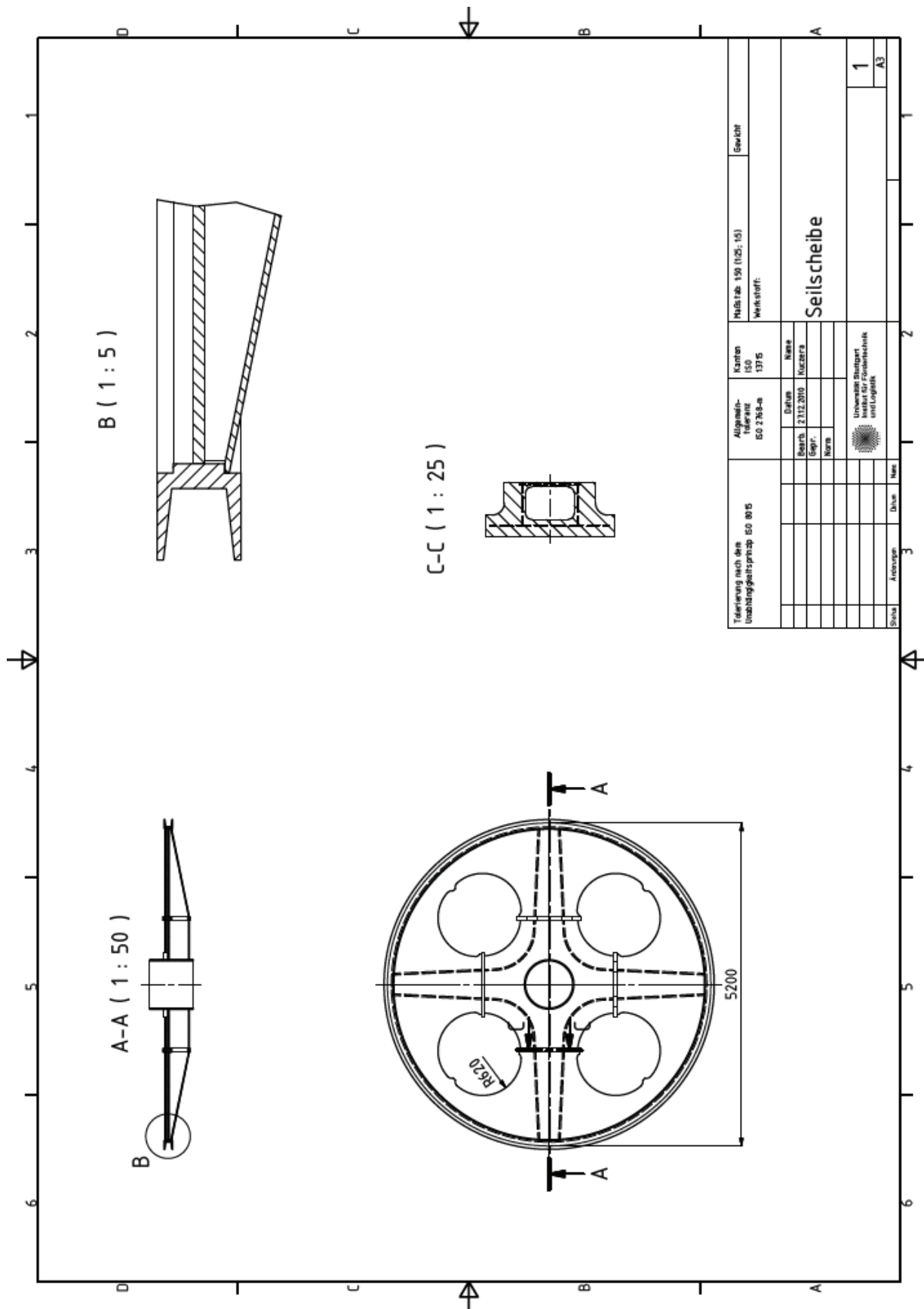


Abb. 98: CAD-Daten Seilscheibe der Seilbahnanlage

Lebenslauf

Name: Thomas Kuczera
Geburtsdatum: 05.08.1981
Geburtsort: Filderstadt-Bonlanden
Familienstand: verheiratet (1 Kind)
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schule

1988 – 1992 Grundschule Plochingen
1992 – 1994 Realschule Plochingen
1994 – 2001 Gymnasium Plochingen
20.06.2001 Abschluß: Abitur

Grundwehrdienst

01.07.2001 – 31.03.2002

Studium

2002 – 2006 Studiengang Maschinenwesen
an der Universität Stuttgart
18.12.2006 Abschluß: Diplom-Ingenieur

Berufliche Tätigkeit

seit 01.01.2007 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Fördertechnik und Logistik
der Universität Stuttgart