

Technische Universität Graz
Dekanat für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Leichtbau

Zertifizierung der mechanischen Anlage einer Kleinwindkraftanlage nach EN 61400-2:2006

Diplomarbeit

von

Peter KÖCK

Vorgelegt zur Erlangung des
akademischen Grades eines Diplomingenieurs der Studienrichtung Energie-
und Umwelttechnik

Betreuer:

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser

Eidesstattliche Erklärung

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

Bruck an der Mur, am 10. Februar 2014

(Unterschrift)

Danksagung

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit bei der STEP[®] Energysystems GmbH.

Ich danke dem Geschäftsführer der STEP[®] Energysystems GmbH Herrn Ing. Rudolf Peßl für die Unterstützung und die Möglichkeit diese Diplomarbeit verfassen zu dürfen.

Besonderer Dank gilt Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser, der mir die Möglichkeit gegeben hat, diese Diplomarbeit am Institut für Leichtbau zu verfassen.

Mein herzlichster Dank gilt meinen Eltern, meiner Lebensgefährtin Karin und meinem Sohn Felix, ohne deren Unterstützung es nicht möglich gewesen wäre das Maschinenbaustudium weiterzuführen.

Kurzfassung

Um den Kleinwindkraftanlagenmarkt übersichtlicher zu gestalten und um Subventionsansuchen und Baugenehmigungen zu vereinfachen wurde mit der EN 61400-2:2006 eine Norm eingeführt, die für den Hersteller nicht nur Vorteile mit sich bringt. Neben dem Kostenfaktor sind es vor allem wenig flexible Vorgaben welche der Konstrukteur einer Kleinwindkraftanlage einzuhalten hat und so wenig Spielraum für Entwicklungen offen bleibt. Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit alternativen, anlagenspezifischen Lastermittlungsverfahren und mit der Zertifizierung der mechanischen Anlage einer 15kW Kleinwindkraftanlage am Beispiel der STEP[®]V2gl. Im ersten Teil werden Lastermittlungsverfahren erarbeitet, welche auf einfachen physikalischen Grundlagen beruhen und die Anlageneigenschaften der STEP[®]V2gl besser berücksichtigen als das normierte Verfahren. Diese Ergebnisse wurden mit den Ergebnissen des normierten Lastermittlungsverfahrens verglichen. Im zweiten Teil wird versucht die aktuelle Anlage an ein bestehendes Gutachten einer Vorgängerversion der STEP[®]V2gl anzupassen bzw. die notwendigen Berechnungen für die Erstellung eines neuen Gutachtens durchgeführt. Das Ziel liegt darin, einen technisch und wirtschaftlich besseren Weg für den Fortgang der Zertifizierung auszuarbeiten und zu benennen. Die Ergebnisse und Erkenntnisse im Umgang mit den notwendigen Normen sind in dieser Arbeit enthalten.

Abstract

The EN 61400-2:2006 standard has been introduced to the small wind energy market in order to clarify the market situation and to facilitate receiving subvention and building permission. This norm, however, also has a negative impact on the small wind energy producers. High costs and the less flexible requirements to be followed by the constructors mean that there are less options for development. This diploma thesis deals with alternative, turbine specific methods of load calculation and with certification of the mechanical parts of a 15kW wind energy turbine on the example of STEP[®]V2gl. The first part of the thesis covers load calculating methods based upon physical basics, and focuses on specific turbine features of STEP[®]V2gl. These results have been compared with the standardised load case procedures. The second part attempts to accordingly fit the current turbine to the expert assessment written on a former STEP[®] turbine in order to perform essential calculations for a new assessment. The aim is to prepare and to denote a better technical and more economical way for the further certification process. The results and scientific findings when dealing with the standards are part of this paper.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	8
1.1	Aufgabenstellung.....	9
1.2	Ziele.....	9
1.3	Beschreibung der Zertifizierung nach EN61400-2:2006	10
1.3.1	Module der Zertifizierung.....	10
1.4	Firmenportrait STEP® GmbH.....	11
1.5	Konzept der STEP®V2gl Kleinwindkraftanlage.....	12
1.6	Technische Daten STEP®V2gl	14
1.7	Nabe.....	14
1.8	Rotorblatt.....	17
2.	Grundlagen	19
2.1	Koordinatensysteme.....	20
2.2	Aerodynamische Lasten.....	21
2.2.1	Betz Theorie	21
2.2.2	Blattelementtheorie.....	23
3.	Methoden und Lösungswege zur Lastermittlung.....	27
3.1	Ermüdungslasten nach EN 61400-2:2006	27
3.1.1	Lastfall A: Normalbetrieb	27
3.2	Ermüdungslasten nach alternativer Berechnungsmethode.....	28
3.2.1	Alternative Berechnungsmethoden der Ermüdungslasten	28
3.3	Bruchlasten nach EN 61400-2:2006	37
3.3.1	Lastfall B: Gierbewegung	37
3.3.2	Lastfall C: Gierfehler.....	38
3.3.3	Lastfall E: Größte Rotordrehzahl	38
3.3.4	Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss.....	39
3.3.5	Lastfall G: Abschaltung.....	39
3.3.6	Lastfall H: Windlast in Parkstellung	39
3.3.7	Lastfall I: Größte Angriffsfläche	40
3.4	Bruchlasten nach alternativer Berechnungsmethode.....	41
3.4.1	Lastfall B: Gierbewegung	41
3.4.2	Lastfall C: Gierfehler.....	42
3.4.3	Lastfall E: Größte Rotordrehzahl	43
3.4.4	Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss.....	44

3.4.5	Lastfall G: Abschaltung.....	44
3.5	Lastvergleich	45
3.5.1	Lastvergleich Ermüdungslasten	46
3.5.2	Lastvergleich Bruchlasten	46
4.	Methoden und Lösungswege für die Zertifizierung der mechanischen Anlage nach EN 61400-2:2006	48
4.1	Grenzzustandsanalyse nach EN 61400-2:2006.....	48
4.1.1	Spannungsberechnung nach EN 61400-2:2006	48
4.1.2	Sicherheitsbeiwerte nach EN 61400-2:2006	49
4.1.3	Tragfestigkeit.....	50
4.1.4	Ermüdung	50
4.2	Kontrolle der Festigkeit tragender Bauteile mit 192,58 kg Nabenmasse.....	51
4.2.1	Wellenberechnung.....	52
4.2.2	Wellenberechnung nach vereinfachter Lastberechnungsmethode der EN 61400-2:2006	58
4.2.3	Turmadapter	59
4.3	Maßnahmen zur Massereduzierung der Nabenbauteile	63
4.3.1	Bremsscheibe.....	63
4.3.2	Nabenhauptkörper.....	66
4.3.3	Blattanschluss	70
4.3.4	Pitchverstellmechanismus	75
4.3.5	Übersicht Maßnahmen	76
5.	Schlussfolgerungen	77
5.1	Schlussfolgerungen der Lastberechnungsverfahren.....	77
5.2	Schlussfolgerungen der Lösungswege zur Zertifizierung der mechanischen Bauteile der STEP [®] V2gl.....	78
6.	Literaturverzeichnis	79
7.	Anhang	A

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: 2. Prototyp der STEP [®] V2gl, Standort Niedersachsen.....	13
Abb. 2: Erste Prototypnabe der STEP [®] V2gl.....	15
Abb. 3: Dritte Prototypnabe STEP [®] V2gl.....	16
Abb. 4: Rotorblattabmessungen (Schnittansicht von oben)	17
Abb. 5:Koordinatensystem einer Windkraftanlage nach EN 61400-2:2006.....	21
Abb. 6: Verlauf des Leistungsbeiwertes nach Betz 1919	23
Abb. 7: Blattelemente am Rotorblatt der STEP [®] V2gl	24
Abb. 8: Kräfte und Geschwindigkeiten am Rotorblattelement	25
Abb. 9: Ermüdungslasten am Rotorblatt	28
Abb. 10: Winkel und Abmessungen am Rotor.....	30
Abb. 11: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 3	32
Abb. 12: Rotorblattpositionen	32
Abb. 13: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 2	35
Abb. 14: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 1	36
Abb. 15: Gierbewegung nach Burton et al. 2011 [1].....	41
Abb. 16: Kritischer Querschnitt der Rotorwelle.....	52
Abb. 17: Turmadapter	60
Abb. 18: Nabe komplett.....	63
Abb. 19: Biegebelastungsfall 10 nach Feldhusen & Grote (2011) [4].....	65
Abb. 20: Bremsscheibe Originalzustand (links) und optimierter Zustand (rechts)	65
Abb. 21: Nabenhauptkörper Originalzustand	68
Abb. 22: Nabenhauptkörper optimierter Zustand	68
Abb. 23: Nabenhauptkörper Original Vorderansicht.....	70
Abb. 24: Nabenhauptkörper optimierter Zustand Vorderansicht	70

Abb. 25: Blattanschluss Original	72
Abb. 26: Blattanschluss optimierter Zustand	72
Abb. 27: Blattaufnahmeachse Original	74
Abb. 28: Blattaufnahmeachse optimierter Zustand	74
Abb. 29: Äusserer und innerer Distanzring	75

Symbole, Abkürzungen und Begriffe

Symbole

A	Fläche allgemein	[m ²]
a	Anstiegsparameter für das Modell der Standardabweichung der Turbulenz	
A_{BE}	Auftriebskraft am Blattelement	[N]
a_N	Durchmesser Verhältnis der Nabe	
$A_{proj_B_CAD}$	projizierte Blattoberfläche	[m ²]
B	Blattanzahl	
c	resultierende Windgeschwindigkeit	[m/s]
C_A	Auftriebsbeiwert	
C_{ave}	mittlere Profilsehnenlänge	[m]
C_d	Widerstandsbeiwert Rotorblatt	
C_{f_B}	Kraftbeiwert Rotorblatt	
C_{imax}	maximale Auftriebsbeiwert des Rotorblatt nach EN 61400-2:2006	
C_p	spezifische Wärmekapazität	[J/kgK]
$C_{p,Betz}$	Betz Faktor	
C_{SE}	Nabenformfaktor	
C_W	Widerstandsbeiwert	
d_{lk}	Lochkreisdurchmesser Bremsscheibe	[m]
E_{kin}	Kinetische Energie im Wind	[W]
f_{eq_Rd}	von Mises Grenzvergleichsspannung	[N/mm ²]
F_{GB}	Gewichtskraft am Rotorblatt	[N]
f_k	charakteristische Materialfestigkeit	[N/mm ²]
F_{KQerf}	Erforderliche Schraubenklemmkraft	[N]
F_{KRmin}	Minimale Restklemmkraft	[N]
F_L	Luftkraft am Rotorblattelement	[N]
F_{Mmin}	Mindest-Montage-Vorspannkraft	[N]
F_x	Kraft in x-Richtung allgemein	[N]
f_y	Streckgrenze nach Eurocode 3	[N/mm ²]
f_{yd}	Bemessungswert der Streckgrenze	[N/mm ²]

F_Z	Vorspannkraftverlust	[N]
F_{zB}	Kraft in Rotorblatt z-Richtung	[N]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
H_1	Höhe bei der gesuchten Anströmgeschwindigkeit	[m]
H_{ref}	Referenzhöhe, Nabenhöhe	[m]
I_{15}	charakt. Wert der Turbulenzintensität auf Nabenhöhe bei einem 10-min Mittel für die $v=15$ m/s	
I_B	Trägheitsmoment des Rotorblattes um die Blattwurzel in Schlagrichtung	[kgm ²]
i_{BS}	Schraubenanzahl in der Bremsscheibe	
K_{an}	Anisotropiefaktor	
K_d	Technologischer Größenfaktor	
l_{BCOG}	Abstand des Rotorblattschwerpunktes zur Blattwurzel	[m]
l_{rt}	Abstand Rotorschwerpunkt zur Turmhochachse	[m]
m	Masse allgemein	[kg]
\dot{m}	Durchfluss	[kg/s]
m_B	Rotorblattmasse	[kg]
M_B	Drehmoment am Rotorblattanschluss	[Nm]
M_{Break}	Bremsmoment der mechanischen Rotorbremse	[Nm]
M_{Break_Gen}	Generator Bremsmoment durch Bremswiderstand	[Nm]
M_{Break_ges}	Gesamtes Rotorbremsmoment	[Nm]
M_R	Rotordrehmoment	[Nm]
m_{RF}	Masse der Reibfläche	[kg]
M_x	Biegemoment um x-Achse allgemein	[Nm]
M_{x_UB}	Schwenkbiegemoment durch Umfangskraft am Rotorblatt	[Nm]
M_{xB}	Schwenkbiegemoment am Rotorblatt	[Nm]
M_y	Biegemoment um y-Achse allgemein	[Nm]
M_{y_gyro}	Schlagbiegemoment aufgrund des gyroskopischen Effektes	[Nm]

$M_{y_yaw_error}$	Schlagbiegemoment durch Falschanströmung	[Nm]
M_{yB}	Schlagbiegemoment am Rotorblatt	[Nm]
$M_{yB_H_f}$	Schlagbiegemoment am Rotorblatt bei frontaler Anströmung gemäß Lastfall H	[Nm]
n	Drehzahl allgemein	[U/min]
$n_{\sigma d}$	Stützzahl des nicht gekerbten Bauteils	
p_N	Flächenpressung am Nabeninnendurchmesser	[N/mm ²]
P_{Wind}	In Luftströmung enthaltene Leistung	[W]
Q	Drehmoment allgemein nach EN61400-2:2006	[Nm]
Q_{Break}	Bremswärmemenge	[W]
q_F	Anzahl der Trennfugen	
Q_{zul}	zulässige Wärmemenge	[W]
R_c	Radius der Schalenmittelfläche	[m]
R_{cog}	Rotorradius des Blattschwerpunktes	[m]
R_N	Nabenradius	[m]
R_r	Rotorspitzenradius	[m]
r_T	Quotient der Werkstoff Schubfestigkeit	
S	Sicherheit allgemein	
S_B	Schubkraft am Rotorblatt	[N]
S_{B_b}	Sicherheit gegen Bruch, Biegung	
S_{B_t}	Sicherheit gegen Bruch, Torsion	
S_{B_zd}	Sicherheit gegen Bruch, Zug-Druck	
S_{BE}	Schubkraft	[N]
S_{Db}	Sicherheit Dauerfestigkeit Biegung	
S_{DGEH}	Sicherheit Dauerfestigkeit Vergleichsspannung	
S_{Dt}	Sicherheit Dauerfestigkeit Torsion	
S_{Dzd}	Sicherheit Dauerfestigkeit Zug-Druck	
S_{F_b}	Sicherheit gegen Fließen, Biegung	
S_{F_t}	Sicherheit gegen Fließen, Torsion	
S_{F_zd}	Sicherheit gegen Fließen, Zug-Druck	
t_{Break}	Bremsdauer	[sec]
t_P	Profiltiefe	[m]
t_{TA}	Wandstärke Turmadapter	[m]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]

U_B	Umfangskraft am Rotorblatt	[N]
U_{BE}	Umfangskraft	[N]
v	Windgeschwindigkeit allgemein	[m/s]
v_1	Windgeschwindigkeit der freien Anströmung	[m/s]
v_{e50_hub}	50-jährige Böen Windgeschwindigkeit in Nabhöhe	[m/s]
v_{H1}	Windgeschwindigkeit bei Höhe H1	[m/s]
v_{nenn}	Nennwindgeschwindigkeit	[m/s]
v_{ref}	Referenzwindgeschwindigkeit in Nabhöhe	[m/s]
W	Widerstandsmoment allgemein	[mm ³]
W_{BE}	Widerstandskraft	[N]
W_{Break}	Bremsarbeit	[J]
W_{xy}	Widerstandsmoment in x- und y-Richtung	[mm ³]
z_0	Rauhigkeitsfaktor	
z_{abs}	Absoluter Rotorradius	[m]
z_{Break}	Anzahl an Bremsvorgängen pro Stunde	[1/h]
α_A	Anstellwinkel	[°]
α_{Bau}	Winkel der Blattverwindung	[°]
α_{ein}	Blatteinstellwinkel	[°]
α_{res}	Resultierender Winkel zwischen Umfangsgeschwindigkeit und resultierender Geschwindigkeit	[°]
β	Winkel der Rotorwellenschragstellung	[°]
β_{pl}	plastische Kerbwirkungszahl	
γ	Konuswinkel	[°]
γ_f	Teilsicherheitsbeiwert für Lasten	
γ_m	Teilsicherheitsbeiwert für Materialien	
Δ	Differenz allgemein	
$\Delta\sigma_c$	Ermüdungsfestigkeit der Kerbgruppe 40 bei 2×10^6 Spannungsschwingspiele	[N/mm ²]
$\Delta\sigma_D$	max. Spannungsschwingbreite aus dem Beanspruchungskollektiv	[N/mm ²]
θ_u	Umgebungstemperatur	[K]
θ_{zul}	zulässige Temperatur	[K]

λ	Schnelllaufzahl allgemein	
μ_{Tr}	Ruhereibungszahl in der Trennfuge	
ρ	Dichte allgemein	[kg/m ³]
σ_1	Standardabweichung des longitudinalen Windgeschwindigkeitsvektors auf Nabenhöhe	[m/s]
σ_{BK_b}	statische Bauteilfestigkeit, Biegefestigkeit	[N/mm ²]
σ_{BK_zd}	statische Bauteilfestigkeit, Zug-Druck-Festigkeit	[N/mm ²]
σ_d	vorhandene Spannung nach EN 61400-2:2006	[N/mm ²]
σ_{eq}	Vergleichsspannung allgemein	[N/mm ²]
σ_{FK_b}	statische Bauteilfestigkeit, Biegefließgrenze	[N/mm ²]
σ_{FK_zd}	statische Bauteilfestigkeit, Zug-Druck- Fließgrenze	[N/mm ²]
σ_M	Biegespannung	[N/mm ²]
σ_{rNi}	Radialspannung am Nabeninnendurchmesser	[N/mm ²]
σ_{tNi}	Tangentialspannung am Nabeninnendurchmesser	[N/mm ²]
σ_{tWi}	Tangentialspannung Welle Innendurchmesser	[N/mm ²]
σ_v	Vergleichsspannung allgemein	[N/mm ²]
σ_{vNi}	Vergleichsspannung Nabeninnendurchmesser	[N/mm ²]
σ_{vWi}	Vergleichsspannung Welle Innendurchmesser	[N/mm ²]
σ_{wb_N}	Biegewechselfestigkeit, Normabmessungen	[N/mm ²]
σ_{wKb}	Biegewechselfestigkeit	[N/mm ²]
σ_{wKzd}	Zug-Druck Wechselfestigkeit	[N/mm ²]
σ_{wzd}	Zug-Druck Wechselfestigkeit	[N/mm ²]
σ_{wzd_N}	Zug-Druck Wechselfestigkeit, Normabmessungen	[N/mm ²]
σ_x	Spannung durch Belastung in x-Richtung	[N/mm ²]
σ_{xy}	Kombinierte Spannung durch Belastungen in x- und y-Richtung	[N/mm ²]
σ_z	Spannung durch Belastung in z-Richtung	[N/mm ²]
τ	Torsionsspannung allgemein	[N/mm ²]
T_{BK_b}	statische Bauteilfestigkeit, Torsionsfestigkeit	[N/mm ²]
T_{FK_b}	statische Bauteilfestigkeit, Torsionsfließgrenze	[N/mm ²]
T_M	Schubspannung	[N/mm ²]

T_{tNi}	Schubspannung am Nabeninnendurchmesser	[N/mm ²]
T_{tWi}	Schubspannung Welle Innendurchmesser	[N/mm ²]
T_{wKt}	Torsionswechselfestigkeit	[N/mm ²]
T_{ws_N}	Schubwechselfestigkeit, Normabmessungen	[N/mm ²]
φ	Winkel zw. Blatthochachse und Rotorebene bei $\beta=0$	[°]
ψ	Rotorblattposition in Rotorebene	[°]
ω	Winkelgeschwindigkeit allgemein	[1/s]
ω_r	Rotorwinkelgeschwindigkeit	[1/s]
ω_{yaw}	Yawing Winkelgeschwindigkeit	[1/s]

Indizes:

A	Lastfall A
B	Lastfall B
BE	Blattelemt
BS	Bremsscheibe
C	Lastfall C
E	Lastfall E
F	Lastfall F
G	Lastfall G
H	Lastfall H
i	Laufvariable Mathcad
krit	kritischer Querschnitt
max	Maximalwert
min	Minimalwert
shaft	Rotorwelle
TA	Turmadapter
TS	Turmschatten
vergl	Vergleichsrechnung mit erhöhter Nabenmasse

Abkürzungen und Begriffe

KWKA	Kleinwindkraftanlage
DIBt	Deutsches Institut für Bautechnik
NTM	Normales Turbulenzmodell
Yawing	Drehung und Windnachführung der Gondel um die Turmhochachse (Z-Achse)
Schwenkrichtung	Richtung einer Drehung um die Rotorblatt x-Achse
Schlagrichtung	Richtung einer Drehung um die Rotorblatt y-Achse

1. Einleitung

Zwischen 2007 und 2010 wurde im Rahmen eines von EU und EraSME geförderten Projektes mit dem Namen WEC Small Wind Energy Converters die Zertifizierung einer 15kW Kleinwindkraftanlage mit speziellem Riemengetriebe gestartet. Die Firma STEP[®] war einer von 6 Projektpartnern und für die mechanische Konstruktion verantwortlich. Mit fortschreitender Entwicklung ergab das Riemenkonzept viele unvorhersehbare Nachteile und wurde als nicht marktreif angesehen und teilweise wieder eingestellt. Das Konzept (siehe Kapitel 1.5) wurde grundlegend verändert aber die bis dahin zertifizierten Lasten wurden weitergeführt und sollten für das neue Konzept ebenfalls gelten. So entstand mit fortschreitender Entwicklung durch Konzeptänderungen und neuen Erfahrungen eine Differenz der zertifizierten Nabenmasse 165kg mit der tatsächlichen Nabenmasse 192,58 kg des neuen Anlagenkonzeptes. In der vorliegenden Arbeit werden die Möglichkeiten aufgezeigt, wie die Zertifizierung der mechanischen Anlage nach EN 61400-2:2006 der aktuellen Anlage erfolgen kann. In Zuge dessen wird auch das verwendete vereinfachte Lastberechnungsverfahren nach EN 61400-2:2006 geprüft, nach Alternativen gesucht und ein Lastvergleich der unterschiedlichen Methoden durchgeführt.

1.1 Aufgabenstellung

- Literaturrecherche
- Vergleich von Methoden zur Lastermittlung
 - Anwendung des vereinfachten Lastmodelles nach EN 61400-2:2006
 - Erarbeitung einer alternativen Lastberechnungsmethode unter Berücksichtigung der Anlagenspezifikationen
 - Vergleich der errechneten Lasten
- Untersuchung von Methoden zur Zertifizierung der mechanischen Anlage der STEP[®]V2gl nach EN 61400-2:2006
 - Aufzeigen der Möglichkeiten zur Verringerung der Nabenmasse durch konstruktive Änderungen
 - Belastungsanalyse der Nabenbauteile
 - Konstruktive lastabhängige Änderungen der bestehenden Nabenkonstruktion
 - Aufzeigen der Möglichkeiten zur Neuzertifizierung der Anlage mit aktueller, höherer Nabenmasse
 - Belastungsanalyse der tragenden Bauteile Turmadapter und Rotorwelle
 - Bewertung der Ergebnisse

1.2 Ziele

Die Ziele der Arbeit sind

- Vergleich der vereinfachten Lasten nach EN 61400-2:2006 mit alternativen einfachen Lastberechnungsverfahren nach gängiger Literatur.
- Die Nabe bzw. die mechanischen Bauteile so zu konzipieren, dass ein Zertifikat (Gutachten) der mechanischen Anlage nach EN61400-2:2006 ausgestellt werden kann.

1.3 Beschreibung der Zertifizierung nach EN61400-2:2006

Die Zertifizierung bildet für viele Alternativenergiesubventionsgeber die Grundlage für die Gewährung einer Subvention für Kleinwindkraftanlagen (KWKA). Ohne staatliche Subvention ist der Betrieb einer KWKA, speziell im Netzbetrieb, im Vergleich zu einer Photovoltaikanlage (PV-Anlage) der gleichen Leistungsgrößenordnung nicht rentabel. Die Zertifizierung beinhaltet auch die Gutachten die zur Betriebsgenehmigung führen und erleichtert somit die Genehmigungsverfahren für den Betreiber. Abgesehen von den rechtlichen Vorteilen, bietet die Zertifizierung eine Möglichkeit des einfachen Vergleiches der verschiedenen Anlagentypen und erleichtert die Differenzierung zwischen den unterschiedlichen Anlagenqualitäten. Für den Hersteller bildet die Zertifizierung einen erheblichen Zeit- und Kostenmehraufwand. Vor allem in Hinblick auf die vielen unterschiedlichen Vorschriften in unterschiedlichen Ländern. Die Norm bildet zwar inzwischen für viele Länderspezifischen Normen eine Grundlage, dennoch erfordern andere Normen z.B. British Standard weitere Gutachten.

1.3.1 Module der Zertifizierung

- Bewertung der Konstruktion

Umfasst sowohl alle Aspekte der mechanischen Konstruktion der Anlage, wie auch die Aspekte der Entwicklung, Herstellung, Installation, Instandhaltung und Personensicherheit.

- Prototypmessungen

Umfasst Prüfungen die im Betrieb gemacht werden müssen, das sind Sicherheits- und Funktionsprüfungen, Messungen der Leistungsfähigkeit, Dauerprüfung und sonstige Prüfungen wie der Einfluss auf die Umwelt.

- Bewertung der Herstellung
- Bericht der Abschlussbewertung
- Typenzertifizierung

Die vorliegende Arbeit befasst sich ausschließlich mit dem ersten Baustein, der Bewertung der Konstruktion, der Zertifizierung.

1.4 Firmenportrait STEP® GmbH

Die STEP® GmbH besteht aus zwei Divisionen, die STEP® Elektro- und Automatisierungstechnik und die STEP® Energysystems GmbH. Beides sind eigenständige Gesellschaften mit demselben Geschäftsführer Ing. Rudolf Peßl. Die Elektro- und Automatisierungstechnik GmbH mit Sitz in Gasen (Weiz) beschäftigt aktuell 14 Mitarbeiter und die STEP® Energysystems GmbH mit Sitz in Gasen und Kapfenberg beschäftigt aktuell 4 Mitarbeiter. Geschäftsbereiche der STEP® Energysystems GmbH sind Alternativenergiesysteme, in erster Linie KWKA und PV-Anlagen, sowohl Inselnetze als auch netzgebundene Anlagen.

1.5 Konzept der STEP[®]V2gl Kleinwindkraftanlage

Die STEP[®]V2gl Kleinwindkraftanlage ist eine dreiblättrige 15kW Windkraftanlage, entwickelt für den netzgebundenen wie auch netzfernen Betrieb (Inselnetzbetrieb). Im Gegensatz zu den meisten Großanlagen läuft der Rotor aus Sicht der Windanströmung hinter dem Turm, leeseitig. Als KWKA werden laut Norm Windkraftanlagen mit einer Rotorkreisfläche von bis zu 200 m² bezeichnet. Die STEP[®]V2gl arbeitet mit einem Permanentmagnet erregten Synchrongenerator, die Leistungsregelung erfolgt nach dem Vorbild der Großwindkraftanlagen durch Blattverstellung (Pitchverstellung) um die Rotorblatthochachse ($Z_{\text{Rotorblatt}}$, siehe Abb. 5). Diese Art der Leistungsregelung erlaubt der Anlage einen sicheren Betrieb über ein großes Windgeschwindigkeitsfenster und erleichtert den Anfahrprozess. Realisiert wurde die Pitchverstellung durch ein patentiertes hydraulisches System, bei dem die Rotorwelle als Hohlwelle konzipiert ist und darin verläuft eine Stange, welche die Rotorblätter durch axiale Bewegung in den optimalen Anstellwinkel bringt. Die Rotorblätter sind nicht einzeln verstellbar sondern werden gemeinsam und gleichzeitig gesteuert. Bewegt wird die Pitchverstellung von einem Hydraulikzylinder, der im Notfall durch einen Hydraulikspeicher zurückgesetzt wird. Die Windrichtungsnachführung erfolgt aktiv mit Hilfe eines Kettenantriebes und wird gesteuert von einer Windfahne auf der Oberseite der Gondel. Nach der Norm entspricht die STEP[®]V2gl den Anforderungen der Windklasse 4. Das Sicherheitssystem umfasst Schutzeinrichtungen gegen Überdrehzahl, gegen zu hohe Schwingungen der Anlage, gegen Kurzschluss am Lastanschluss, gegen Verdrillung der Leitungen zwischen Turm und drehbarer Gondel und gegen Ausfall des Betriebsführungssystems. Das Betriebsführungssystem besteht aus einer speicherprogrammierbaren Steuerung und arbeitet mit zahlreichen Sensoren daran, die Anlage bei normalen Betriebszuständen (Produktionsbetrieb, Start, Abschaltung und Parken) zu regeln und zu steuern.



Abb. 1: 2. Prototyp der STEP[®]V2gl, Standort Niedersachsen

1.6 Technische Daten STEP[®]V2gl

Typbezeichnung:	STEP [®] V2GL
Windklasse:	IV
Rotorblattanzahl:	3
Rotordurchmesser:	9m
Rotorkreisfläche:	63,62 m ²
Ausrichtung und Nachführung:	Leeläufer mit aktiver Windnachführung
Leistungsregelung:	Pitchregelung
Nennleistung (elektrisch):	15kW
Einschaltwindgeschwindigkeit:	3 m/s
Auslegungswindgeschwindigkeit:	7 m/s
Nennwindgeschwindigkeit:	10,5 m/s
Abschaltwindgeschwindigkeit:	25 m/s
Windgeschwindigkeit 50% Nennleistung:	8,5 m/s
Rotordrehzahl bei Nennleistung:	120 U/min
Maximale Rotordrehzahl:	150 U/min
Gondelmasse:	1050 kg
Sicherheitsbremse:	federbetätigt, hydr. gelüftet
Auslegungslbensdauer:	20 Jahre

1.7 Nabe

Die Nabe dient als Bindeglied zwischen den Rotorblättern und dem Generator. Im Falle der STEP[®]V2gl ist die Nabe mit Hilfe einer Spannsatzverbindung mit der Rotorwelle verbunden. Zusätzlich trägt die Nabe noch die Bremsscheibe der Sicherheitsbremse und beherbergt die Axialgelenkstangen zur Rotorblattverstellung. Die Nabe der STEP[®]V2gl durchlief verschiedenste Evolutionsstufen, welche alle mit mehr oder weniger großen Nachteilen behaftet waren. Die ursprüngliche Nabe war als Schweißbauteil konzipiert und die Rotorblätter saßen auf Drehverbindungen. Diese Standard Drehverbindungen waren von Seiten der Funktion relativ problemlos anzuwenden, allerdings mit ca. 30kg pro Stück auch extrem schwer und aufgrund der geringen Einsatzgebiete beim Hersteller (IMO GmbH) auch nur mit sehr langen

Lieferzeiten verfügbar. Grundsätzlich wäre es von Seiten des Herstellers möglich gewesen diese Lager leichter zu machen, allerdings wären diese Lager eine Neukonstruktion und für diese geringe Stückzahl wirtschaftlich unrentabel.

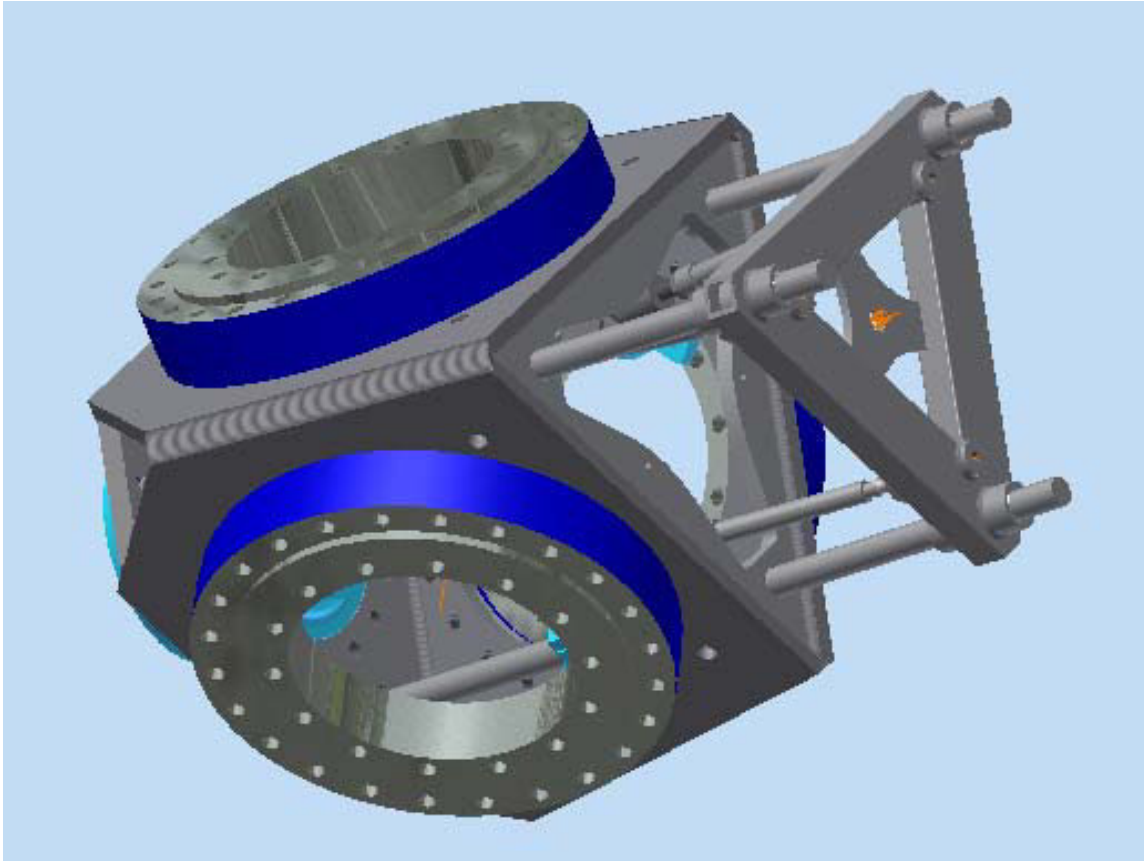


Abb. 2: Erste Prototypnabe der STEP®V2gl

Die zweite Evolutionsstufe basierte auf demselben Grundgerüst, allerdings wurden dafür Versuche mit einer Gleitlager Drehverbindung durchgeführt. Gewichtstechnisch bedeutete diese Variante eine Einsparung von ca. 50% gegenüber den Standard Drehverbindungen. Doch bereits die ersten Feldversuche zeigten, dass mit kostengünstigen beschichteten Werkstoffpaarungen hier sehr schnell die Grenzen der Anwendbarkeit erreicht waren. Weitere Versuche mit verschiedenen Werkstoffpaarungen wurden aufgrund zu hoher Kosten eingestellt. Die dritte Evolutionsstufe (Abb. 3) setzt auf Standard Schrägkugellager in O-Anordnung und einem grundsätzlich geänderten Aufbau. Der zentrale Hauptkörper besteht aus einem Zylinderrohr und darauf werden zylindrische Gewindebuchsen geschweißt, die die Blattachsen und die

Lagerung aufnehmen. Der Blattanschluss erfolgt mit einer klassischen Flanschverbindung. Diese Variante brachte folgende Vorteile:

- Kurze Lieferzeiten der Lager
- Standard Schrägkugellager in einer Dimension die von verschiedenen Lagerherstellern angeboten wird
- Weltweite Verfügbarkeit der Lager durch weltweite Händlernetze der Lagerhersteller

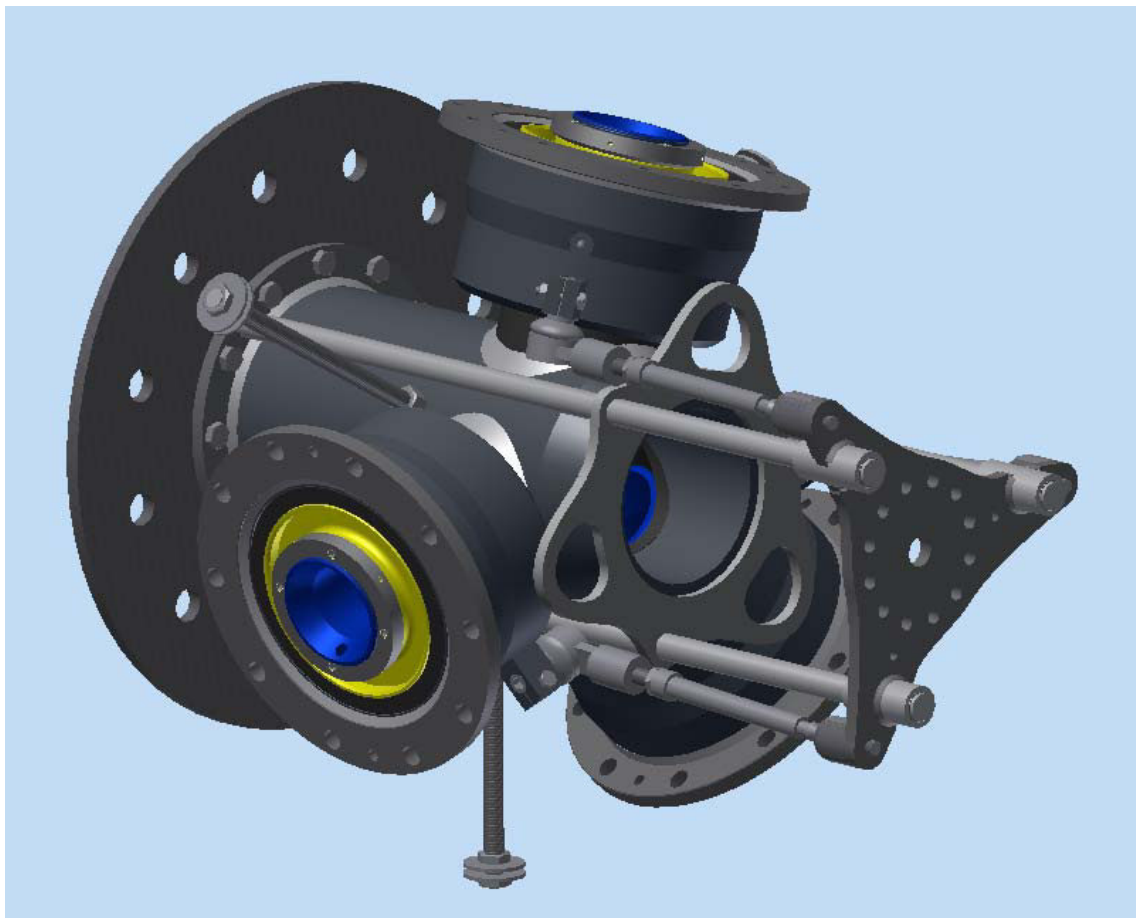


Abb. 3: Dritte Prototypnabe STEP[®]V2gl

Nachteilig ist nach wie vor, das zu hohe Gewicht der Nabe bzw. des gesamten Rotors.

1.8 Rotorblatt

Das Rotorblatt der STEP[®]V2gl KWKA entstand ebenfalls im Rahmen des von EraSME geförderten Projektes mit dem Namen WEC Small Wind Energy Converters zwischen 2007 und 2010. Im Rahmen einer Diplomarbeit an der FH Bremerhaven am Institut für Windenergie fk-Wind hat Seifert (2009) [17] die aerodynamische Auslegung mit Hilfe des Aerodynamikprogrammes WICRA durchgeführt und mit der kommerziellen Simulationssoftware Bladed von GL Garrad Hassan überprüft. Die aerodynamischen Beiwerte wurden mit Hilfe der Software X-FOIL berechnet. Verwendet wurden Profile der Wortmann Profilsreihe FX84-W mit Profildicken von 9,7% (FX84-W-097) bis 24% (FX84-W-240).

Tabelle 1: Rotorblattdaten

Radiusstelle von Rotorachse	0,06	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,70	0,90	1,00
Profiltiefe in m	0,3	0,52	0,5	0,46	0,42	0,38	0,29	0,21	0,17
Verwindungswinkel in °	22,56	22,56	15,56	7,26	4,76	3,16	0,06	-3,24	-4,79
Profildicke in % der Tiefe	21,8	21,8	21,8	19	17	15,5	12,7	9,7	9,7
Profil	FX84-W-218	FX84-W-218	FX84-W-218	FX84-W-190	FX84-W-170	FX84-W-155	FX84-W-127	FX84-W-097	FX84-W-097

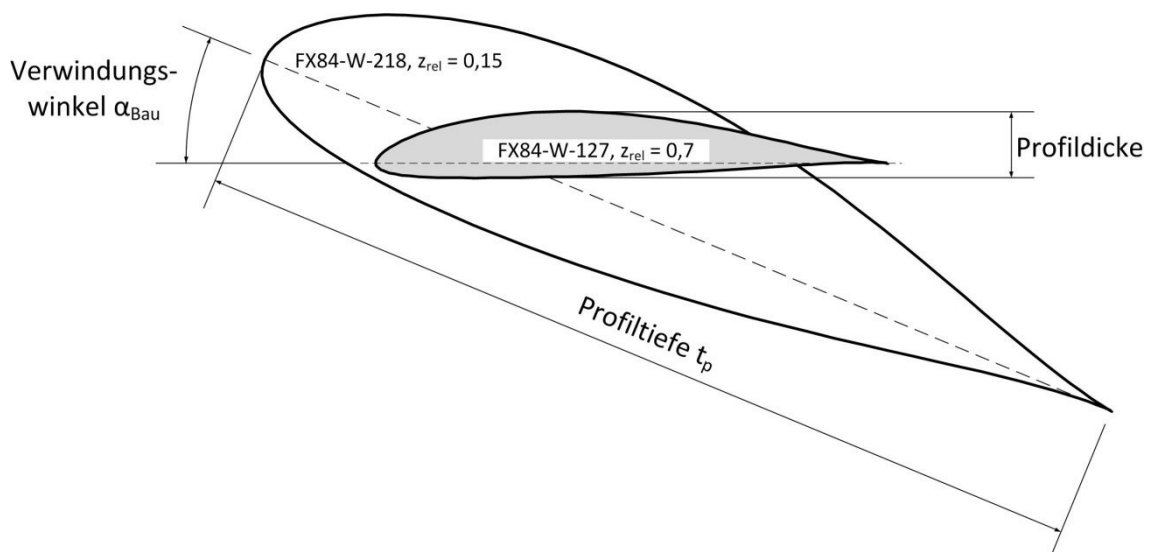


Abb. 4: Rotorblattabmessungen (Schnittansicht von oben)

Tabelle 2: Rotorleistungsdaten in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit (Quelle: Seifert 2009 [17])

Wind- geschwindigkeit	Rotor- leistung	Elektrische Leistung	Pitchwinkel	Rotor- drehzahl	Leistungs- beiwert
v	P_{rot}	P_{el}	α	n_{rot}	C_p
m/s	kW	kW	deg	U/min	
2	0,15	0,11	0,00	30,78	0,47
3	0,50	0,37	0,00	46,03	0,47
4	1,17	0,89	0,00	61,47	0,47
5	2,29	1,74	0,00	76,85	0,47
6	3,96	3,00	0,00	92,25	0,47
7	6,30	4,74	0,00	107,43	0,47
8	9,38	7,11	0,00	111,36	0,47
9	13,13	9,95	0,00	114,96	0,46
10	17,51	13,27	0,00	118,32	0,44
11	19,80	15,01	4,22	120,00	0,38
12	19,80	15,01	7,99	120,00	0,29
13	19,80	15,01	10,81	120,00	0,23
14	19,80	15,01	13,14	120,00	0,18
15	19,80	15,01	15,29	120,00	0,15
16	19,80	15,01	17,26	120,00	0,12
17	19,80	15,01	19,09	120,00	0,10
18	19,80	15,01	20,80	120,00	0,09
19	19,79	15,01	22,43	120,00	0,07
20	19,80	15,01	23,99	120,00	0,06
21	19,80	15,01	25,47	120,00	0,05
22	19,80	15,01	26,90	120,00	0,05
23	19,80	15,01	28,28	120,00	0,04
24	19,80	15,01	29,60	120,00	0,04
25	19,80	15,01	30,88	120,00	0,03

2. Grundlagen

Für die Bestimmung der Bemessungslasten sieht die Norm drei Methoden vor, nämlich die aeroelastische Modellierung, das vereinfachte Lastmodell und die Messung mechanischer Beanspruchungen. Die aeroelastische Modellierung erfolgt in der Praxis häufig mit dem Softwarepaket „Bladed by Garrad Hassan Germanischer Lloyd (GL)“. Die Software basiert auf dynamischen Mehrkörpersimulationen und wird für die Zertifizierung der Anlage von den führenden Zertifizierungsinstituten (GL und DEWI-OCC) am deutschen Markt anerkannt. Die Methode der vereinfachten Lastmodellierung beruht auf vereinfachten Gleichungen, die nur für bestimmte Anlagenkonstruktionen verwendet werden können.

Diese Anlagenkonstruktionen müssen folgende Anforderungen erfüllen:

- Horizontale Rotorhauptachse
- Zwei oder mehr Rotorblätter
- Freitragende Rotorblätter
- Starre Nabe

Andere Voraussetzungen wie z.B. die Betriebsart als Lee- oder Luvanlage, mit aktivem, passivem oder ohne Blattverstellmechanismus werden von der vereinfachten Lastmodellierung nicht berücksichtigt.

Somit können mit dieser Auslegungsmethode unterschiedlichste Kleinwindkraftanlagen bis zu einer überstrichenen Rotorkreisfläche von 200 m² mit allen gängigen Betriebsarten (Stallregelung, Pitchregelung fliehkraftgesteuert, aktive Pitchregelung, Lee geführte Anlage, Luv geführte Anlage, Active Yawing, usw.) abgedeckt werden. Als Yawing wird die Drehung und Windnachführung der Gondel um die Turmhochachse (Z-Achse) bezeichnet. Die Ergebnisse dieser Berechnungsmethode werden aufgrund des hohen Variantenreichtums und der Unsicherheit der Genauigkeit der Ergebnisse mit hohen Sicherheitsbeiwerten bedacht. Als Grundlage für die Bemessung von Windkraftanlagen können nach Burton et al. (2011) [1] folgende Lastarten genannt werden:

- Aerodynamische Lasten
- Massebehaftete Lasten
- Aus der Betriebsführung entstehende operative Lasten (z.B. Bremsung, Yawing, Pitch Kontrolle, Leerlauf usw.)

2.1 Koordinatensysteme

Der Aufbau einer Windkraftanlage wird in drei unterschiedliche Koordinatensysteme unterteilt, das Turm-, das Rotorwelle und das Rotorblattkoordinatensystem. In der vorliegenden Arbeit beziehen sich die Lasten hauptsächlich auf das Rotorblattkoordinatensystem nach Abb. 5.

- $x_{\text{Rotorblatt}}$ positives Moment um die X-Achse wirkt in Drehrichtung
- $y_{\text{Rotorblatt}}$ positives Moment um die Y-Achse bewirkt Biegung in Windrichtung
- $z_{\text{Rotorblatt}}$ positiv in Richtung Blattspitze

Der Konuswinkel der Rotorblätter an der STEP[®]V2gl bleibt unberücksichtigt bei der Wahl des Koordinatensystems, die Koordinatenrichtung $z_{\text{Rotorblatt}}$ steht also nicht unbedingt senkrecht auf die Rotorhauptachse ($x_{\text{Rotorwelle}}$). In der deutschen Literatur wird die Richtung $x_{\text{Rotorblatt}}$ auch als Schwenkrichtung und die Richtung $y_{\text{Rotorblatt}}$ als Schlagrichtung bezeichnet. In weiterer Folge werden diese Begriffe auch in der vorliegenden Arbeit verwendet.

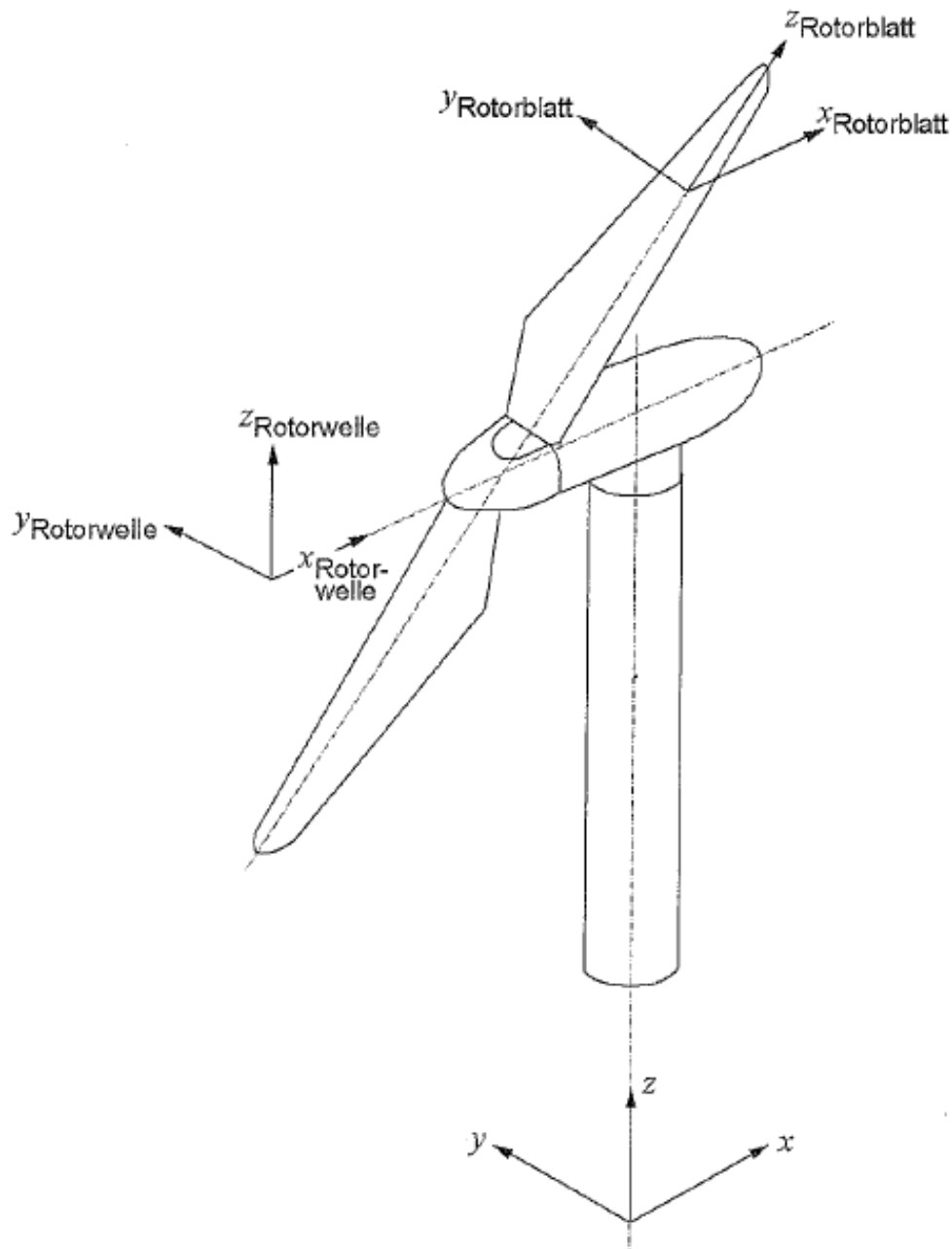


Abb. 5: Koordinatensystem einer Windkraftanlage nach EN 61400-2:2006

2.2 Aerodynamische Lasten

2.2.1 Betz Theorie

Nach Betz (1919) können nur rund 60% der im Wind vorhandenen Leistung mit Hilfe einer idealen Windkraftanlage entnommen werden können (vgl. Gasch & Twele (2011) [5]). Dieser Umstand konnte bei der Berechnung der Rotor-

leistung mit Hilfe des Betz'schen Leistungsbeiwertes (Abb. 6) berücksichtigt werden.

$$c_{p_Betz} := \frac{16}{27} = 0.593 \quad (2-1)$$

Nach Gasch & Twele (2011) [5] lassen sich bei modernen WKA, aufgrund der auftretenden Verluste nur etwas geringere Leistungsbeiwerte bis $c_p \approx 0,50$ erreichen. Die Betz'sche Theorie erlaubt es ohne großen Aufwand den Rotor einer WKA zu dimensionieren, wenn bestimmte Parameter wie z.B. das aerodynamische Profil, der Anstellwinkel und die Auftriebsbeiwerte bereits festgelegt wurden. In der vorliegenden Arbeit wurden diese grundlegenden aerodynamischen Parameter von fk-Wind durchgeführt (vgl. Kap. 1.8). Die Profilbeiwerte wurden mit der Software X-Foil für eine Strömung mit Reynoldszahl $Re = 800.000$ berechnet. Nach Gleichung (2-2) folgt die im Wind enthaltene kinetische Energie.

$$E := \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (2-2)$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung (2-3) folgt die in der Luftströmung enthaltene Leistung nach Gleichung (2-4)

$$m_{\text{punkt}} := A \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot v \quad (2-3)$$

$$P_{\text{Wind}} := \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot A \cdot v^3 \quad (2-4)$$

Nach Betz (1919) ist die Energieausbeute am höchsten, wenn die Windgeschwindigkeit der freien Anströmung v_1 auf einen Wert von $v_3 = 1/3 \cdot v_1$ hinter dem Rotor reduziert wird. Damit folgt die theoretisch maximale Leistungsentnahme mit

$$P_{\text{Betz}} := \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot A \cdot v^3 \cdot c_{p_Betz} \quad (2-5)$$

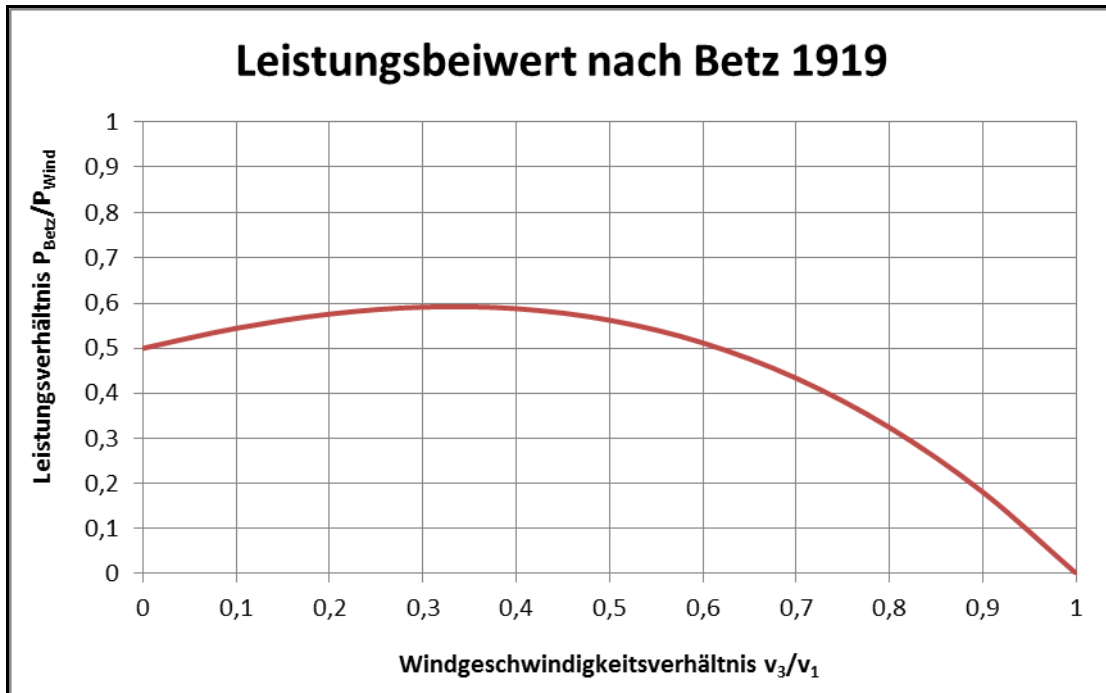


Abb. 6: Verlauf des Leistungsbeiwertes nach Betz 1919

2.2.2 Blattelementtheorie

Als Blattelementtheorie wird ein strömungsmechanisches Verfahren bezeichnet, bei dem das Rotorblatt in Segmente (Blattelemente) unterteilt wird und an jedem dieser Segmente die Luftkräfte bestimmt. Nach Wood (2011) [21] wird für eine Analyse der Lasten am Rotorblatt von KWKA 10 – 20 Blattelemente empfohlen (Abb. 7).

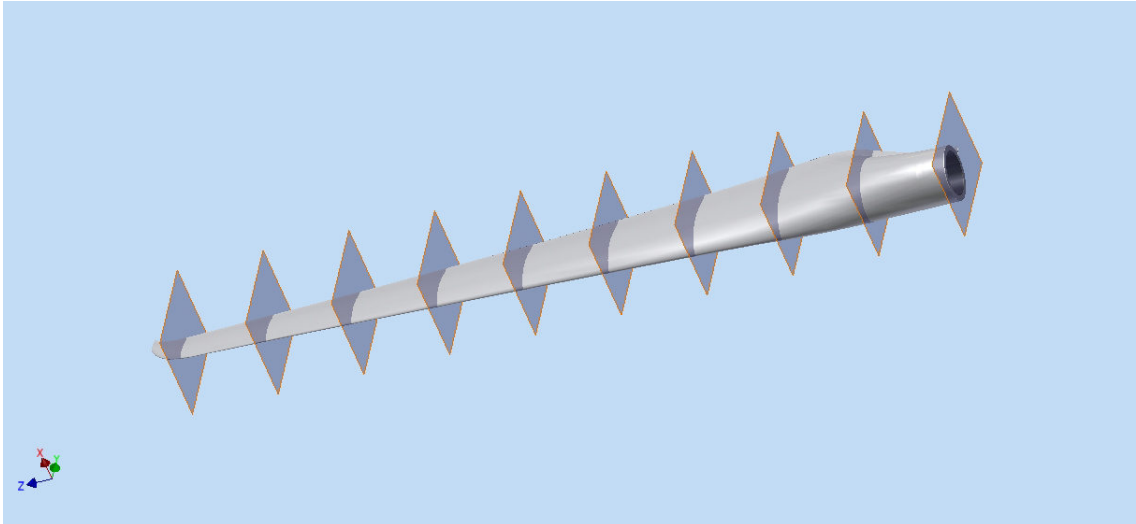


Abb. 7: Blattelemente am Rotorblatt der STEP[®]V2gl

Dementsprechend wird im vorliegenden Fall das Rotorblatt der STEP[®]V2gl in 10 Teile unterteilt und an jedem dieser Teile die Auftriebs- und Widerstandskraft ermittelt (Abb. 8). In der Theorie wird jedes Blattelement als ein von den Nachbarelementen unabhängiges eigenständiges Profil betrachtet und führt unter Vernachlässigung von komplexen Strömungsvorgängen (Umströmung der Blattspitze und der Rotornabe, radial nach aussen gerichtete Komponente der Rotorblattumströmung, instationäre Strömungsvorgänge bei schnellen Anstellwinkeländerungen) zu einfachen Beziehungen zur Bestimmung der Rotorleistung. Die 10 Blattelemente entsprechen jeweils 10% des gesamten Rotorradius. Mit Hilfe der Rotorblattdaten aus Tabelle 1 kann jedem Blattelement das jeweilige Wortmann Profil zugeordnet werden.

Tabelle 3: Positionen der Blattelemente

Blattelement	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_{rel}	0,05	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,00
z_{abs}	0,23	0,68	1,13	1,58	2,04	2,49	2,94	3,39	3,85	4,30	4,53

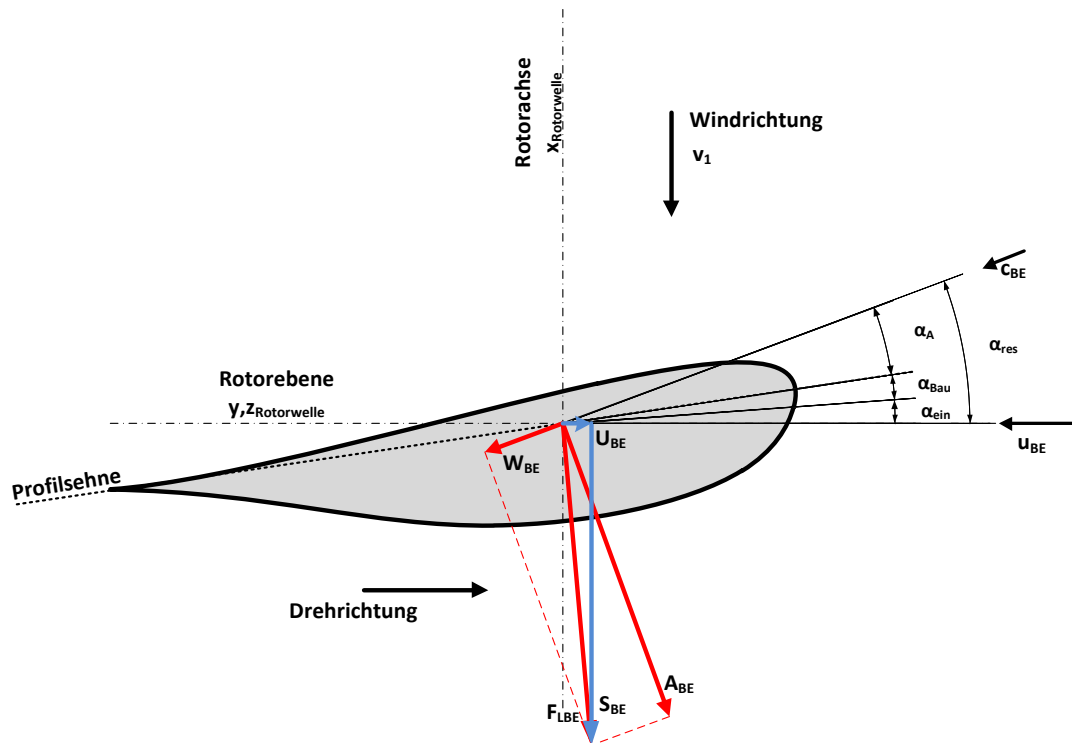


Abb. 8: Kräfte und Geschwindigkeiten am Rotorblattelement

An jedem Rotorblattelement lassen sich unter Zuhilfenahme der Betz'schen Theorie (siehe 2.2.1) und der Blattelementtheorie die Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel finden. Dazu werden an jedem Blattelement die Schnelllaufzahl (2-6), der resultierende Winkel (2-7) und die resultierende Anströmgeschwindigkeit (2-8) ermittelt.

$$\lambda_{BE_i} := \frac{u_{BE_i}}{v_{nenn}} \quad (2-6)$$

$$\alpha_{res_i} := \operatorname{atan} \left(\frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_{BE_i}} \right) \quad (2-7)$$

$$c_{BE_i} := \sqrt{\left(u_{BE_i} \right)^2 + \left(\frac{2}{3} v_{nenn} \right)^2} \quad (2-8)$$

Gleichung (2-8) beruht auf der Theorie von Betz die besagt, dass die axiale Windkomponente am Profil auf einen Wert von $2/3$ gegenüber der freien

Anströmung weit vor dem Rotor sinkt. Unter Berücksichtigung von α_{res} , α_{Bau} und α_{ein} wird der Anstellwinkel bestimmt und damit die Rotorblattbeiwerte (Widerstands- und Auftriebsbeiwert) ausgewählt. Mit diesen Beiwerten können die Luftkräfte bestimmt werden.

$$W_{\text{BE}_i} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot (c_{\text{BE}_i})^2 \cdot t_{\text{P}_i} \cdot (z_{\text{abs}_{i+1}} - z_{\text{abs}_i}) \cdot c_{\text{W}_i} \quad (2-9)$$

$$A_{\text{BE}_i} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot (c_{\text{BE}_i})^2 \cdot t_{\text{P}_i} \cdot (z_{\text{abs}_{i+1}} - z_{\text{abs}_i}) \cdot c_{\text{A}_i} \quad (2-10)$$

Wie in Abb. 8 ersichtlich können die Schub- und Umfangskräfte aus einfachen geometrischen Verhältnissen gebildet werden.

$$S_{\text{BE}_i} := W_{\text{BE}_i} \cdot \sin(\alpha_{\text{res}_i}) + A_{\text{BE}_i} \cdot \cos(\alpha_{\text{res}_i}) \quad (2-11)$$

$$U_{\text{BE}_i} := A_{\text{BE}_i} \cdot \sin(\alpha_{\text{res}_i}) - W_{\text{BE}_i} \cdot \cos(\alpha_{\text{res}_i}) \quad (2-12)$$

3. Methoden und Lösungswege zur Lastermittlung

3.1 Ermüdungslasten nach EN 61400-2:2006

3.1.1 Lastfall A: Normalbetrieb

Im Normalbetrieb arbeitet die Anlage im Bereich der Auslegungsparameter (Nenn Drehzahl, Nennwindgeschwindigkeit). Diese Betriebsart hat den größten Einfluss auf die Dauerfestigkeit der Nabe, weil es zu sehr hohen Lastwechselzahlen (10^6 bis 10^8 während der 20 jährigen Lebensdauer) kommt. In der Norm werden die Ermüdungslasten als Spitze-Spitze Werte (Schwankungsbreiten) für die Betriebsfestigkeitsanalyse betrachtet. Für die Fliehkraftbelastung wird von einer Schwankungsbreite von 0,5-facher bis zu 1,5-facher Nenn Drehzahl ausgegangen.

$$\Delta F_{zB} := m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 1.5 \cdot n_{\text{design}}}{30} \right)^2 - m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.5 \cdot n_{\text{design}}}{30} \right)^2 \quad (3-1)$$

Für die Berechnung des Schwenkbiegemomentes (3-2) am Rotorblattflansch wird die Schwankungsbreite durch die Annahme einer Drehmoment-schwankung in gleichem Ausmaß erreicht. Zusätzlich wird das Biegemoment auch durch die Gewichtskraft beeinflusst.

$$\Delta M_{xB} := \left(\frac{Q_{\text{design}}}{B} \right) + 2 \cdot m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} \quad (3-2)$$

Das Schlagbiegemoment (3-3) wird in der Norm aus einer Kombination der Schubkraft und der Rotorantriebsleistung gebildet. Die Drehmomentschwankungsbreite wird auch hier wieder durch eine angenommene Variation des Rotordrehmomentes von 0,5- bis 1,5-fachem Nennwert erreicht.

$$\Delta M_{yB} := \frac{(\lambda_{\text{design}} \cdot Q_{\text{design}})}{B} \quad (3-3)$$

Unter anderem wird bei der Berechnung des Schlagbiegemomentes der Konuswinkel und die Schrägstellung der Rotorwelle vernachlässigt.

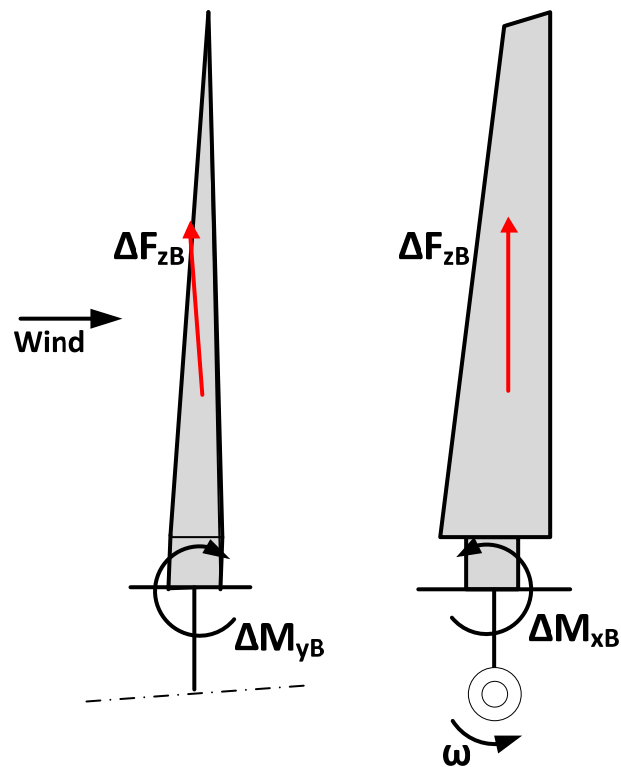


Abb. 9: Ermüdungslasten am Rotorblatt

3.2 Ermüdungslasten nach alternativer Berechnungsmethode

3.2.1 Alternative Berechnungsmethoden der Ermüdungslasten

Um einen Vergleich zu der genormten Berechnungsmethode zu erhalten wurden die Ermüdungslasten mit alternativen Berechnungsmethoden, die speziell auf die Anlageneigenschaften der STEP[®]V2gl eingehen, ermittelt. Unter 3.1.1 wird erläutert, dass die genormte Berechnung auf einer Drehzahldifferenz von 0,5 – 1,5-facher Nenndrehzahl basiert. Die genormte Berechnung des Ermüdungsversagens mit der vereinfachten Lastberechnungsmethode (Kap. 7.9.2 EN 61400-2:2006 [3]) geht davon aus, dass diese Schwingbreite bei jeder Umdrehung auftritt. Die Erfahrungen von etwa 1,5 Jahren Testbetrieb haben gezeigt, dass diese hohen drehzahlbedingten Lastwechsel nicht in diesem Umfang auftreten. Diese Erfahrung deckt sich mit der Anwendung des „Normalen Turbulenzmodelles“ (NTM) (3-4), welches zu relativ geringen Schwankungen der Windgeschwindigkeit um die Nennwindgeschwindigkeit führt.

$$\sigma_1 := I_{15} \cdot \frac{\left(15 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} + a \cdot v_{\text{nenn}} \right)}{a + 1} \quad (3-4)$$

Dieser charakteristische Wert der Standardabweichung der longitudinalen Komponente des Windgeschwindigkeitsvektors führt bei Annahme idealer konstanter Schnelllaufzahl zu einer Drehzahlschwankung von 95 bis 145 U/min. Die Schnelllaufzahl λ nennt man das Verhältnis von Blattspitzengeschwindigkeit zur Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe und sie ist ein wichtiger Parameter für die aerodynamische Rotorauslegung. Mit der Annahme, dass durch den Einsatz der Pitchregelung die Schnelllaufzahl auf dem gleichen Niveau wie bei Nennbedingungen gehalten werden kann, lassen sich die maximale und minimale Drehzahl für die Bestimmung der Lastschwingbreite bestimmen.

$$\omega_{\text{max_A}} := \frac{\lambda_{\text{BE}_9} \cdot (v_{\text{nenn}} + \sigma_1)}{z_{\text{abs}_9}} \quad (3-5)$$

$$\omega_{\text{min_A}} := \frac{\lambda_{\text{BE}_9} \cdot (v_{\text{nenn}} - \sigma_1)}{z_{\text{abs}_9}} \quad (3-6)$$

Nachdem die maximale Betriebsdrehzahl der STEP[®]V2gl mit 135 U/min festgelegt und automatisiert überwacht wird kann die berechnete maximale Betriebsdrehzahl von 145 U/min nicht dem Nennbetrieb zugerechnet werden. Drehzahlen über 135 U/min treten nur auf wenn ein Fehler im Betriebsführungssystem auftritt (z.B. fehlerhafte Pitchregelung, fehlerhafte Betriebsdrehzahlmessung) und solche Fälle zählen nicht zu normalen Betriebsbedingungen. Um die Anlage trotz Fehler des Betriebsführungssystems in einem sicheren Zustand zu halten wird ein übergeordnetes Sicherheitssystem normseitig vorgeschrieben (siehe Kap. 1.5).

Dennoch führen aerodynamische (Windböen, Windrichtungsänderungen, Turmschatten) und schwerkraftbedingte Lasten (Unwucht) bei hohen Drehzahlen zu Schwingungsproblemen um die Turmhochachse. Aus diesem Grund wurde die STEP[®]V2gl zusätzlich noch mit einer Azimutbremse ausgestattet und so eine reibschlüssige Verbindung zwischen Gondel und Turm geschaffen, welche diese Schwingungen direkt in den Turm ableitet. Durch den Einsatz der Azimutbremse kann theoretisch auf den Rotorkonuswinkel verzichtet werden. Berechnungen ohne Rotorkonuswinkel haben gezeigt, dass der Rotorkonuswinkel einen positiven Einfluss auf das Schlagbiegemoment am Rotorblatt hat, weil die Fliehkraft so ein Gegenmoment zum Schubkraftmoment erzeugt. Für das Schwenkbiegemoment spielt der Rotorkonuswinkel keine Rolle.

3.2.1.2 Schlagbiegemoment am Rotorblattflansch

Das Schlagbiegemoment resultiert hauptsächlich aus der Schubkraftkomponente. Aufgrund des Rotorkonuswinkels entsteht ein der Schubkraft entgegen gerichtetes Biegemoment, welches sich positiv auf die Größe der mittleren Schlagbiegemomentes auswirkt. In Rotorblattposition 3 (Abb. 11) kommt es zu einem weiteren Gegenmoment zum Schlagbiegemoment aufgrund der Rotorachsenschragstellung und des Rotorkonuswinkels, dieser Anteil kann allerdings bei KWKA vernachlässigt werden, weil die Rotorblattmassen sehr gering im Vergleich zur Rotorblattlänge sind. Im vorliegenden Fall macht dieses Schlagbiegemoment der Gewichtskraft nur 1,6% dessen was die Schubkraft bewirkt.

Rotorblattposition 3

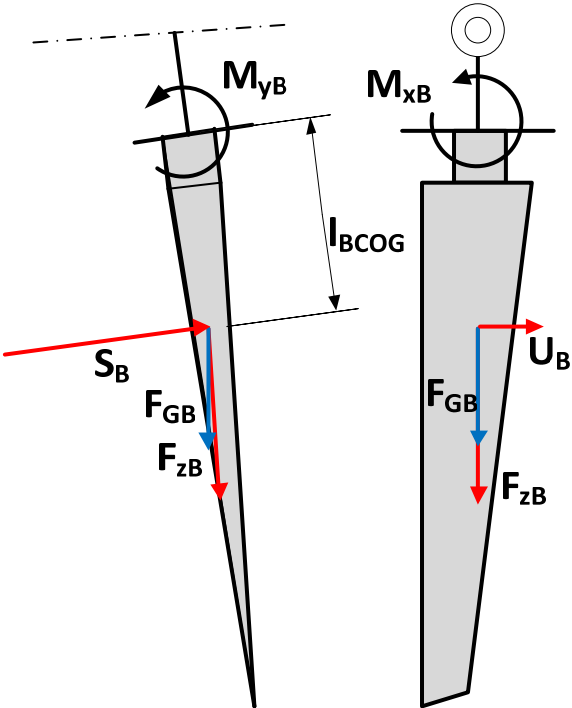


Abb. 11: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 3

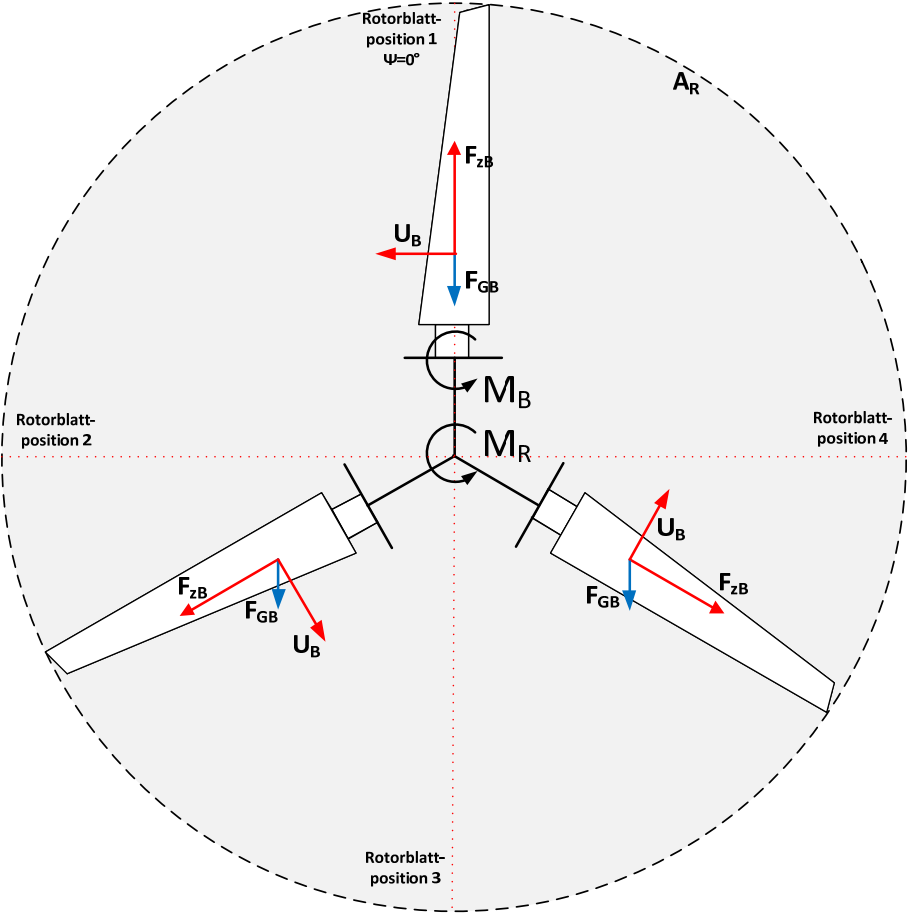


Abb. 12: Rotorblattpositionen

Nachdem die STEP[®]V2gl eine leegeführte Anlage ist, hat der Turmschatteneffekt negative Auswirkungen auf einen gleichmäßigen Lauf. Als Turmschatteneffekt wird der Umstand bezeichnet, dass die Oberfläche des Turmes bei Windanströmung eine abgelöste und turbulente Strömung hinter dem Turm verursacht. Das bedeutet, dass jedes Rotorblatt bei einer Umdrehung in diesen Bereich der gestörten Anströmung gerät und somit eine schlagartige Belastungsänderung erfährt. Nach Turnberg & Cromack (1979) [19] kann der Einfluss des Turmschattens bis zu einer Halbierung der Rotorblattanströmung gegenüber der freien Anströmung führen. Nach Hau (2008) [7] fällt dieser Einfluss mit maximal 85% der freien Anströmung wesentlich geringer aus, aber muss als Faktor für die Ermüdungslastberechnung berücksichtigt werden. Für die Berechnung des Turmschatteneffektes wird somit ein Mittelweg mit 65% der freien Windanströmung der Rotorblätter bei Rotorblattposition 3 angenommen. Um die maximale Momentenschwingbreite zu finden, muss mit der minimalen Anströmgeschwindigkeit des Betriebsbereiches gerechnet werden. Die verringerte Anströmgeschwindigkeit führt bei konstanter Drehzahl zu kleineren Anstellwinkeln und damit zur Abnahme der Luftkräfte.

$$\alpha_{A_TS\ i} := \alpha_{res_TS\ i} - \alpha_{Bau\ i} - \alpha_{ein} \quad (3-7)$$

Wie unter Kap. 2.2.2 beschrieben, können mit Hilfe des Anstellwinkels der Auftriebs- und Widerstandsbeiwert des entsprechenden Profils gefunden werden.

$$c_{W_TS} := \begin{pmatrix} 0.101 \\ 0.008 \\ 0.009 \\ 0.008 \\ 0.007 \\ 0.007 \\ 0.007 \\ 0.006 \\ 0.007 \\ 0.007 \end{pmatrix} \quad c_{A_TS} := \begin{pmatrix} 1.294 \\ 0.504 \\ 0.589 \\ 0.795 \\ 0.719 \\ 0.669 \\ 0.701 \\ 0.700 \\ 0.825 \\ 0.797 \end{pmatrix} \quad (3-8)$$

Die mit Hilfe der Profilbeiwerte berechneten Schub- und Umfangskräfte an den Blattelementen führen mit den jeweiligen Hebelarmen zu folgendem Schlagbiegemoment am Rotorblattflansch bei Rotorblattposition 3.

$$M_{y_TS} := \sum_i \left[S_{BE_TS_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] \quad (3-9)$$

Die oben genannten Faktoren und Einflüsse führen zur maximalen Schlagbiegemomentschwingbreite für Lastfall A bei einem Umlauf eines Rotorblattes.

$$\Delta M_{y_A} := M_{y_max} - M_{y_TS} \quad (3-10)$$

3.2.1.3 *Schwenkbiegemoment am Rotorblattflansch*

Das Schwenkbiegemoment ist in erster Linie von der Rotorblattgewichtskraft und von Umfangskraftkomponente der Gesamtluftkraft abhängig. Die Berechnung der Umfangskraftkomponente erfolgt wie in 0 beschrieben. Die maximale und minimale Umfangskraftkomponente wird wie die Schubkraftkomponente durch eine angenommene Rotordrehzahl- und Windgeschwindigkeitsvariation gefunden. Die Gewichtskraft erzeugt ein sinusförmiges Moment am Rotorblatt, mit dem positiven Maximum in Rotorblattposition 2 und einem negativen Maximum in Rotorblattposition 4. Der Turmschatteneffekt wirkt sich natürlich auch auf das Schwenkbiegemoment aus, allerdings ist der Einfluss der Gewichtskraft in den horizontalen Rotorblattpositionen stärker als der Einfluss der verringerten Umfangskraftkomponente der windabgewandten Seite des Turmes. Tritt die Rotordrehzahlvariation von maximaler zu minimaler Drehzahl, von Rotorblattposition 2 zu 4 auf, entsteht in Überlagerung mit dem gewichtskraftbedingten Schwenkbiegemoment der am schlechtesten annehmbare Fall des Normalbetriebes.

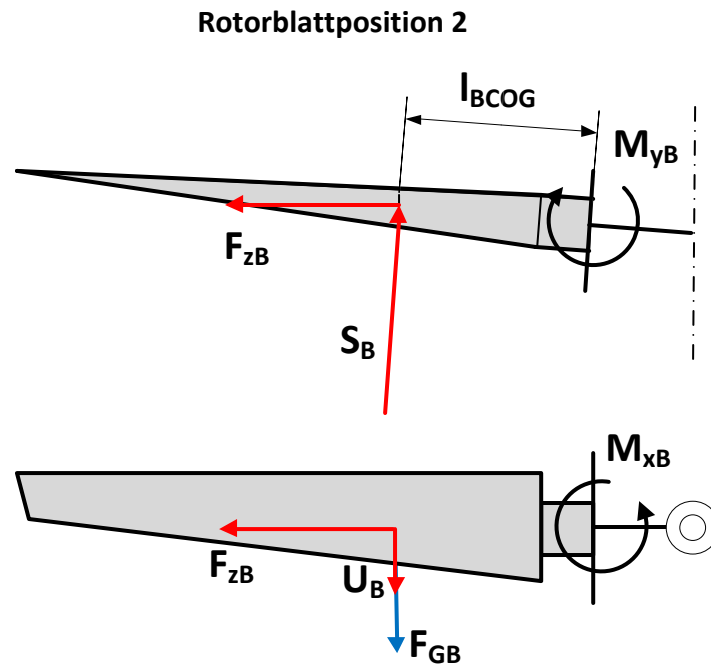


Abb. 13: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 2

$$\Delta M_{x_A} := M_{x_{\max}} - M_{x_{\min}} \quad (3-11)$$

3.2.1.4 Zugkraft im Rotorblatt

Die Kraftschwingbreite entlang der Rotorblatt Z-Achse setzt sich zusammen aus den masseabhängigen Kräften Fliehkraft und Gewichtskraft. Die Differenz der Fliehkraft ergibt sich wiederum aus der Variation der Rotordrehzahl. Aufgrund der wesentlich geringeren Drehzahldifferenz fällt im Gegensatz zur normierten Berechnung der Einfluss der Fliehkraft geringer aus.

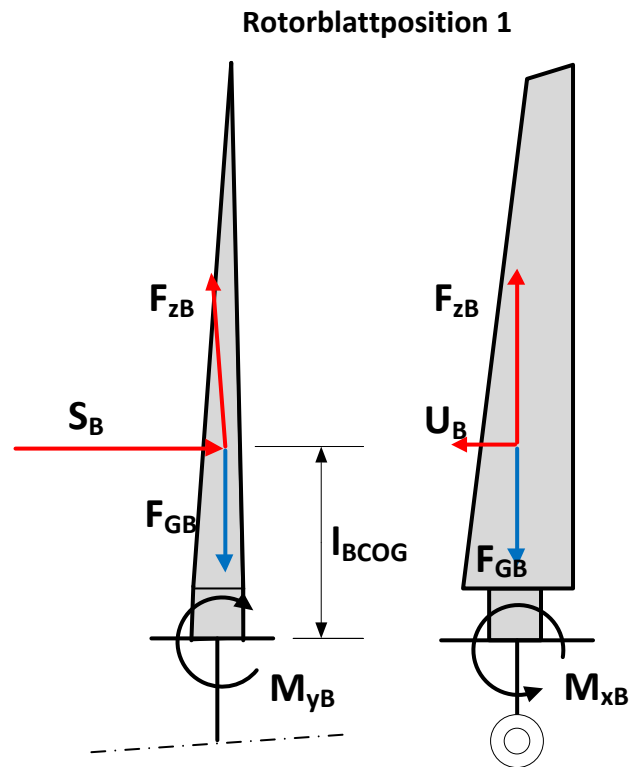


Abb. 14: Kräfte und Momente am Rotorblatt, Rotorblattposition 1

Zwischen Rotorblattposition 1 (Abb. 14) und Rotorblattposition 3 (Abb. 11) lässt sich die maximale Schwingbreite ermitteln, weil auf diesen Positionen die Gewichtskraft ausschließlich in Z-Richtung wirkt, in positiver Richtung bei Rotorblattposition 3 und in negativer Richtung bei Position 1.

$$\Delta F_{z_A} := F_{z_{\max}} - F_{z_{\min}} \quad (3-12)$$

3.2.1.5 Effekt des Höhenwindprofiles

Der Effekt des Höhenwindprofiles, also die Zunahme der Windgeschwindigkeit mit der Höhe spielt für große Windkraftanlagen im MW Bereich eine sehr große Rolle in der Belastungssimulation. Bei größerer Nabenhöhe nimmt der Effekt der Bodenreibung ab und führt so zu stärkerer und weniger turbulenter Windströmung. Bei Großwindkraftanlagen spielt das Höhenwindprofil auch eine Rolle in der Ermüdungslastkalkulation, weil es zwischen der höchsten und der niedrigsten Rotorblattposition einen Unterschied in der Windgeschwindigkeit

geben und dadurch eine schwellende Belastung am Rotorblatt auftreten kann. Für Kleinwindkraftanlagen spielt das eine wesentlich geringere Rolle, dennoch soll der Faktor hier kurz beleuchtet werden. Für die Berechnung des Höhenwindprofils der Windgeschwindigkeit wird die logarithmische Höhenformel verwendet vgl. Hau (2008) [7]. Als Referenzwindgeschwindigkeit wird Nennwindgeschwindigkeit in Nabenhöhe verwendet.

$$v_{H1} := v_{\text{ref}_H} \frac{\ln\left(\frac{H_1}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{H_{\text{ref}_H}}{z_0}\right)} \quad (3-13)$$

Die nach Gleichung (3-13) gefundenen Windgeschwindigkeiten entsprechen der Anströmung an Blattelement 7 bei Rotorblattposition 1 und 3. So können die aerodynamisch bedingten Kräfte am Blattelement bestimmt werden. Die Berechnung der Antriebsmomente bestätigt, dass der Einfluss des Höhenwindprofils im Bereich von hundertstel Prozent liegt und bei einer Turmhöhe von 24m und einem Rotordurchmesser von 9m somit vernachlässigt werden kann.

3.3 Bruchlasten nach EN 61400-2:2006

3.3.1 Lastfall B: Gierbewegung

Eine Windkraftanlage muss in der Lage sein auf Veränderung der Windrichtung zu reagieren. Viele KWKA bis ca. 10m Rotordurchmesser verwenden dafür eine Windfahne welche die Anlage selbständig an die Windrichtung anpasst. Bei der STEP[®]V2gl wird eine aktive Windrichtungsnachführung mit Hilfe eines Kettenantriebes und Getriebemotors verwendet. Durch den Einsatz des Getriebemotors ist die Windnachführungsgeschwindigkeit (Yawinggeschwindigkeit) auf einen Wert von 0,5 U/min festgesetzt. Durch den gyroskopischen Effekt entsteht an den Rotorblättern eine Kraft senkrecht zur Rotationsebene während der Windnachführung. Das gesamte Schlagbiegemoment entsteht nach Norm [3] aus dem Anteil des gyroskopischen Effektes, aus dem Anteil der

Fliehkraft der Rotorblätter um die Turmhochachse und aus einem angenommenen Anteil der eine Schwankung der Schubkraft durch einen Windgradienten oder eine Falschanströmung berücksichtigt.

$$M_{yB_B} := m_B \cdot \omega_{yaw_max}^2 \cdot L_{rt} \cdot R_{cog} + 2 \cdot \omega_{yaw_max} \cdot I_B \cdot \omega_{design} + \left(\frac{R_r}{9} \right) \cdot \Delta F_{x_shaft_A} \quad (3-14)$$

Es wird angenommen, dass ein Drittel der Schwankungsbreite der Schubkraft auf einem Drittel des Rotorradius angreift.

3.3.2 Lastfall C: Gierfehler

Bei Lastfall C wird berücksichtigt, dass eine Anlage mit defekter Windnachführung eine Schräganströmung mit hohem Auftriebsbeiwert erfahren kann und dadurch erhöhte Biegemomente am Rotorblatt auftreten könnten. Die Norm beschreibt das maximale Schlagbiegemoment bei einem Gierfehler von 30° und einem maximalen Auftriebsbeiwert von 2.

$$M_{yB_C} := \left(\frac{1}{8} \right) \cdot \rho_{Luft} \cdot A_{proj_B_CAD} \cdot c_{l_max} \cdot R_r^3 \cdot \omega_{design}^2 \cdot \left[1 + \frac{4}{3 \cdot \lambda_{design}} + \left(\frac{1}{\lambda_{design}} \right)^2 \right] \quad (3-15)$$

3.3.3 Lastfall E: Größte Rotordrehzahl

Die maximale Fliehkraftbelastung tritt bei maximaler Rotordrehzahl auf. Normgerecht wäre für die STEP[®]V2gl 180 U/min anzunehmen. Aufgrund des Rotorblattkonus kommt es dabei auch zu einem Biegemoment in der Blattwurzel, doch dieser Umstand findet in der Norm keine Berücksichtigung.

$$F_{zB_E} := m_B \cdot \omega_{max}^2 \cdot R_{cog} \quad (3-16)$$

3.3.4 Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss

Bei diesem Lastfall wird ein großes Kurzschlussdrehmoment im Generator angenommen. „Das Bemessungsdrehmoment muss mit einem Kurzschlussfaktor 2 multipliziert werden“. (DKE, 2007)

$$M_{xB_F} := \left(\frac{M_{x_shaft_F}}{B} \right) + m_B \cdot g \cdot R_{cog} \quad (3-17)$$

3.3.5 Lastfall G: Abschaltung

Ausschlaggebend für die Norm ist beim Lastfall Abschaltung die Bremsung des Rotors mit Hilfe der Rotorbremse und dem Generatorgegenmoment. Je nach Drehrichtung kommt bei horizontaler Blattposition (2 oder 4) (Abb. 12) zusätzlich noch das Moment der Rotorblattgewichtskraft hinzu.

$$M_{xB_G} := \left(\frac{M_{x_shaft_G}}{B} \right) + m_B \cdot g \cdot R_{cog} \quad (3-18)$$

3.3.6 Lastfall H: Windlast in Parkstellung

Lastfall H stellt die Lasten an der parkenden Anlage dar. Bestimmende Windgeschwindigkeit bei diesem Lastfall ist die maximale Auslegungswindgeschwindigkeit, die 50-jährig auftretende Windgeschwindigkeit der jeweiligen Windklasse. Bei maximaler Windgeschwindigkeit befindet sich die Anlage im Ruhezustand und daher entstehen die Lasten durch Staudruck an den jeweiligen projizierenden Flächen. Die STEP[®]V2gl kann sowohl trudeln, also mit offener Rotorbremse rein aerodynamisch gebremst oder stillstehend mit geschlossener Rotorbremse geparkt werden. Ein Strom- oder Hydraulikausfall während des Stillstandes kann zum Schließen der Rotorbremse führen, daher ist der Fall mit geschlossener Rotorbremse der lastbestimmende bei diesem Lastfall.

$$M_{yB_H_f} := c_d \cdot \left(\frac{1}{4} \right) \cdot \rho_{Luft} \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_B_CAD} \cdot R_r \quad (3-19)$$

3.3.7 Lastfall I: Größte Angriffsfläche

Lastfall I berücksichtigt den Ausfall von Yawingetrieb und Pitchsystem, denn in diesen Fällen könnten die Rotorblätter aus allen möglichen Windrichtungen angeströmt werden.

$$F_{B_f_I} := c_{f_B} \cdot \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_B_CAD}} \quad (3-20)$$

3.4 Bruchlasten nach alternativer Berechnungsmethode

3.4.1 Lastfall B: Gierbewegung

Wie auch in der Norm angegeben, entsteht die Belastung am Rotorblatt während des Yawing Vorganges (oder Windnachführung) aus dem Moment des gyroskopischen Effektes und aus dem Moment der Fliehkraft. Der gyroskopische Effekt erzeugt eine Kraft parallel zur Rotorachse, die bei einer Yawing Drehung im Uhrzeigersinn bei Rotorblattposition 0 in Windrichtung und bei Rotorblattposition 2 gegen die Windrichtung gerichtet ist. Als Kraftangriffspunkt wird der Rotorblattschwerpunkt angenommen. Nach Wood (2011) [21] soll hier nicht die Designdrehzahl, wie in der Norm, sondern die Maximaldrehzahl verwendet werden. Nachdem der Yawingantrieb auch bei Maximaldrehzahl in Betrieb genommen werden kann, erscheint diese Änderung als sinnvoll. Die STEP[®]V2gl reagiert automatisch auf Windrichtungsänderungen, unabhängig von der aktuellen Drehzahl kann das Betriebsführungssystem eine Windrichtungsanpassung veranlassen.

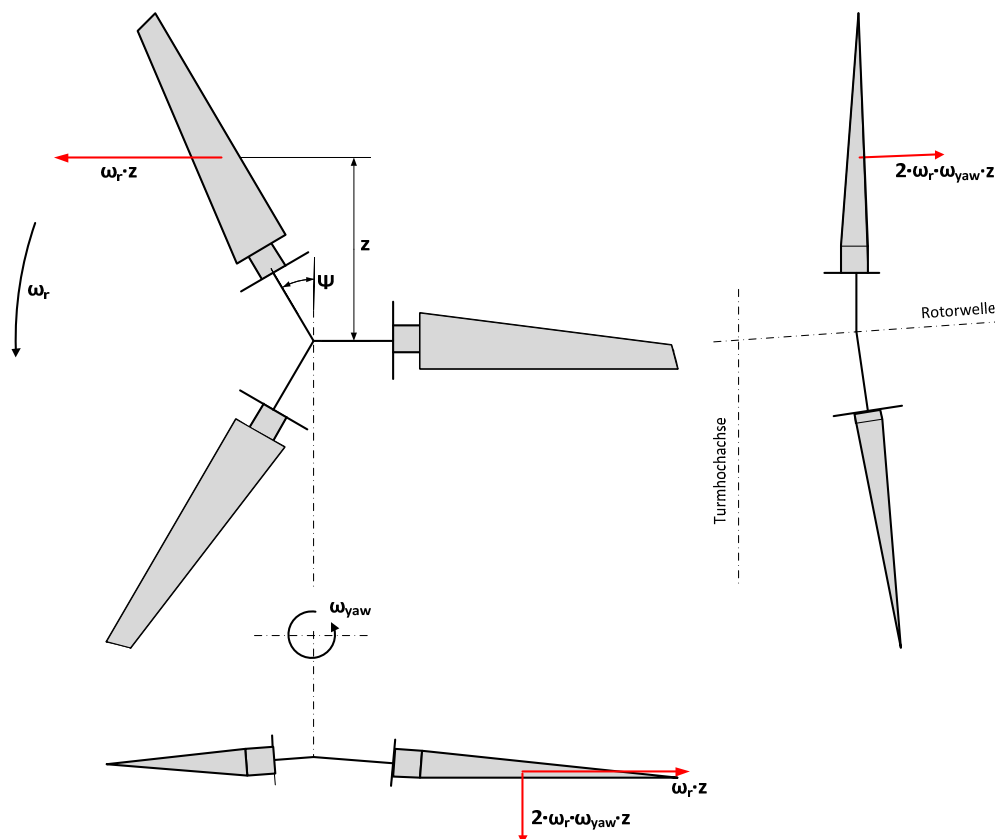


Abb. 15: Gierbewegung nach Burton et al. 2011 [1]

Nach Burton et al. 2011 [1] kann das gyroskopische Moment am Rotorblatt berechnet werden nach (3-21).

$$M_{y_gyro} = \int_0^{R_r} 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_{yaw} \cdot z \cdot r \cdot m(r) \, dr = 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_{yaw} \cdot \cos(\psi) \cdot \int_0^{R_r} r^2 \cdot m(r) \, dr \quad (3-21)$$

Diese Gleichung entspricht der normierten Gleichung, das Ergebnis unterscheidet sich allerdings aufgrund der höher angenommenen Rotordrehzahl. Das Maximum wird bei Rotorblattposition 1 erreicht, somit kann die Gleichung vereinfacht werden zu (3-22).

$$M_{y_gyro} := 2 \cdot \omega_{max} \cdot \omega_{yaw} \cdot I_B \quad (3-22)$$

$$M_{y_B} := M_{y_gyro} \quad (3-23)$$

Der Anteil der Fliehkraft der Rotorblätter um die Turmhochachse (Z-Achse) ist aufgrund der sehr geringen Yawinggeschwindigkeit vernachlässigbar klein. Nach Norm [3] kommt zusätzlich zum gyroskopischen und fliehkraftbedingten Anteil noch ein Anteil der eine Schräganströmung annimmt hinzu. Die Schräganströmung z.B. durch stark turbulenten Wind ausgelöst, wird in Kap. 3.4.2 als eigener Lastfall dargestellt. Nachdem angenommen werden kann, dass es zum Zeitpunkt einer Gierbewegung auch einen Gierfehler geben kann können diese beiden Lastfälle kombiniert werden und würden so einen strukturbestimmenden Lastfall darstellen.

3.4.2 Lastfall C: Gierfehler

Je nach Rotorblattposition entsteht durch die Schräganströmung einen Zu- oder Abnahme der tangentialen und axialen Windgeschwindigkeitskomponenten am Rotorblatt. Nach Manwell et al. (2009) [10] ist der tangentielle Anteil dominierend und der axiale kann vernachlässigt werden. Diese Vereinfachung findet auch in der Norm statt. Dieser Umstand der Zu- oder Abnahme der tangentialen Windgeschwindigkeitskomponente ist abhängig von der Richtung der Schräganströmung. Bei einer Falschanströmung von links nach rechts

(entlang der Windrichtung gesehen) entsteht eine höhere tangentiale Windgeschwindigkeit bei den Rotorblattpositionen 4 über 1 bis 2 (vgl. Abb. 12). Ausgehend von der tangentialen Komponente der ungestörten Anströmung (3-24) wird die tangentiale Komponente durch die Falschanströmung je nach Richtung verringert oder erhöht.

$$U := \omega_{\max} \cdot R_T \quad (3-24)$$

$$U_T = \omega_{\max} R_T - v_0 \cdot \cos(\psi) \quad (3-25)$$

Im Bereich der Rotorblattpositionen 2 über 3 bis 4 kommt es bei einer Falschanströmung zwar zu einer Erhöhung der totalen tangentialen Geschwindigkeitskomponente, allerdings bildet diese Anströmung keinen Auftrieb am Rotorblatt und somit auch kein Biegemoment am Blattflansch. Der Maximalwert des Schlagbiegemomentes wird mit dem maximalen Auftriebsbeiwert bei durchschnittlicher Blatattiefe berechnet.

$$M_{y_yaw_error} := \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{ave} \cdot c_{lmax} \int_0^{R_T} r \cdot (\omega_{\max} r - v_0 \cdot \cos(\psi))^2 dr \quad (3-26)$$

$$M_{y_C} := M_{y_yaw_error} \quad (3-27)$$

3.4.3 Lastfall E: Größte Rotordrehzahl

Die maximale Fliehkraftbelastung tritt bei maximaler Rotordrehzahl auf. Der einzige Unterschied zur normierten Berechnung besteht in der verringerten maximalen Rotordrehzahl.

$$F_{zB_max} := m_B \cdot R_{cog} \cdot \omega_{\max}^2 \quad (3-28)$$

Aufgrund des Rotorblattkonuswinkels kommt es dabei zu einem Biegemoment in der Blattwurzel (siehe Abb. 9).

$$M_{zB_max} := F_{zB_max} \cdot R_{cog} \cdot \sin(\beta) \quad (3-29)$$

3.4.4 Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss

Nach GL Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen muss für Generatoren bei denen die subtransiente Reaktanz unbekannt ist das 10,5-fache Nenndrehmoment angenommen werden. Nachdem die subtransiente Reaktanz des verwendeten Permanentmagnetgenerators (GinLong Technologies GL-PMG-15k) der STEP[®]V2gl nicht bekannt ist, wäre dieser hohe Faktor einzusetzen. Dieser Faktor erscheint in seiner Höhe für eine KWKA unangebracht, weil es so zu Lasten führen würde, die weit über denen der konservativ ausgelegten Norm liegen. Diese nennt das 2-fache Nenndrehmoment als die bestimmende Größe im Kurzschlussfall eines Permanentmagnetgenerators. Aus diesem Grund gibt es keine alternative Berechnungsmethode zum normierten Lastfall F (siehe 3.3.4).

3.4.5 Lastfall G: Abschaltung

Bei der Abschaltung der Anlage kommt es kurzfristig zu einem erhöhten Biegemoment in den Blattanschlüssen in Schwenkrichtung. Dabei wird angenommen, dass die Abschaltung durch Einsatz der Rotorbremse passiert und die Rotorblätter in Betriebsstellung sind, die Abschaltung entspricht also einem Notstopp, der durch das Sicherheitssystem z.B. bei Überdrehzahl ausgelöst wird. Bei Auslösung des Sicherheitssystems führt der Umrichter eine automatische Netztrennung durch und die überschüssige Leistung wird vom Zwischenkreis in Heiz- oder Bremswiderstände geleitet. Bei der STEP[®]V2gl können so 10kW elektrische Leistung im Bremswiderstand „verheizt“ werden. Das entsprechende Generatormoment hilft somit der mechanischen Scheibenbremse beim Stoppvorgang.

$$M_{\text{Break_ges}} := M_{\text{Break}} + M_{\text{Break_Gen}} \quad (3-30)$$

Zusätzlich spielt noch das zu Beginn der Bremsung anliegende Antriebsmoment und das Moment der Blattmasse bei horizontaler Blattposition eine Rolle für das maximale Schwenkbiegemoment.

$$M_{x_G} := \frac{M_{\text{Break_ges}}}{3} - M_{x_{UB}} + m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} \quad (3-31)$$

3.5 Lastvergleich

Im folgenden Kapitel werden die berechneten Lasten miteinander verglichen. Dabei stellt die dritte Spalte die Werte der normierten Berechnungsmethode und die vierte Spalte die alternative Berechnungsmethode speziell für die STEP[®]V2gl dar.

Tabelle 4: Lastvergleich Fliehkräfte

Formelzeichen	Lastfall	EN 61400-2:2006	STEP [®] V2gl
		kN	kN
ΔF_{z_A}	A	18,76	8,55
F_{z_E}	E	21,11	14,75

Tabelle 5: Lastvergleich Schwenkbiegemomente

Formelzeichen	Lastfall	EN 61400-2:2006	STEP [®] V2gl
		kNm	kNm
ΔM_{x_A}	A	1,76	1,16
M_{x_F}	F	1,76	1,77
M_{x_G}	G	1,76	1,10

Tabelle 6: Lastvergleich Schlagbiegemomente

Formelzeichen	Lastfall	EN 61400-2:2006	STEP [®] V2gl
		kNm	kNm
ΔM_{y_A}	A	3,97	1,38
M_{y_B}	B	2,17	0,22
M_{y_C}	C	5,27	3,57
M_{y_E}	E	-	1,53
M_{y_H}	H	5,11	3,91
M_{y_I}	I	-	5,21

3.5.1 Lastvergleich Ermüdungslasten

- Fliehkraftbelastungen

Es ist leicht erkennbar, dass die alternative Berechnungsmethode nur etwa die Hälfte der normierten Last ergibt. Der Grund für diese große Differenz liegt in erster Linie in den zugrunde gelegten Drehzahlbereichen. Die alternative Lastberechnung geht von den tatsächlichen Drehzahlen der STEP[®]V2gl (60-135 U/min) im normalen Nennbetrieb aus wohingegen die Norm eine Schwankungsbreite von $\pm 50\%$ der Nenndrehzahl vorgibt (60-180 U/min). Die unterschiedliche Nabenmasse spielt keine Rolle für die Fliehkraftbelastungen.

- Biegemomente

Auch bei den Biegemomenten wird von derselben Schwankungsbreite der Nennwerte ausgegangen. Die alternative Berechnungsmethode betrachtet eine Umdrehung eines Rotorblattes und bildet die Schwankungsbreite aus den dabei auftretenden Anströmveränderungen (Turmschatteneffekt, Höhenwindprofil) und Masseffekten.

3.5.2 Lastvergleich Bruchlasten

- Fliehkraftbelastungen

Bei der Bruchlast durch die Fliehkraft kommt der Unterschied zur normierten Berechnung aus der niedrigeren Maximaldrehzahl. Das Sicherheitssystem der STEP[®]V2gl erlaubt eine maximale Drehzahl von 150 U/min und die Norm gibt 150% der Nenndrehzahl als Maximalwert vor. Die Berechnungsmethode ist in beiden Fällen dieselbe.

- Biegemomente

Wie in Kap. 3.4.1 erwähnt müssten bei der alternativen Berechnungsmethode die Lastfälle B und C kombiniert werden und damit würde sich eine höhere Last

als beim normierten Lastfall B ergeben. Grund dafür ist der Unterschied der maximalen Drehzahl bei der eine Gierbewegung durchgeführt werden kann.

- **Lastfall C** beruht auf denselben Grundlagen, allerdings wird von einer Falschanströmung bis zu 90° zur vorherigen Rotoranströmung ausgegangen (vgl. Manwell et al. 2009 [10]). Nachdem ausschließlich die Falschanströmung entgegen der Drehrichtung eine auftriebserzeugende Wirkung aufweist, gibt es hier auch einen Unterschied in der Vorzeichenwahl.
- **Lastfall E** ergibt in der normierten Berechnung kein Biegemoment, weil der Rotorkonuswinkel unberücksichtigt bleibt.
- **Lastfall F** unterscheidet sich nicht von der normierten Berechnung (siehe Kap. 3.4.4)
- **Lastfall G** unterscheidet sich in der Annahme des Bremsmomentes, während in der normierten Berechnung von einem Bremsmoment in der Höhe des Nennantriebsmomentes ausgegangen wurde, wurde bei der alternativen Methode das tatsächliche Bremsmoment der Rotorbremse und das Generatorgegenmoment verursacht vom Bremswiderstand.
- **Lastfall H** ist bei beiden Varianten sehr ähnlich, es wurde allerdings bei der alternativen Berechnungsmethode jedes Blattelement gesondert berechnet.
- **Lastfall I** bestimmt in der normierten Berechnungsmethode keine Schlagbiegemomente. Für die Kräfte am Rotorblatt wird in der Norm die Referenzwindgeschwindigkeit als bestimmende Größe vorgeschrieben. In der alternativen Methode wird hier die 50-jährige Böe als bestimmende Windgeschwindigkeit eingesetzt, woraus natürlich höhere Kräfte entstehen.

4. Methoden und Lösungswege für die Zertifizierung der mechanischen Anlage nach EN 61400-2:2006

Zwei Wege erscheinen als die am einfachsten umsetzbaren um ein Gutachten der mechanischen Anlage und damit in weiterer Folge die Typprüfung der KWKA zu erreichen.

- Neuzertifizierung mit erhöhter Nabenmasse von 192,58 kg.
- Verringerung der Nabenmasse durch konstruktive Änderungen

Im Falle der Neuzertifizierung muss die gesamte maschinenbauliche Struktur zwischen Nabe und Turmflansch (Generator, Rahmen, Turmadapter) auf ihre Festigkeit mit der aktuellen erhöhten Nabenmasse neu untersucht werden. Der Anlagenrahmen wird im Zuge dieser Arbeit nicht behandelt (siehe Kap. 1.1). Bei der Optimierung der Nabe muss das Bauteil dahingehend geändert werden, dass die Masse auf 165 kg sinkt ohne dabei die Festigkeitsgrenzwerte zu unterschreiten. Mögliche Vorgangsweisen dafür sind, die Optimierung der Querschnitte in Bezug auf die örtlich vorherrschenden Bauteilspannungen und die Verwendung von Leichtmetallen oder höherfesten Stählen.

Für die Zertifizierung müssen die normierten Lasten für die Festigkeitsberechnung herangezogen werden, die unter Kap. 3 ermittelten alternativ berechneten Lasten können nicht berücksichtigt werden.

4.1 Grenzzustandsanalyse nach EN 61400-2:2006

4.1.1 Spannungsberechnung nach EN 61400-2:2006

„Spannungen müssen an allen wichtigen tragenden Bauteilen berechnet werden. Die aus einzelnen Kräften und Momenten eines Lastfalls berechneten Spannungen sind zu Vergleichsspannungen zu kombinieren. Die sich ergebenden Vergleichsspannungen sind mit den Bemessungswerten für die Materialspannungen zu vergleichen.“ (EN, 2006) Die Norm enthält keine Hinweise auf mögliche Kombinationen von Bruchlastfällen. Vor allem bei Lastfall C Gierfehler (siehe Kapitel 3.3.2) erscheint es sinnvoll die Spannungen

aus Schlagbiegemoment und Fliehkraft zu kombinieren. Auch eine Kombination von Lastfall B Gierbewegung mit Lastfall C Gierfehler wäre denkbar. Nachdem die Norm das nicht vorschreibt und unter Berücksichtigung der hohen Sicherheitsbeiwerte die Spannungen ohnehin eher hoch angesetzt sind, wird in den Berechnungen der jeweiligen Querschnitte darauf verzichtet.

Tabelle 7: Berechnung der Vergleichsspannungen aus den Spannungskomponenten nach EN 61400-2:2006

	Kreisförmiger Rotorblattflansch	Rotorwelle
Axialkraft	$\sigma_{z_B} = \frac{F_{z_B}}{A_B}$	$\sigma_{x_shaft} = \frac{F_{x_shaft}}{A_{shaft}}$
Biegung	$\sigma_{xy_B} = \frac{\sqrt{M_{x_B}^2 + M_{y_B}^2}}{W_{xy_B}}$	$\sigma_{M_shaft} = \frac{M_{shaft}}{W_{shaft}}$
Schub		$\tau_{M_shaft} = \frac{M_{x_shaft}}{2 \cdot W_{shaft}}$
Kombiniert (Axialkraft + Biegung)	$\sigma_{eq_B} = \sigma_{z_B} + \sigma_{xy_B}$	$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{x_shaft} + \sigma_{M_shaft})^2 + 3 \cdot \tau_{M_shaft}^2}$

4.1.2 Sicherheitsbeiwerte nach EN 61400-2:2006

Zentraler Punkt des vereinfachten Lastberechnungsverfahrens nach Norm [3] sind sehr hohe Last- und Materialsicherheitsbeiwerte. Die Lastsicherheitsbeiwerte betragen für Betriebslasten nach Lastfall A $\gamma_{f_B} = 1$ und für Bruchlasten nach den Lastfällen B bis J $\gamma_{f_T} = 3$. Bei Anwendung von Werkstoffen die ausschließlich Coupon geprüft wurden muss der Betriebssicherheitsbeiwert von $\gamma_{f_m} = 10$ und der Tragfestigkeitsbeiwert $\gamma_{m_T} = 3$

eingehalten werden. Um niedrigere Material Sicherheitsbeiwerte verwenden zu dürfen müssten folgende Punkte berücksichtigt werden.

- Material und Materialkonfigurationen, die für die Großausführung repräsentativ sind
- Herstellungsverfahren von Prüfmustern, die typisch für die Großausführungsstruktur sind
- Statische und dynamische Belastungsprüfung, sowie Prüfung mit dem Belastungsspektrum
- Wirkungen der Umwelt (z.B. Korrosion, Degradation durch UV Strahlung, Feuchte, Temperatur usw.)
- Formeffekte

Bei der Entwicklung der STEP[®]V2gl wurde auf diese vollständige Charakterisierung verzichtet und die KWKA mit den oben genannten maximalen Sicherheitsbeiwerten beaufschlagt.

4.1.3 Tragfestigkeit

Die Tragfestigkeitsanalyse der Norm beruht auf dem Vergleich der vorhandenen Spannungen mit der charakteristischen Materialfestigkeit unter Berücksichtigung der jeweiligen Sicherheitsbeiwerte.

$$\sigma_d \leq \frac{f_k}{\gamma_m \cdot \gamma_f} \quad (4-1)$$

Die vorhandene Restsicherheit in den jeweiligen Querschnitten kann berechnet werden nach Gleichung (4-2).

$$S_{\sigma d} = \frac{\frac{f_k}{\gamma_m \cdot \gamma_f}}{\sigma_d} \quad (4-2)$$

4.1.4 Ermüdung

Für die Ermüdungsanalyse müssen die auftretenden Spannungsschwingbreiten zu einer Vergleichsspannung kombiniert werden, wie unter Kap. 4.1.1 für die

Rotorwelle beschrieben mit der Methode der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH). Bei einer vorhandenen Wöhlerkurve kann die Anzahl der Lastwechsel für das jeweilige Spannungsniveau abgelesen werden und mit einer geeigneten Schädigungsberechnung wie z.B. nach der Miner'schen Regel, die Dauer- oder Zeitfestigkeit nachgewiesen werden. Stehen wie im vorliegenden Fall keine Wöhlerkurven zur Verfügung, „muss die Bruchfestigkeit als charakteristische Materialfestigkeit eingesetzt werden.“ (DKE 2007) Diese Vorgehensweise ist nur in Verbindung mit dem maximalen Materialsicherheitsbeiwert für Ermüdungsanalyse $\gamma_{f,m} = 10$ zulässig.

$$\Delta\sigma_d \leq \frac{f_k}{\gamma_m \cdot \gamma_f} \quad (4-3)$$

Wie bei der Tragfestigkeitsanalyse kann auch hier die Restsicherheit berechnet werden nach Gleichung (4-4).

$$S_{\Delta\sigma_d} = \frac{\frac{f_k}{\gamma_m \cdot \gamma_f}}{\Delta\sigma_d} \quad (4-4)$$

4.2 Kontrolle der Festigkeit tragender Bauteile mit 192,58 kg Nabenmasse

Anhand von vorliegenden FEM Berechnungen für verschiedene Anlagenteile bei Nabenmasse 165kg, welche von der SinusPro GmbH im Auftrag der STEP[®] Energysystems GmbH durchgeführt wurden, ist ersichtlich dass die Rotorwelle das am stärksten gefährdete Bauteil der tragenden Struktur darstellt. Sowohl Bruch- als auch Ermüdungsfestigkeit befindet sich nahe an den maximal zulässigen Werten. Neben der Rotorwelle wird als zweiter sicherheitskritischer Bauteil der Turmadapter mit gängigen analytischen Methoden des Maschinen- bzw. Stahlbaues im Rahmen dieser Diplomarbeit genauer untersucht. Der Turmadapter sitzt zwischen oberem Turmflansch und Rahmen, er trägt die Anlage und überträgt sämtliche Kräfte und Momente in den Turm.

4.2.1 Wellenberechnung

Nachdem beim Anlagenkonzept auf eine Zwischenwelle verzichtet wurde, trägt die Rotorwelle die gesamte Rotorlast und überträgt alle statischen und dynamischen Belastungen des Rotors. Die Rotorwelle besteht aus Vergütungsstahl 41Cr4 (1.7035) und ist als Hohlwelle ausgeführt. Die Nachweismethode erfolgt nach klassischer Methode nach Niemann et al. (2005) [12] und nach Norm [3] (siehe Kap. 4.1).

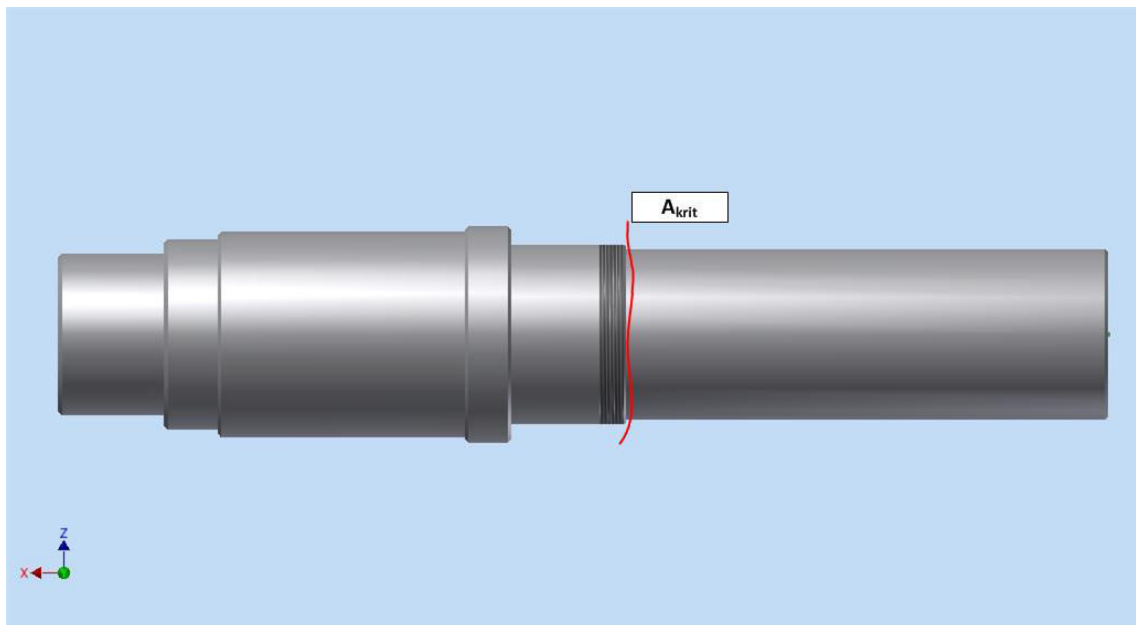


Abb. 16: Kritischer Querschnitt der Rotorwelle

Die Bemessungslasten der Rotorwelle stammen aus der normierten Berechnung nach Norm [3] für 192,58 kg Nabenmasse und setzen sich zusammen aus den Lasten der Lastfälle A, B, F und H. Für die Betriebsfestigkeitsanalyse müssen die Zug-, Biege- und Torsionsspannungsschwingbreiten zu einer Vergleichsspannung kombiniert werden. Der Einfluss einer möglichen Phasenverschiebung der Belastungen an der Rotorwelle wird nach Norm [3] nicht berücksichtigt. Nach Niemann et al. (2005) [12] werden die berechneten Bauteilspannungen unter Berücksichtigung zahlreicher Abminderungsfaktoren (Größenfaktor, Kerbformzahl, Kerbwirkungszahl usw.) mit Grenzspannungen, ausgehend von Werkstoffkennzahlen nach DIN EN 10083 verglichen.

$$\text{Mindest-Zugfestigkeit 41Cr4:} \quad R_{m_N_shaft} := 1000 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Mindest-Streckgrenze 41Cr4:} \quad R_{p_N_shaft} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Biegewechselfestigkeit 41Cr4:} \quad \sigma_{wb_N_shaft} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

Die vollständige Berechnung mit allen Zwischenschritten befindet sich im Anhang Kap. 7.

4.2.1.1 Festigkeit bei statischer Beanspruchung

4.2.1.1.1 Statische Bauteilfestigkeit und Bauteilfließgrenze

Die Bauteil Bruch- und Zugfestigkeit berechnet sich aus der Werkstoff Zugfestigkeit R_m und aus der plastischen Kerbwirkungszahl β_{pl} .

$$\sigma_{BK_b_shaft} := \frac{R_{m_shaft}}{\beta_{pl_sb_shaft}} \quad (4-5)$$

$$\tau_{BK_b_shaft} := \frac{r_\tau \cdot R_{m_shaft}}{\beta_{pl_rt_shaft}} \quad (4-6)$$

$$\sigma_{BK_zd_shaft} := \frac{R_{m_shaft}}{\beta_{pl_szd_shaft}} \quad (4-7)$$

Die plastische Kerbwirkungszahl β_{pl} berücksichtigt den Effekt der örtlichen Überschreitung der Elastizitätsgrenze in der Welle. Diese Teilplastifizierungen treten infolge von Spannungsspitzen durch ungleichmäßige Spannungsverteilung über den Querschnitt auf. Sie ist ein Verhältnis zwischen der Formzahl α und der plastischen Stützzahl n_{pl} . Der Faktor r_τ ist der Quotient der Werkstoffschubfestigkeit. Die plastische Verformung und Fließgrenze berechnet sich aus der Werkstoff Streckgrenze R_p und der plastischen Kerbwirkungszahl β_{pl} nach den Gleichungen (4-8) - (4-10).

$$\sigma_{FK_b_shaft} := \frac{R_{p_shaft} \cdot K_{NL}}{\beta_{pl_\sigma b_shaft}} \quad (4-8)$$

$$\tau_{FK_b_shaft} := \frac{r_{\tau} \cdot R_{p_shaft}}{\beta_{pl_ \tau t_shaft}} \quad (4-9)$$

$$\sigma_{FK_zd_shaft} := \frac{R_{p_shaft}}{\beta_{pl_ \sigma zd_shaft}} \quad (4-10)$$

Der Faktor K_{NL} bei der Biegefließgrenze ist ein Faktor für nichtlinear elastisches Spannungs-, Dehnungsverhalten. Er gilt nur für Bauteile aus Gusseisen Lamellengraphit und kann für andere duktile Werkstoffe mit eins angenommen werden.

4.2.1.1.2 Nachweis der statischen Festigkeit für Einzelbeanspruchungen

Der Festigkeitsnachweis wird durch Darstellung der Sicherheit gegen Überschreiten der Zugfestigkeit erbracht, durch das Verhältnis der Bauteil Bruch- und Zugfestigkeiten zu den maximalen Bauteilspannungen.

$$S_{B_b_shaft} := \frac{\sigma_{BK_b_shaft}}{\sigma_{b_krit_max}} = 5.701 \quad (4-11)$$

$$S_{B_t_shaft} := \frac{\tau_{BK_b_shaft}}{\tau_{x_krit_max}} = 10.668 \quad (4-12)$$

$$S_{B_zd_shaft} := \frac{\sigma_{BK_zd_shaft}}{\sigma_{x_krit_max}} = 283.313 \quad (4-13)$$

Der Nachweis gegen Überschreiten der Fließgrenze wird durch die Sicherheit als Verhältnis der Fließgrenzen zu den maximalen Bauteilspannungen nach Gleichung (4-14) erbracht.

$$S_{F_b_shaft} := \frac{\sigma_{FK_b_shaft}}{\sigma_{b_krit_max}} = 4.441 \quad (4-14)$$

$$S_{F_t_shaft} := \frac{\tau_{FK_b_shaft}}{\tau_{x_krit_max}} = 8.311 \quad (4-15)$$

$$S_{F_zd_shaft} := \frac{\sigma_{FK_zd_shaft}}{\sigma_{x_krit_max}} = 220.713 \quad (4-16)$$

Die Mindestsicherheiten betragen bei statischer Beanspruchung nach Niemann et al. (2005) [12], Abb. 3.47 für Walzstahl bei großer Schadensfolge, 1,80 gegen Bruch und 1,35 gegen Fließen für Biegung und Zug-Druck Belastungen. Für Torsionsbelastungen gelten die Werte 1,35 gegen Bruch und 1,00 gegen Fließen. Unter Berücksichtigung der Einzelbeanspruchungen kann davon ausgegangen werden, dass die Rotorwelle gegen Bruch und Fließen auch bei erhöhter Nabenmasse ausreichend dimensioniert ist.

4.2.1.2 *Festigkeit bei dynamischer Beanspruchung*

„Windkraftanlagen sind die perfekten Materialermüdungsmaschinen“ (Hau, 2008) und diese Aussage erscheint bei Betrachtung der Auslegungslbensdauer von 20 Jahren und einer Nennrotordrehzahl von 120 U/min mehr als gerechtfertigt. So kommt der Festigkeitsbeurteilung bei dynamischer Beanspruchung wegen der hohen Lastwechselzahlen von bis zu 10^8 eine besonders wichtige Rolle zu. Die einfache Lastberechnung der Norm berücksichtigt einen Ermüdungslastfall, den Lastfall A, die dabei ermittelten Kraft- und Momentenschwingbreiten müssen zwingend als gemeinsam auftretend betrachtet werden. Die Berechnung folgt gleich wie bei der Tragfestigkeitsberechnung dem Prinzip von Niemann et al. (2005) [12] vorgeschlagenen Rechenkonzept.

4.2.1.3 *Wechselfestigkeitskennwerte für Normabmessungen*

Die Werkstoff-Wechselfestigkeitskennwerte für Normabmessungen mit den in Grundlagenversuchen ermittelten Verhältniszahlen werden aus der in den Werkstofftabellen angegebenen Zugfestigkeit bestimmt.

$$\sigma_{\text{wzd_N_shaft}} := \frac{\sigma_{\text{wb_N_shaft}}}{n_{\sigma d}} \quad (4-17)$$

$$\tau_{\text{ws_N_shaft}} := r_{\tau} \cdot \sigma_{\text{wzd_N_shaft}} \quad (4-18)$$

4.2.1.3.1 Wechselfestigkeitskennwerte für den Werkstoff im Bauteil

Unter Berücksichtigung des technologischen Größeneinflusses und dem Einfluss von Anisotropie (Abminderung der Festigkeit quer zur Walzrichtung bei Walzstahl) werden die Spannungskennwerte für Zug/Druck- und Schubspannungen ermittelt.

$$\sigma_{\text{wzd_shaft}} := K_{d_shaft} \cdot K_{A n_shaft} \cdot \sigma_{\text{wzd_N_shaft}} \quad (4-19)$$

$$\tau_{\text{ws_shaft}} := K_{d_shaft} \cdot r_{\tau} \cdot \sigma_{\text{wzd_N_shaft}} \quad (4-20)$$

4.2.1.3.2 Wechselfestigkeiten der Welle

Bei diesem Berechnungsschritt werden bauteilspezifische Eigenschaften berücksichtigt welche die ursprüngliche Nennspannung auf eine maximale örtliche Spannung erhöhen. Diese Faktoren berücksichtigen Spannungskonzentrationen, elastische Stützwirkungen, Oberflächenbeschaffenheit und den Einfluss der Randschichtverfestigung im Bauteil.

$$\sigma_{\text{WKb_shaft}} := \frac{\sigma_{\text{wzd_shaft}} \cdot K_v \cdot K_{NL}}{\beta_{\sigma d_shaft} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1} \quad (4-21)$$

$$\tau_{\text{WKt_shaft}} := \frac{\tau_{\text{ws_shaft}} \cdot K_v}{\beta_{\tau t_shaft} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1} \quad (4-22)$$

$$\sigma_{\text{WKzd_shaft}} := \frac{\sigma_{\text{wzd_shaft}} \cdot K_V}{\beta_{\sigma\text{zd_shaft}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1} \quad (4-23)$$

4.2.1.3.3 Ausschlagfestigkeiten der Welle

Die Ausschlagfestigkeit der Welle nimmt mit zunehmender Mittelspannung ab und dieser Umstand wird mit der Mittelspannungsempfindlichkeit als Abminderungsfaktor der Wechselfestigkeit berücksichtigt. Im vorliegenden Fall bleibt diese Tatsache vernachlässigt, weil die Lastberechnung nach Norm [3] keine Mittelspannungswerte berechnet. Die Ausschlagfestigkeit entspricht damit der Wechselfestigkeit.

4.2.1.3.4 Nachweis der Dauerfestigkeit für Einzelbeanspruchungen

Auch bei der Betrachtung der dynamischen Festigkeit der Rotorwelle muss der Nachweis für die einzelnen Beanspruchungen getrennt von den zusammengesetzten Beanspruchungen erfolgen.

$$S_{\text{Db_shaft}} := \frac{\sigma_{\text{AKb_shaft}}}{\sigma_{\text{ab_shaft}}} = 1.753 \quad (4-24)$$

$$S_{\text{Dt_shaft}} := \frac{\tau_{\text{AKt_shaft}}}{\tau_{\text{at_shaft}}} = 10.199 \quad (4-25)$$

$$S_{\text{Dzd_shaft}} := \frac{\sigma_{\text{AKzd_shaft}}}{\sigma_{\text{azd_shaft}}} = 212.702 \quad (4-26)$$

4.2.1.3.5 Nachweis der Dauerfestigkeit für zusammengesetzte Beanspruchung

$$S_{\text{DGEH_shaft}} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_{\text{Dzd_shaft}}} + \frac{1}{S_{\text{Db_shaft}}}\right)^2 + 3 \cdot r_{\tau}^2 \cdot \left(\frac{1}{S_{\text{Dt_shaft}}}\right)^2}} = 1.714 \quad (4-27)$$

Nach Niemann et al. (2005) [12] wird eine Mindestsicherheit von 1,5 vorgeschrieben für Bauteile die unregelmäßigen Inspektionen unterliegen und bei deren Versagen mit großer Schadensfolge zu rechnen ist.

Damit ist sowohl die Tragfestigkeit als auch die Ermüdungsfestigkeit für die Rotorwelle bei erhöhter Nabenmasse nachgewiesen.

4.2.2 Wellenberechnung nach vereinfachter Lastberechnungsmethode der EN 61400-2:2006

Die Norm beschreibt ein Verfahren zur Grenzzustandsanalyse welches im Gegensatz zum oben durchgeführten Verfahren nach Niemann et al. (2005) [12] stark vereinfacht ist (vgl. 4.1.1). Die Nomenklatur entspricht der in der Norm vorgeschlagenen Form. Die Gleichungen folgen dem Beispiel aus Tabelle 7.

4.2.2.1 Tragfestigkeitsanalyse

Die Tragfestigkeit wird laut Norm nachgewiesen in dem die Wellenspannungen mit der durch Last- und Material Sicherheitsbeiwert verringerten Materialzugfestigkeit verglichen werden. Zusätzlich zum Spannungsvergleich wurde die Sicherheit berechnet.

$$S_{\sigma_{x_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\sigma_{x_shaft}} = 83.333 \quad (4-28)$$

$$S_{\sigma_{M_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\sigma_{M_shaft}} = 1.509 \quad (4-29)$$

$$S_{\tau_{Mx_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_shaft}} = 4.189 \quad (4-30)$$

$$S_{\sigma_{eq_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\sigma_{eq_shaft}} = 1.264 \quad (4-31)$$

Anhand dieser Berechnungen kann nach Norm [3] von einer bruchfesten Rotorwelle ausgegangen werden.

4.2.2.2 Dauerfestigkeitsanalyse

Die Berechnung erfolgt in gleicher Weise wie die Tragfestigkeitsanalyse (4.2.2.1), es muss allerdings mit einem Materialsicherheitsfaktor von $\gamma_m = 10$ gerechnet werden. Damit folgen für die Ermüdungsanalyse folgende Sicherheiten.

$$S_{\Delta\sigma_{x_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{x_shaft}} = 128.648 \quad (4-32)$$

$$S_{\Delta\sigma_{M_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{M_shaft}} = 1.065 \quad (4-33)$$

$$S_{\Delta\tau_{Mx_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_shaft}} = 4.189 \quad (4-34)$$

$$S_{\Delta\sigma_{eq_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\Delta\sigma_{eq_shaft}} = 1.131 \quad (4-35)$$

Sowohl die Biegespannung als auch die zusammengesetzte Spannung sind unter Berücksichtigung der Sicherheitsbeiwerte bei dieser Festigkeitsbetrachtung an der Grenze der Bauteilfestigkeit $R_{m_shaft} = 1000 \text{ N/mm}^2$. Nachdem von der Norm auch für die Ermüdung keine Mindestsicherheiten vorgegeben sind kann die Welle somit auch als Dauerfest angenommen werden.

4.2.3 Turmadapter

Der Turmadapter dient als Bindeglied zwischen Turm und Rahmen. Er wurde in erster Linie dafür konzipiert, um die Montage am Turm zu erleichtern und in zweiter Linie dient er als Bremskörper für die Azimutbremse (siehe 3.2.1.1.).

Der Turmadapter muss als Bauteil des Turmes betrachtet werden und wird daher auch nach den Richtlinien des Stahlhochbaues ausgelegt. Die maßgebende Stahlbaunorm für die Zertifizierung nach EN 61400-2:2006 ist die Richtlinie für Windenergieanlagen des DIBt. Diese Richtlinie verweist, für den Nachweis in den Grenzzuständen der Tragfähigkeit für den Turm und anderen Hochbausegmenten, auf die Eurocode 3 Normenreihe. Speziell die Teile DIN EN 1993-1-6 Festigkeit und Stabilität von Schalen und DIN EN 1993-1-9 Ermüdung sind ausschlaggebend für eine normgerechte Festigkeitskontrolle. Als Spannungsberechnungsmethode wird die Schalenmembrantheorie für den Tragsicherheitsnachweis in zylindrischen und konischen Stahlrohrtürmen verwendet (vgl. DIBt 2012 [2]). Demnach wird auch der Turmadapter nach dieser Methode bewertet. „Die Schubspannungen infolge der Querkraft können vernachlässigt werden“ (DIN EN 1993-1-6:2007, 2010 [14]). Die DIN EN 1993-1-6:2007 [14] bietet verschiedene Möglichkeiten als Konzept für den Tragsicherheitsnachweis von Schalen, hier wurde das Konzept direkter Tragsicherheitsnachweis mit Hilfe von Bemessungsformeln gewählt und die Spannungen in unverteiften Kreiszyinderschalen berechnet.

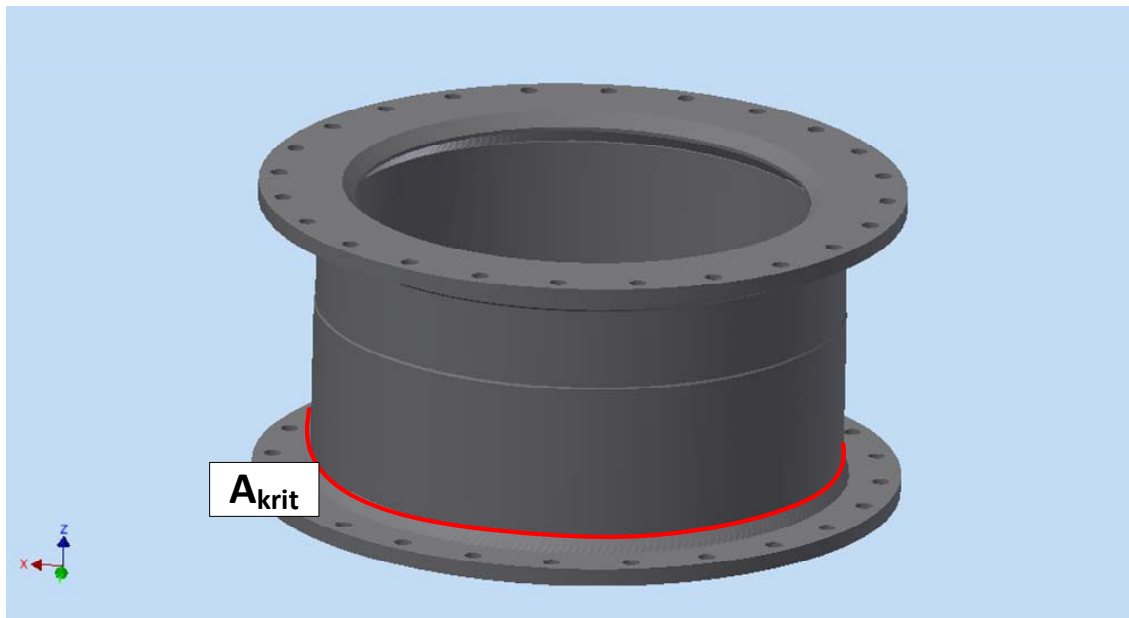


Abb. 17: Turmadapter

$$\sigma_{Z_TA} := \frac{F_{Z_TA}}{2 \cdot \pi \cdot R_{c_TA} \cdot t_{TA}} \cdot \gamma_{f_M} \quad (4-36)$$

$$\sigma_{B_TA} := \frac{M_{b_ges_TA}}{\pi \cdot R_{c_TA}^2 \cdot t_{TA}} \cdot \gamma_{f_T} \quad (4-37)$$

Die Kombination der Einzelspannungen, ohne Schubspannungen, folgt durch einfache Addition der Normalspannungen. Die so gefundene Vergleichsspannung stellt den schlimmsten Fall, die Überlagerung der Druck- und Biegespannung am weitest entfernten Punkt von der neutralen Faser dar. Nach DIN EN 1993-1-6:2007 [14] folgt, dass für jedes Schalensegment des Tragwerks das einen Basis-Lastfall aufweist, die größte unter den Bemessungswerten der Einwirkungen ermittelte von Mises-Membranspannung σ_{v_TA} nicht größer als die Grenz-Vergleichsspannung sein sollte.

$$f_{yd_TA} := \frac{f_{y_TA}}{\gamma_{m_T}} \quad (4-38)$$

$$f_{eq_Rd_TA} := f_{yd_TA} \quad (4-39)$$

$$\sigma_{v_TA} \leq f_{eq_Rd_TA} = 1 \quad (4-40)$$

Auf diese einfache Weise wurde die Tragfestigkeit des Turmadapters bei erhöhter Nebenmasse nachgewiesen.

Die Bewertung der Dauerfestigkeit des Turmadapters erfolgt ebenfalls nach einer Norm der Eurocode 3 Reihe, nach DIN EN 1993-1-9:2005 Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten Teil 1-9 Ermüdung [13]. Die Querschubspannung kann auch bei der Dauerfestigkeitsbetrachtung vernachlässigt werden. Eurocode 3 unterteilt verschiedene Schweißbauteile nach Kerbfallgruppen, der Turmadapter kann als Ringflanschanschluss mit Kehlnähten angesehen werden und entspricht Kerbfallgruppe 40. Nach EN 1993-1-9:2005 Bild 7.1 [13] und Gleichung (4-41) folgt die Dauerfestigkeitsschwingbreite aus dem Bezugswert für die Ermüdungsfestigkeit bei $2 \cdot 10^6$ Spannungsschwingspielen.

$$\Delta\sigma_{D_TA} := 0.737 \cdot \Delta\sigma_c \quad (4-41)$$

Unter Berücksichtigung eines Teilsicherheitsfaktors für die Ermüdungsfestigkeit nach dem Zuverlässigkeitskonzept der Anlage kann die Spannungsschwingbreite im Turmadapter berechnet werden.

$$\Delta\sigma_{E_TA} := \gamma_{MF} \cdot \left(\frac{\Delta M_{b_ges_TA}}{W_{YX_TA}} - \frac{F_{Z_TA}}{A_{TA}} \right) \quad (4-42)$$

$$\Delta\sigma_{E_TA} \leq \Delta\sigma_{D_TA} = 1 \quad (4-43)$$

Damit konnte die Dauerfestigkeit des Turmadapters bei erhöhter Nabenmasse nachgewiesen werden.

4.3 Maßnahmen zur Massereduzierung der Nabenbauteile

Die Nabe besteht im Wesentlichen aus folgenden Hauptbauteilen, vgl. Abb. 18.

1. Bremsscheibe (blau)
2. Nabenhauptkörper (grün)
3. Blattanschluss (grau)
4. Pitchverstellmechanismus (rot)

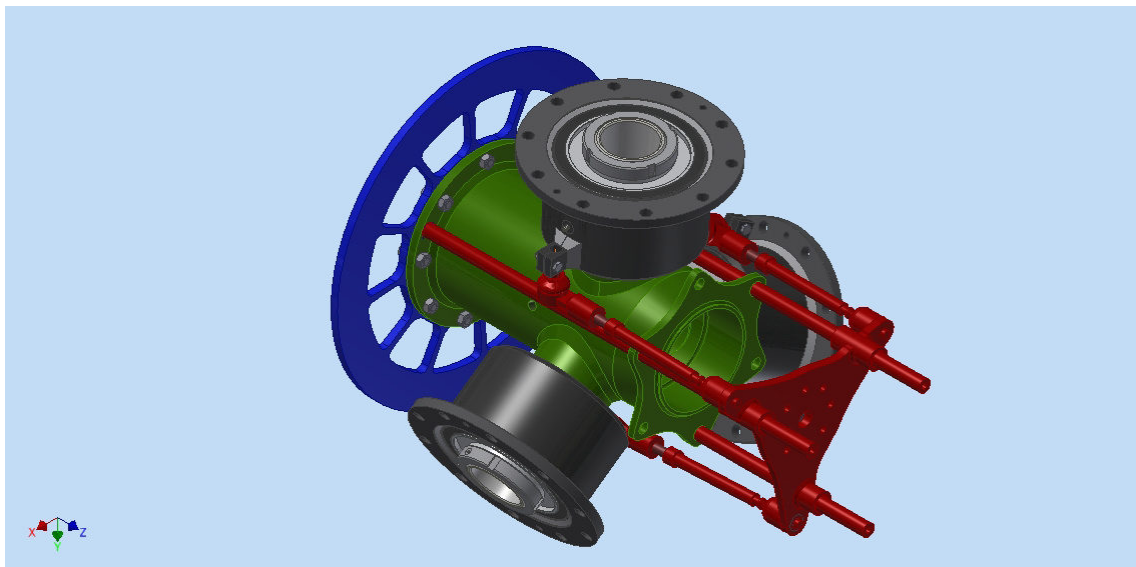


Abb. 18: Nabe komplett

4.3.1 Bremsscheibe

Die Rotorbremsanlage (hydraulisch gelüftet, federbetätigt) muss dem Sicherheitssystem zugerechnet werden, sie dient dazu die Anlage im Falle eines sicherheitskritischen Fehlerfall zum Stillstand zu bringen. Unterstützt wird die Sicherheitsbremsung zusätzlich durch den Einsatz von Bremswiderständen. Seltene besondere Betriebszustände (Stromausfall oder Wartung bzw. Reparaturen) können zum Einsatz der Rotorbremsanlage als Haltebremse führen. Die Einsatzzeiten der Bremsanlage sind dementsprechend gering und können je nach Turbulenzintensität des Standortes mit 10 – 20 Vollbremsungen/a angegeben werden. Laut Hersteller (Ringspann GmbH) kann die Bremszange ein maximales Bremsmoment von 2028 Nm erzeugen. Dieser Wert gilt in

Kombination mit einer Bremsscheibe, mit Durchmesser 520 mm. Hergestellt wird die Bremsscheibe im Brennschnitt- oder Wasserstrahlverfahren aus unlegiertem Baustahl S355. Aufgrund der übersichtlichen Belastungen und des einfachen Fertigungsverfahrens ist es einfach möglich durch Ausschnitte die Masse zu reduzieren. Zusätzlich wurde eine Schraubenberechnung nach VDI 2230 (2003) [20] bzw. Thomala et. al. (2007) [18] durchgeführt und eine mögliche Reduzierung der Schraubenanzahl überprüft.

$$F_{KQ_{\text{erf}}_{\text{BS}}} := \frac{M_{\text{Break_max}}}{\frac{d_{\text{lk_BS}}}{2} \cdot q_{\text{F_BS}} \cdot \mu_{\text{Tr_BS}} \cdot i_{\text{BS}}} \quad (4-44)$$

$$F_{KR_{\text{min}}_{\text{BS}}} := F_{M_{\text{min}}_{\text{BS}}} - F_{Z_{\text{BS}}} \quad (4-45)$$

Nach Thomala et. al. (2007) [18] lautet die Bedingung für eine Vermeidung des Rutschens in der Schraubenverbindung und zur Aufrechterhaltung des Reibschlusses wie folgt.

$$F_{KR_{\text{min}}_{\text{BS}}} > F_{KQ_{\text{erf}}_{\text{BS}}} = 1 \quad (4-46)$$

Es konnte nachgewiesen werden, dass die Bremsscheibe mit 9 Stück M12 8.8 Schrauben ebenfalls ausreichend dimensioniert ist.

Die durch die Ausschnitte entstandenen Stege oder Speichen werden durch das Bremsmoment ausschließlich auf Biegung beansprucht. Jeder einzelne Steg kann als kurzer Träger angesehen werden und nach Feldhusen & Grote (2011) [4] als Standard Belastungsfall 10, Fest eingespannter Biegeträger mit senkrechter Führung am freien Ende (Abb. 19), behandelt werden. Aus dem Bremsmoment kann die Umfangskraft am äusseren Ende eines Steges berechnet werden. Mit Hilfe des definierten Belastungsfalls lässt sich das maximale Biegemoment am inneren fest eingespannten Ende eines Steges berechnen. Die Biegespannung folgt aus Gleichung (4-48)

$$M_{S_{\text{BS}}} := \frac{1}{2} \cdot F_{S_{\text{BS}}} \cdot l_{S_{\text{BS}}} \quad (4-47)$$

$$\sigma_{S_BS} := \frac{M_{S_BS}}{W_{S_BS}} \quad (4-48)$$

Die Biegespannung in den Stegen $\sigma_{S_BS} = 72,2 \text{ N/mm}^2$ wird mit der Materialzugfestigkeit für S355 Baustahl $R_m = 490 \text{ N/mm}^2$ verglichen.

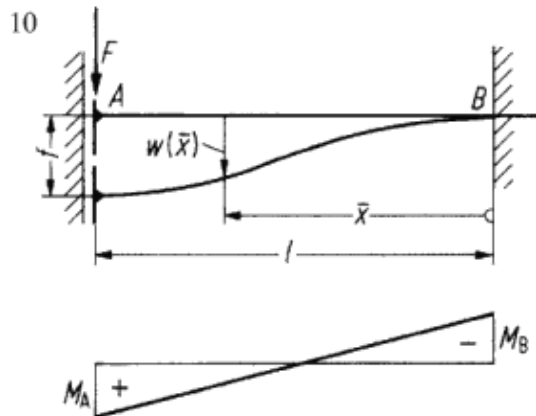


Abb. 19: Biegebelastungsfall 10 nach Feldhusen & Grote (2011) [4]

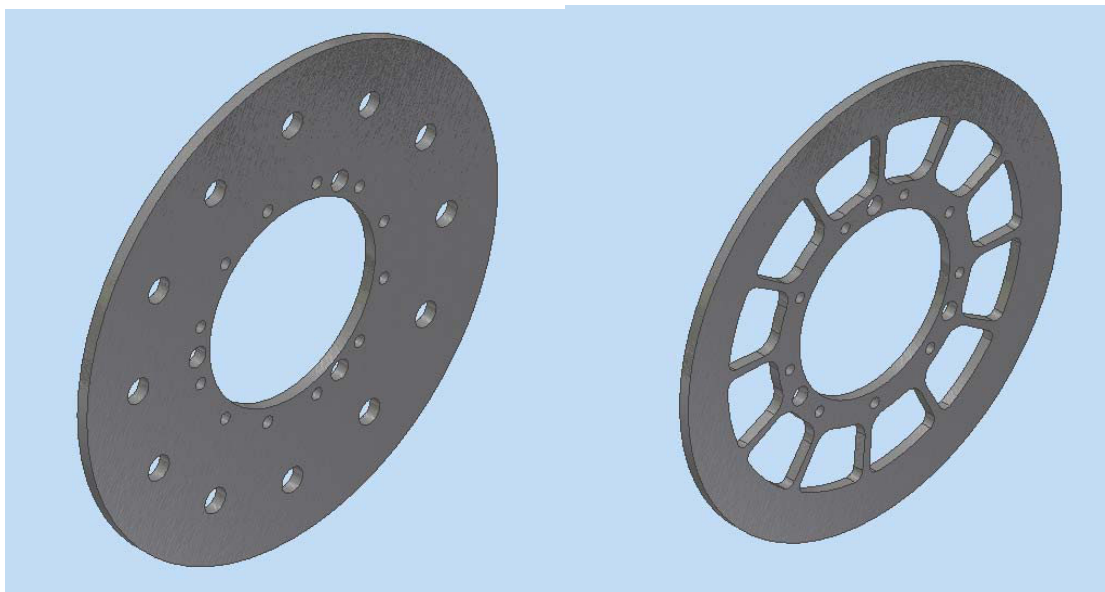


Abb. 20: Bremsscheibe Originalzustand (links) und optimierter Zustand (rechts)

Die Wärmeentwicklung in der Bremsscheibe wurde nach der Methode von Küttner et al. (1992) [9] berechnet. Die Bremsarbeit wurde für das maximale Bremsmoment bei maximaler Rotordrehzahl bestimmt.

$$W_{\text{Break_max}} := M_{\text{Break_max}} \cdot \frac{\omega_{\text{max_Break}}}{2} \cdot t_{\text{Break}} \quad (4-49)$$

$$Q_{\text{Break}} := W_{\text{Break_max}} \cdot z_{\text{Break}} \quad (4-50)$$

Die Wärmemenge in der Scheibe ist von der Zeit der Einwirkung abhängig, nachdem die Rotorbremsanlage nur im sicherheitskritischen Fall zum Einsatz kommt, kann von einer Bremsung pro Stunde ausgegangen werden. Der Vergleichswert der maximal zulässigen Wärmemenge einer Stahlbremsscheibe ist von der Temperaturdifferenz zwischen maximaler Scheibentemperatur und Umgebungstemperatur abhängig.

$$Q_{\text{zul_BS}} := m_{\text{RF_BS}} \cdot c_{\text{p_BS}} \cdot (\theta_{\text{zul_BS}} - \theta_{\text{u}}) \quad (4-51)$$

$$W_{\text{Break_max}} \leq Q_{\text{zul_BS}} \quad (4-52)$$

Mit 477,8 kJ liegt die vorhandene Bremsarbeit weit unter dem Grenzwert von 808,5 kJ für die zulässige Wärmemenge.

4.3.2 Nabenhauptkörper

Der Nabenhauptkörper bildet das Bindeglied zwischen Generator und Rotorblättern. Die Verbindung zur Rotorwelle wird über ein selbstzentrierendes Spannelement geschaffen. Die nicht veränderliche Rotorwelle stellt indirekt ein Nennmaß für die den Nabenhauptkörper dar, weil damit die Wahl des Spannelementes stark eingeschränkt wird. Verwendet wird ein Spannelement der Hausmann + Haensgen GmbH & Co KG Baureihe Hakon 145 mit den Vorteilen von hohen Drehmomentübertragungswerten, Unempfindlichkeit gegen Biegemomente in der Welle und geringe Flächenpressung in der Nabe. Die Flächenpressung von $p_N = 146 \text{ N/mm}^2$ ist die entscheidende Größe für die Wandstärke des Nabenhauptkörpers. Andere Welle-Nabe-Verbindungen (z.B. Kegelerbindungen) wurden während der Entwicklung angedacht, jedoch aufgrund von zusätzlichem Fertigungsaufwand an der Rotorwelle für nicht praktikabel ersehen. Die Spannungen in der Rotorwelle (Hohlwelle) und im Nabenhauptkörper am Nabeninnendurchmesser können nach der Methode von Hausmann & Haensgen (2008) [8] nach Gleichung (4-53) berechnet werden.

$$\sigma_{vNi} := \sqrt{\sigma_{tNi}^2 + \sigma_{rNi}^2 - \sigma_{tNi} \cdot \sigma_{rNi} + 3 \cdot \tau_{tNi}^2} \quad (4-53)$$

Zur Bewertung der Festigkeit wird die gebildete Vergleichsspannung $\sigma_{vNi} = 343,4 \text{ N/mm}^2$ aus Gleichung (3 49) mit der Werkstoffstreckgrenze für S355 nach DIN EN 10025 $R_{p0.2_N} = 345 \text{ N/mm}^2$ verglichen. Unter Ausnutzung der Festigkeitsgrenze kann der Nabenaussendurchmesser auf einen Minimalwert von $D_{vorh_N} = 196 \text{ mm}$ reduziert werden. Eine weitere Reduktion des Aussendurchmessers wäre durch den Einsatz von Vergütungsstahl möglich, wobei hiermit ein erhöhter Fertigungsaufwand in Kauf genommen werden müsste. Der Nabenformfaktor $C_{SE} = 0,6$, der nach Gleichung (4-54) Einfluss auf die Tangentialspannung am Nabeninnendurchmesser nimmt, ist nach Hakon 2008 nur in Verbindung mit einer zusätzlichen Passung zwischen Welle und Nabe und bei Einhaltung der Bedingung Nabenlänge $\geq 2 \cdot$ Spannflächenlänge anwendbar.

$$\sigma_{tNi} := C_{SE} \cdot \frac{p_N \cdot (a_N^2 + 1)}{a_N^2 - 1} \quad (4-54)$$

Nach Muhs et. al. (2007) [11] und Ringspann (2013) [15] kann bei diesem Nabenformfaktor auf eine zusätzliche Passung bzw. Nabenform verzichtet werden. So kann der Anschlussflansch für die Bremsscheibe gegenüber dem Originalzustand masseoptimiert werden (vgl. Abb. 21 und Abb. 22).

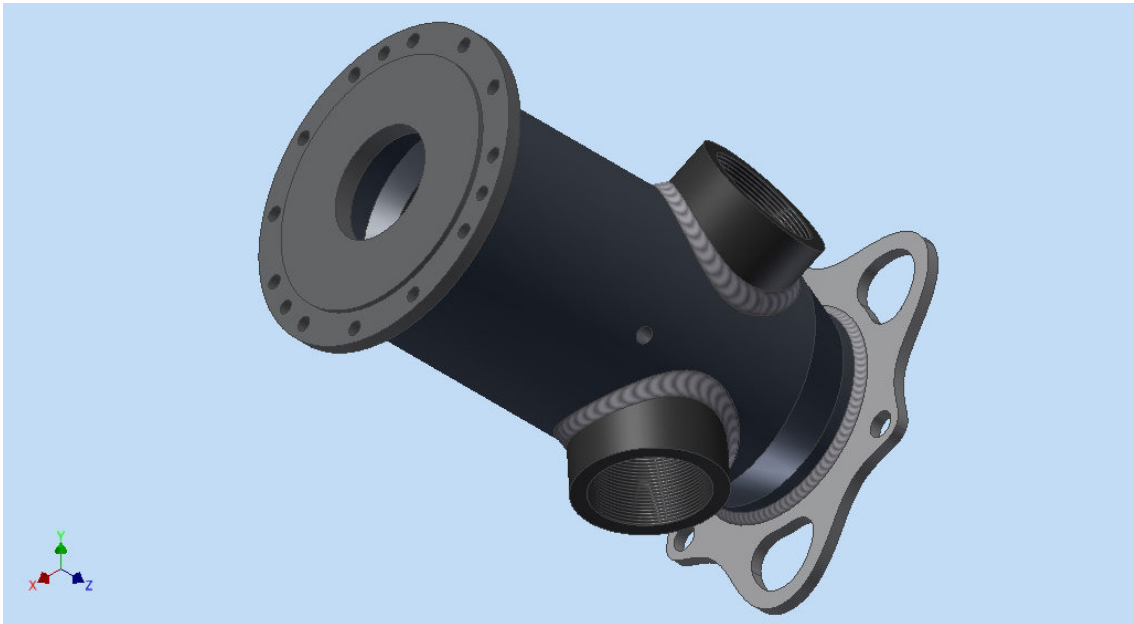


Abb. 21: Nabenhauptkörper Originalzustand

Wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben wurde die Verschraubung der Bremsscheibe reduziert und dementsprechend muss auch der Anschlussflansch angepasst werden. Die hintere Kante des Nabenhauptkörpers wurde mit einer Fase versehen um zusätzlich überschüssiges Material am schwach belasteten Querschnitt zu entnehmen.

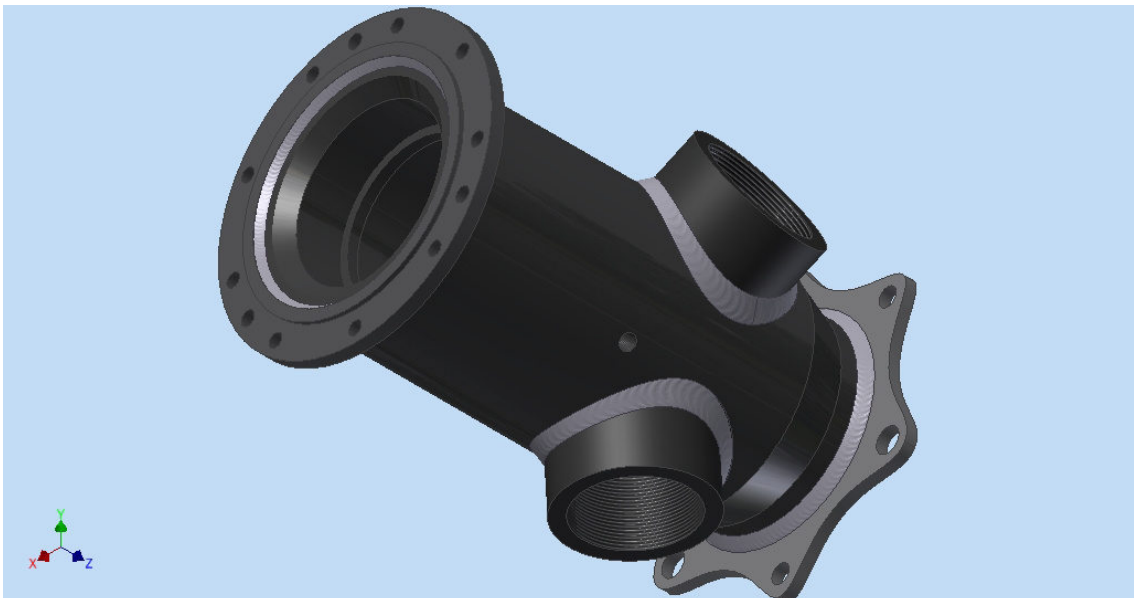


Abb. 22: Nabenhauptkörper optimierter Zustand

Die kombinierten Spannungen in der Rotorwelle können nach Gleichung (4-55) berechnet werden und liegen mit $\sigma_{vWi} = 271,1 \text{ N/mm}^2$ weit unter dem Vergleichswert Werkstoffstreckgrenze nach DIN EN 10083-1 für 41Cr4

$R_{p0.2_W} = 560 \text{ N/mm}^2$.

$$\sigma_{vWi} := \sqrt{\sigma_{tWi}^2 + 3 \cdot \tau_{tWi}^2} \quad (4-55)$$

Der vordere wenig belastete Bereich des Nabenhauptkörpers dient ausschließlich der Befestigung und Führung des Pitchverstellmechanismus und die Belastung entsteht hauptsächlich durch Massenkräfte der Führungsstangen, der Axialgelenke und des Sternes. Die Veränderung gegenüber dem Originalzustand belaufen sich auf ausdrehen des Nabeninnendurchmessers von 142 mm auf 150 mm auf einer Länge von 68 mm. Der sternförmige Bauteil an der Nabenvorderseite dient zur Führung der Pitchgestänge und als Anschlagpunkt für die Montage. Die Anschlagöffnungen wurden verkleinert so dass zur Montage hochfeste Schäkel verwendet werden müssen, die nach der Montage wieder entfernt werden können.



Abb. 23: Nabenhauptkörper Original Vorderansicht

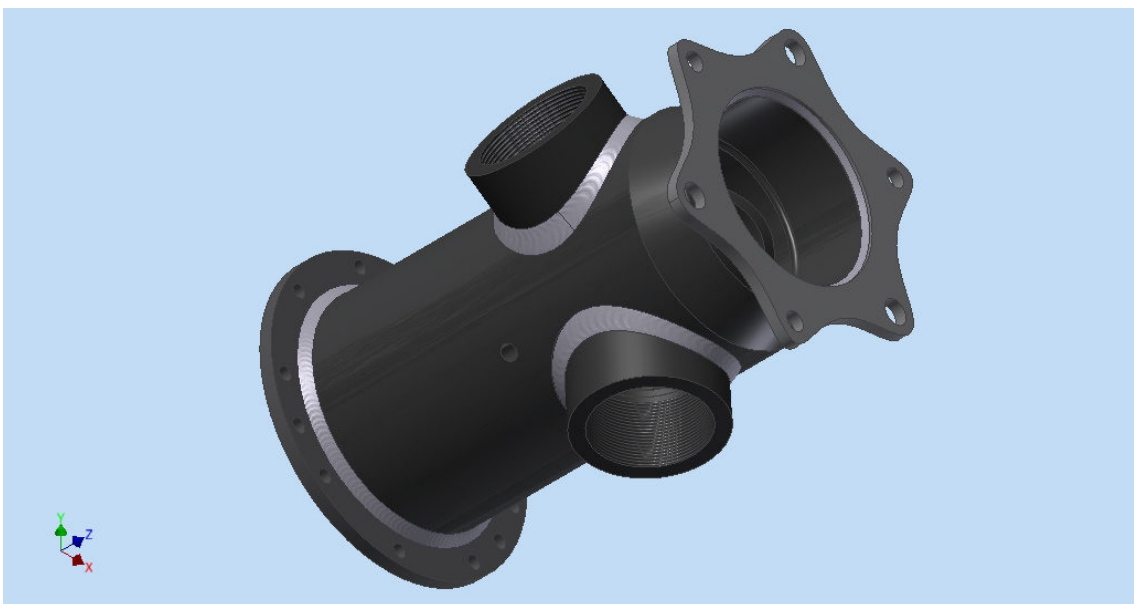


Abb. 24: Nabenhauptkörper optimierter Zustand Vorderansicht

4.3.3 Blattanschluss

Die Rotorblätter werden mit einer Flanschverbindung an der Nabe befestigt, der rotorblattseitige Flansch wird vom Hersteller in den Glasfaserverbundwerkstoff einlaminieren. Der Kraftfluss verläuft über die Flanschverbindung, die äußere Anschlusshülse, die Blattlagerung in die Blattanschlussachse und über Verschraubung in den Nabenhauptkörper. Die Blattlagerung mit den Schrägkugellagern in O-Anordnung wurde in Zusammenarbeit mit der Schäffler

Austria GmbH entwickelt und stellt damit unveränderliche Abmessungen dar. Nach der Norm sind der Betriebslastfall A und die Bruchlastfälle C, E und G ausschlaggebend für die Spannungsberechnungen in den jeweiligen Querschnitten. In der äußeren Anschlussflansch stellt der Bereich des vorderen größeren Schrägkugellagers (FAG 7319-B-JP) den kritischen Querschnitt dar. Auf diesem Querschnitt lastet das maximale Biegemoment und die gesamte drehzahlbedingte Zugkraft. Die Analyse der Betriebslasten nach Kapitel 4.1 ergibt für den ursprünglichen Zustand eine Sicherheit von $S_{\Delta\sigma_x\text{flansch}} = 5,6$. Für die Bruchlastfälle ergeben sich Sicherheiten von $S_{\sigma_z\text{flansch}} = 30,8$ für maximale Zugbelastung, $S_{\sigma_x\text{flansch}} = 18,7$ für die Belastung durch das maximale Schwenkbiegemoment und $S_{\sigma_y\text{flansch}} = 6,3$ für die Belastung durch das maximale Schlagbiegemoment. Offensichtlich besteht großes Einsparpotential an der Blattanschlussflansch durch Reduktion des Aussendurchmessers im kritischen Querschnitt. Eine Reduktion von $d_{a\text{kritflansch}} = 235$ mm auf 220 mm, ergibt eine Ermüdungssicherheit von $S_{\Delta\sigma_x\text{flansch}} = 3,1$ und Bruchsicherheiten von $S_{\sigma_z\text{flansch}} = 17,0$, $S_{\sigma_x\text{flansch}} = 10,2$ und $S_{\sigma_y\text{flansch}} = 3,4$. Rein rechnerisch könnte die Wandstärke noch weiter reduziert werden, jedoch entsteht durch den Pitchverstellmechanismus am Angriffspunkt der Axialgelenke eine zusätzliche Torsionsbeanspruchung in der Blattanschlussflansch die nur unter vielen Annahmen berechenbar und nur schwer einem Lastfall zuordenbar ist.

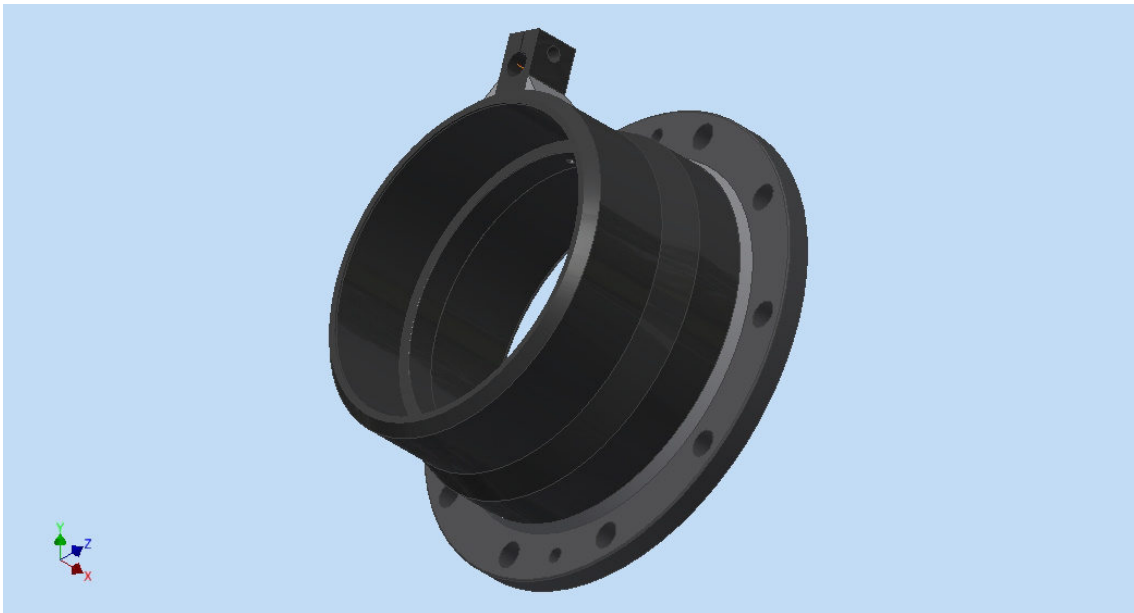


Abb. 25: Blattanschluss Original

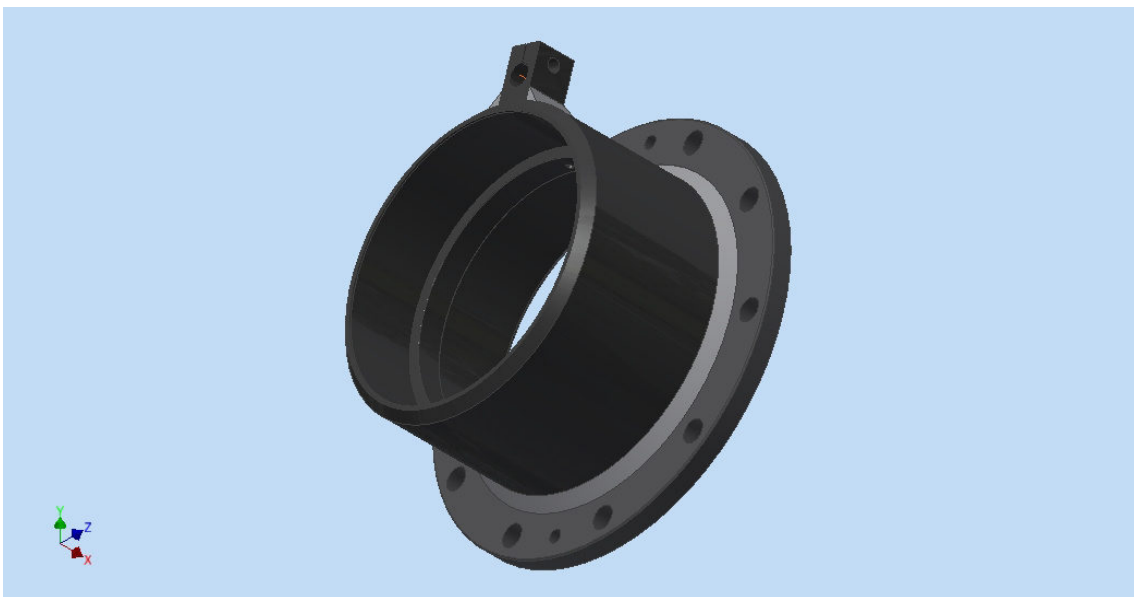


Abb. 26: Blattanschluss optimierter Zustand

Für zukünftige Projekte wäre es möglich dieses eher gering belastete Bauteil aus Leichtmetall (z.B. aus Aluminium EN AW 6060) zu fertigen. In diesem Fall müsste Augenmerk auf die zulässige Flächenpressung unter der Schraubenverbindung gelegt und Schrauben mit größerer Kopfauffläche bzw. Unterlegscheiben verwendet werden. Dabei würde es möglicherweise Sinn machen den Blattanschlussflansch auch blattseitig aus Aluminium zu fertigen und den Lochkreisdurchmesser etwas zu vergrößern um ausreichend

Platz für Schrauben mit größerer Kopfauf­fläche bzw. Unterlegscheiben zu schaffen.

Die Blattaufnahmeachsen werden nabenseitig in den Nabenhauptkörper geschraubt und radial gesichert, blattseitig wird das Lagerpaar mit Hilfe einer Wellenmutter mit Klemmstück vorgespannt und gesichert. Es gilt dasselbe wie bei der Blattanschlusshülse, dass die Lagerung die Abmessungen vorgibt und in diesem Fall die Aussendurchmesser der Blattaufnahmeachse nicht verändert werden können. Der kritische Querschnitt befindet sich im Gewindefreistich vor den eingeschraubten Gewindegängen. Die Festigkeitsüberprüfung des kritischen Querschnittes nach der normierten Methode (vgl. 4.1.1) ergibt eine Ermüdungssicherheit von $S_{\Delta\sigma_{eq_BA}} = 1,2$ bei Vergleich mit der Vergleichsspannung gebildet aus der Zugspannung und der kombinierten Biegespannung. Dementsprechend ist die Blattaufnahmeachse im Bereich der Einschraubung an der Festigkeitsgrenze und es besteht keine Möglichkeit die Wandstärke zu verringern. Geringes Einsparpotential gibt es im Bereich der Wellenmutter, hier wird die Blattaufnahmeachse ausschließlich auf Zug beansprucht und durch konisches ausdrehen des Innendurchmessers kann minimal Material eingespart werden.

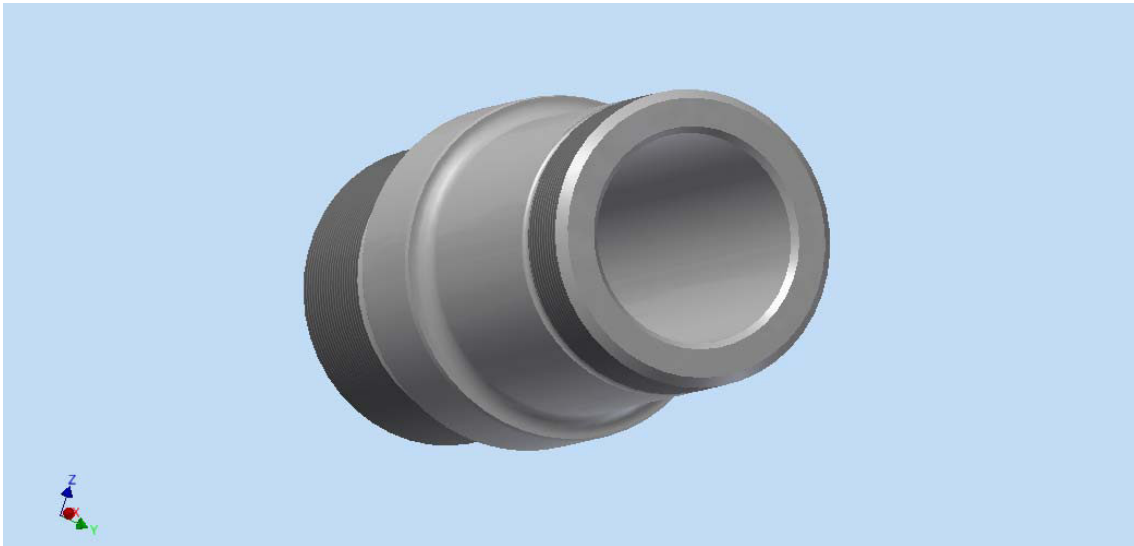


Abb. 27: Blattaufnahmeachse Original

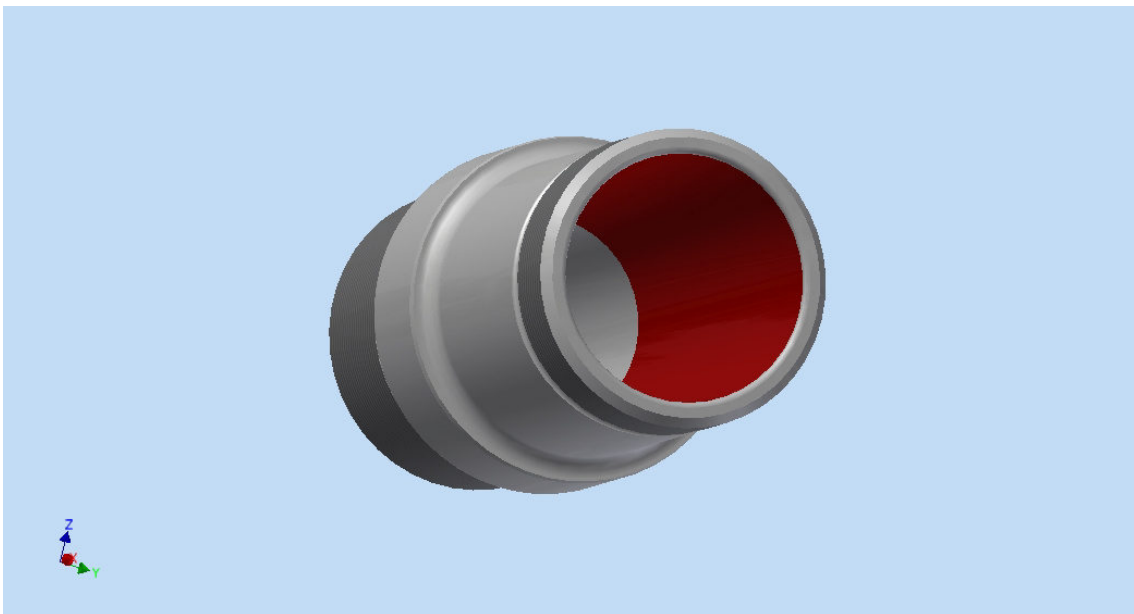


Abb. 28: Blattaufnahmeachse optimierter Zustand

Zur Positionierung der Lager und Fixierung der Radialwellendichtringe werden im Blattanschlussbauteil Distanzringe (Abb. 29) verwendet. Sie werden ausschließlich auf Druck in axialer Richtung beansprucht und nach Überprüfung der auftretenden Flächenpressung unter Berücksichtigung von Last- und Materialsicherheitsbeiwerten können diese Teile statt im Original aus S355 im optimierten Zustand aus Aluminium gefertigt werden.

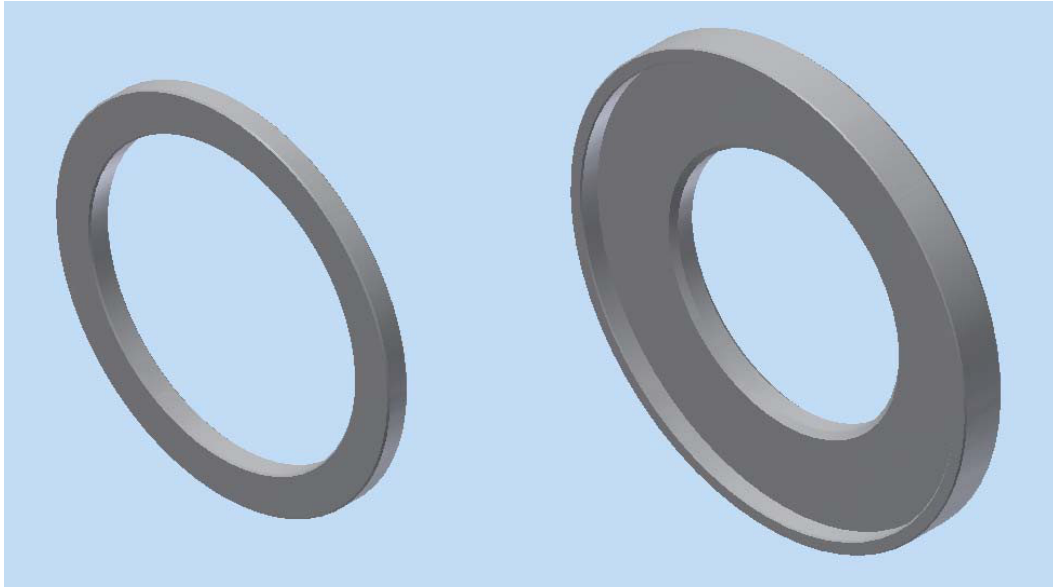


Abb. 29: Äusserer und innerer Distanzring

4.3.4 *Pitchverstellmechanismus*

Der Pitchverstellmechanismus besteht aus den Bauteilen, Stern, Führungsgestänge und Axialgelenke. Angetrieben von einem Hydraulikzylinder der eine in Gleitbuchsen geführte Stange in der Hohlwelle in axialer Richtung bewegt, läuft der Stern entlang der Führungsstangen. Über die Axialgelenke werden die Blattaufnahmeadapter bewegt und so die Rotorblätter in die aerodynamisch optimale Position gebracht. Im Gegensatz zur Pitchverstellung von Vorgängeranlagen wurden mit der Geometrie dieser Konstruktion gute Erfahrungen gemacht und somit sollten diese Abmessungen nicht geändert werden. Die Axialgelenke sind Zukaufteile und können nicht weiter optimiert werden. Der Stern wäre möglicherweise durch den Einsatz von Leichtmetall zu optimieren, jedoch wird aufgrund der bisher gemachten Erfahrung mit dem bestehenden System und aufgrund der bereits erreichten Zielvorgabe darauf verzichtet. Die Führungsstangen sind der einzige Bauteil des Pitchverstellmechanismus, der einfach und kostengünstig optimiert werden kann. Da die drei Führungsstangen nur durch die Eigenmasse von Stern und Axialgelenkaufnahme belastet werden, kann an dieser Stelle ein Rohr mit 10 mm Innendurchmesser anstatt der Stangen verwendet werden.

4.3.5 Übersicht Maßnahmen

Die Gewichtsangaben entstammen der 3D CAD Software Autodesk Inventor 2012 und entsprechen der Differenz zwischen dem Originalzustand und dem optimierten Zustand. Nach Berücksichtigung aller Einsparungen erreicht die Nabe eine Gesamtmasse von **164,46 kg**.

Tabelle 8: Maßnahmen und Materialeinsparungen in der Nabe

Baugruppe	Bauteil	Maßnahme	Einsparung [kg]
Bremsscheibe	Bremsscheibe	Aussparungen	5,44
Nabenhauptkörper	Anschlussflansch Bremsscheibe	Verzicht auf Passung	2,64
		Weniger Bohrungen	
	Nabenkörper	Anfasung Bremsscheibenseitig	3,01
		Ausdrehung Pitch- seitig	
		Aussendurchmesser verringert	
	Innendurchmesser an Nabenformfaktor angepasst	3,01	
	Führung Pitchgestänge	Formänderung	0,75
Blattanschluss	Blattanschlusshülsen	Aussendurchmesser verringert	7,11
	Blattaufnahmeachsen	Innendurchmesser aufgedreht	2,19
	Äußere Distanzringe	Werkstoffänderung	0,45
	Innere Distanzringe	Werkstoffänderung	5,30
Pitchverstell- mechanismus	Führungsgestänge	Stahlrohr verwenden	1,23
Summe:			28,12 kg

5. Schlussfolgerungen

5.1 Schlussfolgerungen der Lastberechnungsverfahren

In der gängigen Literatur werden KWKA nur am Rande der Großanlagen in sehr allgemeiner Form behandelt. Auch die Norm ist ein Ableger der Großwindnorm EN 61400-1 und viele Punkte der Zertifizierung wurden übernommen. Für Großanlagen werden Simulationssoftwareprogramme zur Lastermittlung verwendet, welche die Gesamtanlage von Fundament bis Rotorblatt simulieren. Diese Softwarepakete (z.B. GL Bladed by Gerrad Hassan) werden von den Zertifizierungsunternehmen anerkannt und die berechneten Lasten zertifiziert. Für KWKA Hersteller ist die Investition in solche Softwarepakete zu Beginn der Entwicklung einer neuen Anlage mit sehr hohen Kosten verbunden und demnach nur schwer zu bewerkstelligen. Die einzige Möglichkeit ohne große Investitionen auszukommen ist die vereinfachte Berechnungsmethode die jedoch mit den unter Kap. 2 genannten Nachteilen einhergeht. Abweichungen und anlagenspezifische Änderungen zur normierten Vorgangsweise sind von der zertifizierenden Stelle nicht gewünscht und schränken damit die Möglichkeiten für Weiterentwicklungen ein. Die alternative Berechnungsmethode zeigt, dass die Lasten unter Berücksichtigung von anlagenspezifischen Eigenschaften wesentlich geringere Größen erreichen. Speziell die für eine KWKA entscheidenden Ermüdungslasten fallen, in erster Linie aufgrund der geringeren Drehzahlschwankungen teilweise um mehr als die Hälfte kleiner aus als bei der normierten Berechnung. Die Berechnungsmethoden für die Bruchlasten basieren auf grundlegenden physikalischen Vorgängen und unterscheiden sich vom Prinzip her nur durch die unterschiedliche Annahme der Randbedingungen voneinander.

5.2 Schlussfolgerungen der Lösungswege zur Zertifizierung der mechanischen Bauteile der STEP®V2gl

Wie die oben angeführten Ergebnisse zeigen, ist es möglich durch die Summe der gezeigten Maßnahmen die Masse unter den gewünschten Wert von 165 kg zu bringen. Bis auf die Distanzscheiben in den Rotorblattadaptern sind keine Leichtmetallbauteile vorgesehen. Die vorgesehenen Änderungsmaßnahmen können während der Fertigung, ohne den Einsatz von zusätzlichen Maschinen, im Rahmen der ursprünglich geplanten Fertigung erfolgen. Dennoch wird zusätzliche Fertigungszeit für die Optimierung benötigt werden und damit auch zusätzliche Kosten entstehen. Durch die Massenproduktion der Photovoltaikzellen geriet der Kleinwindsektor in den vergangenen zwei Jahren unter Druck. Die spezifischen Kosten in €/kW einer PV-Anlage im Vergleich zu einer KWKA unterscheiden sich etwa um den Faktor 2, daher spielen Änderungen an der KWKA welche die Kosten anheben eine entscheidende Rolle für den Verkaufserfolg. Für eine Neuzertifizierung mit 192,58 kg Nabenmasse fallen einmalige Kosten durch das neue Gutachten und die erneute numerische Rahmenfestigkeitsberechnung an. Eine Entscheidung könnte von der Marktentwicklung abhängig gemacht werden. Bei steigender Nachfrage wäre die Variante der Neuzertifizierung zu bevorzugen, weil sich die Kosten nach einer gewissen Anzahl an verkauften Anlagen amortisiert hätte. Bei aktueller Marktsituation mit geschätzten 5-10 verkauften Anlagen pro Jahr wäre die Variante der optimierten Nabe zu bevorzugen und die entstehenden Mehrkosten dem Kunden weiterzugeben.

6. Literaturverzeichnis

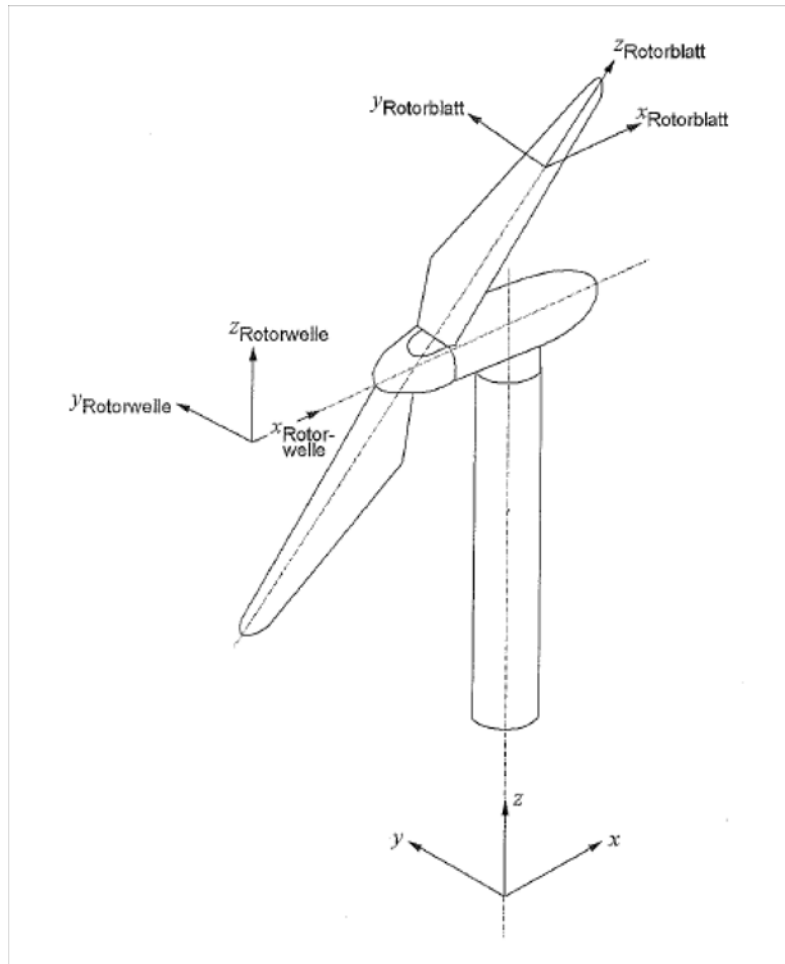
- [1] **Burton, Jenkins, Sharpe, & Bossanyi. (2011).** *Wind Energy Handbook Second Edition.* John Wiley & Sons Ltd. S. 223f
- [2] **DIBt. (2012).** *Richtlinie für Windenergieanlagen Einwirkungen und Standsicherheitsnachweise für Turm und Gründung.* Berlin: Deutsches Institut für Bautechnik. S. 27-32
- [3] **DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE. (2007).** *DIN EN 61400-2:2006 Windenergieanlagen - Sicherheit kleiner Windenergieanlagen (IEC 61400-2:2006), Deutsche Fassung EN 61400-2:2006.*
- [4] **Feldhusen, J., & Grote, K.-H. (2011).** *Dubbel* (Bd. 23. Auflage). Heidelberg: Springer, S. C1ff., Tabelle 4b.
- [5] **Gasch, R., & Twele, J. (2011).** *Windkraftanlagen, Entwurf, Planung und Betrieb.* Wiesbaden: Vieweg+Teubner. S. 180ff
- [6] **Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH. (2010).** Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen. Hamburg. S. 4-41
- [7] **Hau, E. (2008).** *Windkraftanlagen.* Heidelberg: Springer. S. 156; S. 201ff; S. 515
- [8] **Hausmann & Haensgen GmbH & Co KG. (2008).** *www.hakon-spannsaetze.de.* Abgerufen am Dezember 2013 von <http://www.hausmann-haensgen.de/downloads/berechnungspannsatz.pdf> S. 1-4
- [9] **Küttner, K.-H., Lemke, E., Pokorny, J., & Schreiner, G. (1992).** *Köhler/Rögnitz Maschinenelemente Teil 2.* (P. D.-I. Pokorny, Hrsg.) Stuttgart: B. G. Teubner Stuttgart. S. 207ff
- [10] **Manwell, McGowan, & Rogers. (2009).** *Wind Energy Explained (Theory, Design and Application).* John Wiley & Sons Ltd. S. 184ff
- [11] **Muhs, D., Wittel, H., Jannasch, D., & Voißiek, J. (2007).** *Roloff/Matek Maschinenelemente.* Braunschweig, Reutlingen, Augsburg: Vieweg. S.395ff
- [12] **Niemann, G., Winter, H., & Höhn, B. R. (2005).** *Maschinenelemente Band 1 Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern und Wellen.* München: Springer. S. 63-165

-
- [13] **Normenausschuss Bauwesen im DIN. (2005).** Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-9: Ermüdung; Deutsche Fassung EN 1993-1-9:2005 + AC2009 D. Brüssel: Europäisches Komitee für Normung. S. 17-30
- [14] **Normenausschuss Bauwesen im DIN. (2010).** *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-6: Festigkeit und Stabilität von Schalen; Deutsche Fassung EN 1993-1-6:2007 + AC:2009.* Brüssel: CEN Europäisches Komitee für Normung. S. 35-37
- [15] **Ringspann Antriebstechnik GmbH. (2013/2014).** *Ringspann Antriebstechnik.* Abgerufen am 01 2014 von <http://www.ringspann.de/?command=WTRBV01SKyYrbGQrJSsTUItSaRMsZCsiKxMiEyxxKycrE2RIY1ZSXhMsZCsilSsTWmVgYF1QV1pdVhMsZCsqKxNXWI1WUFxaX1UTLGQrJSsTXVpfXBMsZCsoKxNXWI1WUFpVEyxkKyQrEycjKhMsZCsilSsTY1ZiZIZkZVBaVRMsZCsJCsTliQqlycoKSQIKSYkiSMqJIRUJVZWKCgTLG40T01IWA==> S. 55
- [16] **Schaeffler KG. (2002).** *Technisches Taschenbuch.* (S. KG, Hrsg.) Herzogenaurach: Schaeffler KG. S. 143ff
- [17] **Seifert, B. (2009).** Konstruktion eines FVK - Rotorblattes für eine Windenergieanlage mit 40kW Nennleistung. Bremerhaven. S.23f
- [18] **Thomala, W., Wiegand, H., & Kloos, K.-H. (2007).** *Schraubenverbindungen Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung.* Darmstadt: Springer. S. 103 - 117
- [19] **Turnberg, & Cromack. (1979).** *Wind Turbine Tower Wake Interface.* University of Massachusetts. Amherst: UMass Wind Energy Center. S. 2
- [20] **Verein Deutscher Ingenieure. (2003).** *VDI 2230, Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubverbindungen.* VDI.
- [21] **Wood, D. (2011).** *Small Wind Turbines Analysis, Design and Application.* Springer. S. 41ff

7. Anhang

A1. Alternative Lastberechnungsmethode einer Kleinwindkraftanlage am Beispiel der STEPV2gl

A1.1 Konstanten und Berechnungsgrundlagen



Koordinatensystem nach EN61400-2:2006

Erdbeschleunigung:	$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Generatormennleistung:	$P_{\text{nenn}} := 15\text{kW}$
Nennwind- geschwindigkeit:	$v_{\text{nenn}} := 10.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Referenzwindgeschwindigkeit nach Windklasse IV:	$v_{\text{ref}} := 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
50 - Jahresextrem- windgeschw. in Nabenhöhe	$v_{e50_hub} := 42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Anlagenwirkungsgrad:	$\eta := 0.675$
Rotordurchmesser:	$D_r := 9.05\text{m}$
Rotorradius:	$R_r := \frac{D_r}{2} = 4.525 \text{ m}$
Rotorblattmasse:	$m_B := 40\text{kg}$
Rotorblattschwerpunktsabstand:	$R_{\text{cog}} := 1.485\text{m}$
Rotorblattlänge:	$l_B := 4.3\text{m}$
Abstand Blattflansch zu Rotorblattschwerpunkt:	$l_{\text{BCOG}} := 1.045\text{m}$
Mittlere Profilsenhnenlänge:	$c_{\text{ave}} := 0.342\text{m}$

Maximaler Winkel zw. Rotorblatt-
hochachse und Turmhochachse: $\varphi_{\max} := 8^\circ$

Neigungswinkel der Rotor-
achse: $\beta := 4^\circ$

Konuswinkel: $\gamma := 86^\circ$

Nabenhöhe: $H_N := 24.8\text{m}$

Nabenradius: $R_N := 0.2\text{m}$

Laufvariable für Blattelemente
(BE): $i := 0..9$

Dichte von Luft:
(bei Atmosphärischem Druck
1013,25hPa und 15°C) $\rho_{\text{Luft}} := 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Auslegungswindgeschwindigkeit
Rotorblatt: $v_{\text{RB_design}} := 7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Auslegungs-drehzahl
Rotorblatt: $n_{\text{RB_design}} := 108 \frac{1}{\text{min}}$

Auslegungswinkel-
geschwindigkeit Rotorblatt: $\omega_{\text{RB_design}} := 2\pi \cdot n_{\text{RB_design}} = 11.31 \frac{1}{\text{s}}$

Nenn-drehzahl: $n_{\text{nenn}} := 120 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Diese Auslegungswindgeschwindigkeit und Auslegungs-drehzahl beziehen sich nicht auf den Rotor, sondern auf das Rotorblattdesign. Das Rotorblatt wurde für diese Windgeschwindigkeit ausgelegt, weil angenommen werden muss, dass die Anlage die meiste Zeit in diesem Bereich betrieben wird.

Entspricht der Nenn-drehzahl des Generators bei der die Nennleistung produziert werden kann.

Nennwinkelgeschwindigkeit: $\omega_{\text{nenn}} := 2\pi \cdot n_{\text{nenn}} = 12.566 \frac{1}{\text{s}}$

Maximaldrehzahl: $n_{\text{max}} := 150 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Die Maximaldrehzahl ist jene Drehzahl, welche das Sicherheitssystem der Anlage maximal zulässt. Maximalbelastungen werden auf diese Drehzahl bezogen.

Maximalwinkelgeschwindigkeit: $\omega_{\text{max}} := 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{max}} = 15.708 \frac{1}{\text{s}}$

Relative Rotorblattlänge,
Stützstellen in Z-Richtung

$$z_{\text{rel}} := \begin{pmatrix} 0.05 \\ 0.15 \\ 0.25 \\ 0.35 \\ 0.45 \\ 0.55 \\ 0.65 \\ 0.75 \\ 0.85 \\ 0.95 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Position der Stützstellen aus Dokument Polare Geometrie STEP9m.xls entnommen. Daten stammen aus der Simulation der fk Wind mit GH Bladed. Stützstelle 0 entspricht der Position des Blattanschlusses.

$$z_{\text{rel}}^T = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|} \hline & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \\ \hline 0 & 0.05 & 0.15 & 0.25 & 0.35 & 0.45 & 0.55 & 0.65 & 0.75 & 0.85 & 0.95 & 1 \\ \hline \end{array}$$

Absolute Rotorblattlänge in
Z-Richtung:

$$z_{\text{abs}} := z_{\text{rel}} \cdot R_r$$

$$z_{\text{abs}}^T = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|} \hline & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & \text{m} \\ \hline 0 & 0.226 & 0.679 & 1.131 & 1.584 & 2.036 & 2.489 & 2.941 & 3.394 & 3.846 & 4.299 & 4.525 \\ \hline \end{array}$$

Länge des BE:

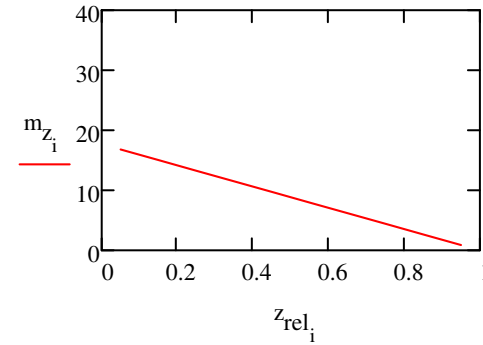
$$l_{BE_i} := z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}$$

$$l_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	0	0.453	0.453	0.452	0.453	0.453	0.452	0.453	0.453	0.452	0.226	m

Angenäherte Massenverteilung im Rotorblatt:

$$m_{z_i} := -\left(\frac{2m_B}{R_r}\right) \cdot z_{rel_i} + \left(\frac{2m_B}{R_r}\right)$$



Masse der BE:

$$m_{B_BE_i} := m_{z_i} \cdot (z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i})$$

$$m_{B_BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
	0	7.6	6.8	6	5.2	4.4	3.6	2.8	2	1.2	0.2	kg

$$\sum_i m_{B_BE_i} = 39.8 \text{ kg}$$

Profiltiefe der BE:

$$t_p :=$$

250
400
479
439
399
356
310
272
228
187
105

mm

A1.2 Lastfall A: Normalbetrieb

Das Schlagbiegemoment, bzw. die schwelende Form des Schlagbiegemomentes im Normalbetrieb ist stark von den Windgegebenheiten am Aufstellungsort abhängig. Ein guter Standort mit sehr konstanten Wind- und Anströmverhältnissen würde zu wesentlich geringeren Änderungen des Schlagbiegemomentes führen als ein schlechter Standort. Die Norm EN 61400-2:2006 nimmt eine Schwankungsbreite von 0,5 bis 1,5*Rotornennmoment als Bemessungsgrundlage an.

Die Momente am Rotorblattflansch ergeben sich aus den Komponenten von Auftriebs- und Widerstandskraft am jeweiligen BE. Es werden die Nennumgebungsbedingungen als Berechnungsgrundlagen verwendet.

Auslegungsumfangsgeschwindigkeit an den BE: $u_{BE_i} := \omega_{nenn} \cdot z_{abs_i}$

u_{BE}^T		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\frac{m}{s}$
	0	2.843	8.529	14.216	19.902	25.588	31.275	36.961	42.647	48.333	54.02	s

Schnellaufzahl an den BE: $\lambda_{BE_i} := \frac{u_{BE_i}}{v_{nenn}}$

λ_{BE}^T		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	0	0.271	0.812	1.354	1.895	2.437	2.979	3.52	4.062	4.603	5.145	

Nach der Theorie von Betz arbeitet eine ideale Turbine mit 2/3 der freien Windgeschwindigkeit (weit vor dem Rotor) in der Rotorebene. Diese Annahme soll hier verwendet werden um den Lastfindungsvorgang möglichst einfach zu gestalten. Nachdem diese Überlegung die Auftriebs- und Widerstandskräfte erhöht, folgen daraus auch höhere Momente am Rotorblattflansch und damit führt dieses Verfahren zu keiner Sicherheitsgefährdung sonder eher zu einer Überdimensionierung gegenüber den tatsächlichen Belastungen.

Winkel der resultierenden Geschwindigkeit c am Rotorblatt (in der Rotorblattebene): $\alpha_{res_i} := \operatorname{atan}\left(\frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_{BE_i}}\right)$

α_{res}^T		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	°
	0	67.895	39.375	26.216	19.378	15.3	12.616	10.724	9.321	8.241	7.383	

Der Anstellwinkel am jeweiligen BE ergibt sich unter Berücksichtigung von Blattverwindungswinkel und Blatteinstellungswinkel.

Verwindungswinkel in Bezug auf die relative Blattposition $z_{\text{rel}} = 0,7$

$$\alpha_{\text{Bau}} := \begin{pmatrix} 22.56 \\ 22.56 \\ 11.41 \\ 6.01 \\ 3.96 \\ 2.38 \\ 0.83 \\ -0.77 \\ -2.42 \\ -4.02 \\ -4.79 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ$$

Blatteinstellungswinkel: $\alpha_{\text{ein}} := 4^\circ$

Anstellwinkel: $\alpha_{A_i} := \alpha_{\text{res}_i} - \alpha_{\text{Bau}_i} - \alpha_{\text{ein}}$

$$\alpha_A^T = \begin{array}{c|cccccccccc} & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 \\ \hline 0 & 41.3 & 12.8 & 10.8 & 9.4 & 7.3 & 6.2 & 5.9 & 6.1 & 6.7 & 7.4 \end{array} \text{ } ^\circ$$

Die notwendigen Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte für die oben berechneten Anstellwinkel werden dem Dokument Polare_Geometriedaten_STEP9m von der fk Wind entnommen. Die Werte der Anstellwinkel werden dabei aufgerundet.

Widerstandsbeiwerte der BE bei Nennbedingungen:

$$c_W := \begin{pmatrix} 0.101 \\ 0.028 \\ 0.019 \\ 0.013 \\ 0.009 \\ 0.008 \\ 0.008 \\ 0.008 \\ 0.009 \\ 0.012 \end{pmatrix}$$

Auftriebsbeiwerte der BE bei Nennbedingungen:

$$c_A := \begin{pmatrix} 1.294 \\ 1.238 \\ 1.174 \\ 1.256 \\ 1.185 \\ 1.106 \\ 1.106 \\ 1.053 \\ 1.145 \\ 0.999 \end{pmatrix}$$

resultierende Windgeschwindigkeit der BE:

$$c_{BE_i} := \sqrt{(u_{BE_i})^2 + \left(\frac{2}{3} v_{nenn}\right)^2}$$

$$c_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\frac{m}{s}$
0	7.555	11.034	15.846	21.097	26.528	32.048	37.618	43.218	48.838	54.471	

Widerstandskräfte an den BE:

$$W_{BE_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot (c_{BE_i})^2 \cdot t_{P_i} \cdot (z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}) \cdot c_{W_i} \quad \text{Nach Gasch \& Twele 2011, S:186}$$

$$W_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	N
0	0.399	0.378	0.633	0.704	0.7	0.811	0.973	1.126	1.356	0.923		

Auftriebskräfte an den BE:

$$A_{BE_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot (c_{BE_i})^2 \cdot t_{P_i} \cdot (z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}) \cdot c_{A_i}$$

$$A_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	N
0	5.118	16.71	39.134	68.018	92.223	112.083	134.471	148.268	...	

Schubkräfte an den BE:

$$S_{BE_i} := W_{BE_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) + A_{BE_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$S_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
0	2.296	13.157	35.388	64.399	89.14	109.554	132.304	146.493	...	N

Gesamtschubkraft am Rotorblatt:

$$S_{B_ges} := \sum_i S_{BE_i} = 840.011 \text{ N}$$

Schlagbiegemoment am Rotorblattflansch:

$$M_{y_SB} := \sum_i [S_{BE_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N)] = 2.31 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Das Schwenkbiegemoment bleibt bei Annahme von freier Anströmung und unter Vernachlässigung von Höhenwindprofilen, zu jedem Zeitpunkt der Umdrehung konstant. Das selbe gilt für das Schlagbiegemoment.

Umfangskräfte:

$$U_{BE_i} := A_{BE_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) - W_{BE_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$U_{BE}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	4.592	10.309	16.72	21.904	23.659	23.69	24.067	22.903	23.393	8.956	N

Gesamte Umfangskraft am Rotorblatt:

$$U_{B_ges} := \sum_i U_{BE_i} = 180.193 \text{ N}$$

Schwenkbiegemoment am Rotorblattflansch:

$$M_{x_UB} := \sum_i [U_{BE_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N)] = 409.727 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Für die Ermüdungsbetrachtung ist es notwendig eine Momentenschwingbreite und in weiterer Folge eine Spannungsschwingbreite zu berechnen. Nachdem Turbulenz und Bögigkeit stark Standortabhängig sind, muss ein Ansatz aus der Wahrscheinlichkeitsrechnung genügen um Bemessungslasten zu finden. Das normale Turbulenzmodell gibt eine Standardabweichung der Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe an. Quelle: EN 61400-2:2006 6.3.2.3

Dimensionsloser Kennwert der Turbulenzintensität bei 15m/s:

$$I_{15} := 0.18$$

Dimensionsloser Anstiegsparameter:

$$a := 2$$

Standardabweichung NTM:

$$\sigma_1 := I_{15} \cdot \frac{\left(15 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} + a \cdot v_{\text{nenn}}\right)}{a + 1}$$

Bei Annahme von idealen Bedingungen und damit gleichbleibender Schnelllaufzahl an der Blattspitze wie bei Nennwindbedingungen, kann die jeweilige Drehzahl zur maximalen und minimalen Windgeschwindigkeit gefunden werden.

$$\omega_{\text{max}_A} := \frac{\lambda_{\text{BE}_9} \cdot (v_{\text{nenn}} + \sigma_1)}{z_{\text{abs}_9}}$$

Maximale Rotorumdrehung durch Standard Betriebsböe:

$$n_{\text{max}_A} := \frac{\omega_{\text{max}_A}}{2 \cdot \pi} = 144.686 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$\omega_{\text{min}_A} := \frac{\lambda_{\text{BE}_9} \cdot (v_{\text{nenn}} - \sigma_1)}{z_{\text{abs}_9}}$$

Minimale Rotorumdrehung durch Standard Betriebsböe:

$$n_{\text{min}_A} := \frac{\omega_{\text{min}_A}}{2 \cdot \pi} = 95.314 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Die maximale Betriebsdrehzahl der STEPV2gl ist vom Betriebsführungssystem mit maximal 135 U/min festgesetzt und damit würde sich ein Drehzahlbereich von 135 U/min bis 95 U/min für den Nennbetriebslastfall A ergeben.

Max. Auslegungsumfangsgeschwindigkeit an den BE:

$$u_{\text{BE}_i \text{ max}_i} := \omega_{\text{max}_A} \cdot z_{\text{abs}_i}$$

$$u_{\text{BE}_i \text{ max}_i}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
0	3.428	10.284	17.14	23.996	30.852	37.708	44.564	51.42	...	

Min. Auslegungsumfangsgeschwindigkeit an den BE:

$$u_{\text{BE}_i \text{ min}_i} := \omega_{\text{min}_A} \cdot z_{\text{abs}_i}$$

$$u_{\text{BE}_i \text{ min}_i}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
0	2.258	6.775	11.291	15.808	20.324	24.841	29.357	33.874	...	

Die Schnelllaufzahl und damit der Anstellwinkel bleiben aufgrund der Annahme in jedem BE konstant, unabhängig von $u_{\text{BE}_i \text{ max}_i}$ oder $u_{\text{BE}_i \text{ min}_i}$!

Anstellwinkel:

$$\alpha_A^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	..°
	0	41.3	12.8	10.8	9.4	7.3	6.2	5.9	6.1	6.7	7.4

Maximale resultierende Windgeschwindigkeit an den BE:

$$c_{BE_max_i} := \sqrt{\left(u_{BE_max_i}\right)^2 + \left[\frac{2}{3}(v_{nenn} + \sigma_1)\right]^2}$$

$$c_{BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	m/s
	0	9.11	13.304	19.105	25.437	31.986	38.641	45.356	52.108	...

Minimale resultierende Windgeschwindigkeit an den BE:

$$c_{BE_min_i} := \sqrt{\left(u_{BE_min_i}\right)^2 + \left[\frac{2}{3}(v_{nenn} - \sigma_1)\right]^2}$$

$$c_{BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	m/s
	0	6.001	8.764	12.586	16.757	21.071	25.456	29.879	34.327	...

Maximale Widerstandskräfte an den BE:

$$W_{BE_max_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \left(c_{BE_max_i}\right)^2 \cdot t_{P_i} \cdot \left(z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}\right) \cdot c_{W_i}$$

$$W_{BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	N
	0	0.581	0.549	0.921	1.023	1.018	1.179	1.414	1.638	1.972	1.341

Minimale Widerstandskräfte an den BE:

$$W_{BE_min_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \left(c_{BE_min_i}\right)^2 \cdot t_{P_i} \cdot \left(z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}\right) \cdot c_{W_i}$$

$$W_{BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	N
	0	0.252	0.238	0.4	0.444	0.442	0.511	0.614	0.711	0.856	0.582

Maximale Auftriebskräfte
an den BE:

$$A_{BE_max_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot (c_{BE_max_i})^2 \cdot t_{P_i} \cdot (z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}) \cdot c_{A_i}$$

$$A_{BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7
0	7.44	24.292	56.891	98.881	134.069	162.941	195.487	...

Minimale Auftriebskräfte
an den BE:

$$A_{BE_min_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot (c_{BE_min_i})^2 \cdot t_{P_i} \cdot (z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}) \cdot c_{A_i}$$

$$A_{BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7
0	3.229	10.542	24.689	42.912	58.183	70.712	84.837	...

Maximale Schubkräfte
an den BE:

$$S_{BE_max_i} := W_{BE_max_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) + A_{BE_max_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$S_{BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7
0	3.338	19.127	51.445	93.619	129.586	159.264	192.336	...

Minimale Schubkräfte
an den BE:

$$S_{BE_min_i} := W_{BE_min_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) + A_{BE_min_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$S_{BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7
0	1.449	8.3	22.326	40.628	56.237	69.117	83.469	...

Maximale Gesamtschubkraft
am Rotorblatt:

$$S_{B_max_ges} := \sum_i S_{BE_max_i} = 1.221 \cdot \text{kN}$$

Minimale Gesamtschubkraft
am Rotorblatt:

$$S_{B_min_ges} := \sum_i S_{BE_min_i} = 0.53 \cdot \text{kN}$$

Maximales Schlagbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$M_{y_max_SB} := \sum_i \left[S_{BE_max_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] = 3.358 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Minimales Schlagbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$M_{y_min_SB} := \sum_i \left[S_{BE_min_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] = 1.457 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Schwingbreite Schlagbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$\Delta M_{y_SB} := M_{y_max_SB} - M_{y_min_SB} = 1.9 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Maximale Umfangskräfte
an den BE:

$$U_{BE_max_i} := A_{BE_max_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) - W_{BE_max_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$U_{BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	N
0	6.675	14.986	24.306	31.843	34.394	34.439	34.987	33.296	...	

Minimale Umfangskräfte
an den BE:

$$U_{BE_min_i} := A_{BE_min_i} \cdot \sin(\alpha_{res_i}) - W_{BE_min_i} \cdot \cos(\alpha_{res_i})$$

$$U_{BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	N
0	2.897	6.504	10.548	13.819	14.926	14.946	15.184	14.45	...	

Gesamte maximale Umfangskraft
am Rotorblatt:

$$U_{B_max_ges} := \sum_i U_{BE_max_i} = 261.955 \text{ N}$$

Gesamte minimale Umfangskraft
am Rotorblatt:

$$U_{B_min_ges} := \sum_i U_{BE_min_i} = 113.682 \text{ N}$$

maximales Schwenkbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$M_{x_max_U} := \sum_i \left[U_{BE_max_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] = 595.64 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

minimales Schwenkbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$M_{x_min_U} := \sum_i \left[U_{BE_min_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] = 258.493 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Schwingbreite Schwenk-
biegemoment am Rotorblattflansch:

$$\Delta M_{x_UB} := M_{x_max_U} - M_{x_min_U} = 337.147 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Nach EN 61400-2:2006 Lastfall A, ergibt sich die Betriebslast aus einer Drehzahlschwankung von $0,5 \cdot n_{nenn}$ bis $1,5 \cdot n_{nenn}$! Die Steuerung der STEPV2gl erlaubt eine maximale Drehzahl von 150 U/min ($1,25 \cdot n_{nenn}$) im Sicherheitssystem. Die Drehzahl wird im Sicherheitssystem redundant gemessen und entspricht dem Performance Level d und damit kann dieser Belastungsfall geändert werden. Allerdings setzt dieser Fall schon einen Fehler in der Anlage voraus, z.B. Fehler im Betriebsführungssystem oder Fehler im Pitchsystem. Im Betriebsführungssystem wurde eine tiefere maximale Drehzahl (135 U/min) festgelegt. Mit der Annahme konstanter Schnelllaufzahl wurde die untere Grenzdrehzahl für die Ermüdungsberechnung mit 95 U/min festgelegt.

Fliehkraft an den BE
bei 135 U/min:

$$F_{ZF_BE_max_i} := m_{B_BE_i} \cdot z_{abs_i} \cdot (\omega_{max_A})^2$$

$$F_{ZF_BE_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	N
0	394.74	$1.06 \cdot 10^3$	$1.558 \cdot 10^3$	$1.891 \cdot 10^3$	$2.057 \cdot 10^3$	$2.057 \cdot 10^3$...	

Gesamte maximale Fliehkraft:

$$F_{ZF_max} := \sum_i F_{ZF_BE_max_i} = 13.722 \cdot \text{kN}$$

Fliehkraft an den BE
bei 95 U/min:

$$F_{ZF_BE_min_i} := m_{B_BE_i} \cdot z_{abs_i} \cdot (\omega_{min_A})^2$$

$$F_{ZF_BE_min}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	N
	0	171.307	459.824	676.212	820.471	892.6	892.6	820.471	

Gesamte minimale Fliehkraft:

$$F_{ZF_min} := \sum_i F_{ZF_BE_min_i} = 5.955 \cdot \text{kN}$$

A1.2.1 Momente und Kräfte am Rotorblattflansch unabhängig von der Rotorblattstellung

Hebelarm für Fliehkraft:

$$s_{FZF} := \sin\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \cdot l_{BCOG} = 0.073 \text{ m} \quad \text{siehe Abb. 9}$$

Als Vereinfachung wird die Summe der Fliehkräfte im Blattschwerpunkt angenommen!

Maximales Schlagbiegemoment
resultierend aus der Fliehkraft:

$$M_{y_max_FZF} := F_{ZF_max} \cdot s_{FZF} = 1 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Minimales Schlagbiegemoment
resultierend aus der Fliehkraft:

$$M_{y_min_FZF} := F_{ZF_min} \cdot s_{FZF} = 0.434 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Durch den Konuswinkel bewirkt die Fliehkraft ein rückstellendes Moment im Rotorblattflansch, wodurch die Spannungsschwingbreite gegenüber Rotoren ohne Konuswinkel nicht verringert wird, aber die Ausschläge erfolgen um ein mittleres Moment auf tieferem Niveau.

Maximales Schlagbiegemoment:

$$M_{y_max} := M_{y_max_SB} - M_{y_max_FZF} = 2.357 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Minimales Schlagbiegemoment:

$$M_{y_min} := M_{y_min_SB} - M_{y_min_FZF} = 1.023 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Die Gewichtskraft erzeugt einen sinusförmigen Momentenverlauf des Schwenkbiegemomentes im Rotorblattflansch mit dem positiven Maximum bei Rotorblattposition 2 und dem negativen Maximum bei Rotorblattposition 4.

Gewichtskraft am Rotorblatt:

$$F_{GB} := m_B \cdot g = 392.266 \text{ N}$$

Maximales Schwenkbiegemoment unter Berücksichtigung der Gewichtskraft: $M_{x_max_FGB} := F_{GB} \cdot l_{BCOG} = 0.41 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Minimales Schwenkbiegemoment unter Berücksichtigung der Gewichtskraft: $M_{x_min_FGB} := -F_{GB} \cdot l_{BCOG} = -0.41 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Minimales Schlagbiegemoment unter Berücksichtigung der Gewichtskraft: $M_{y_min_FGB} := -F_{GB} \cdot (\sin(\varphi_{max}) \cdot l_{BCOG}) = -57.05 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Der Anteil der Gewichtskraft am Schlagbiegemoment erreicht ein Minimum bei Rotorblattposition 3, wird allerdings aufgrund des verhältnismässig sehr kleinen Anteiles am Gesamtschlagbiegemoment vernachlässigt.

Maximales Schwenkbiegemoment: $M_{x_max} := M_{x_max_U} + M_{x_max_FGB} = 1.006 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Minimales Schwenkbiegemoment: $M_{x_min} := M_{x_min_U} + M_{x_min_FGB} = -0.151 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Die Kräfte entlang der Rotorblatt Z-Achse ergeben sich hauptsächlich aus der Fliehkraft und der Gewichtskraft, dabei stellen die Rotorblattpositionen 1 und 3 die Maximal- bzw. Minimalwerte dar.

Maximale Kraft in Z-Richtung an Rotorblattposition 3: $F_{z_max} := F_{ZF_max} + F_{GB} = 14.115 \cdot \text{kN}$

Minimale Kraft in Z-Richtung an Rotorblattposition 1: $F_{z_min} := F_{ZF_min} - F_{GB} = 5.563 \cdot \text{kN}$

Die ungünstigste Position stellt Rotorblattposition 3 dar, denn hier kommt zu den Momenten aus Umfangs-, Schub-, Flieh- und Gewichtskraft noch der Turmschatteneffekt hinzu. Im ungünstigsten Fall kann die Momentenschwingbreite um diesen Faktor erweitert werden. Der ungünstigste Fall könnte der sein, bei dem nach Durchzug einer Böe die Drehzahl und Windgeschwindigkeit an den unteren Rand des Betriebsbereiches gelangen. Dabei würde der Turmschatteneffekt einen weiteren Momentenausschlag bewirken.

A1.2.2 Turmschatteneffekt

Nach Turnberg und Cromak 1979 folgt das der Einfluss des Turmschattens bis zu einer Halbierung der Anströmgeschwindigkeit gegenüber der freien Anströmung führen kann. Nach Hau 2008 wird dieser Effekt nicht so dramatisch beschrieben und eine Verringerung der Anströmgeschwindigkeit auf etwa 85% der freien Anströmung genannt. Es soll hier mit einem ungefähren Mittelwert der beiden Empfehlungen in der Literatur gerechnet werden $0,65 \cdot v_1$.

Durch die Verringerung der Anströmgeschwindigkeit, kommt es bei gleichbleibender Drehzahl zu einer Veränderung des Anstellwinkels und damit zu einer schlagartigen Abnahme der Luftkräfte an den BE.

Winkel der resultierenden
Geschwindigkeit c am Rotorblatt
(in der Rotorblattebene):

$$\alpha_{\text{res_TS}_i} := \text{atan} \left(0.65 \frac{2}{3} \frac{1}{\lambda_{\text{BE}_i}} \right)$$

$$\alpha_{\text{res_TS}}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	58	28.078	17.748	12.878	10.083	8.278	7.018	6.09	...

Anstellwinkel:

$$\alpha_{\text{A_TS}_i} := \alpha_{\text{res_TS}_i} - \alpha_{\text{Bau}_i} - \alpha_{\text{ein}}$$

$$\alpha_{\text{A_TS}}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	31.4	1.5	2.3	2.9	2.1	1.9	2.2	2.9	3.8	4.8

Widerstandsbeiwerte der BE
bei Nennbedingungen:

$$c_{\text{W_TS}} :=$$

0.101
0.008
0.009
0.008
0.007
0.007
0.007
0.007
0.006
0.007
0.007

Auftriebsbeiwerte der BE
bei Nennbedingungen:

$$c_{\text{A_TS}} :=$$

1.294
0.504
0.589
0.795
0.719
0.669
0.701
0.700
0.825
0.797

Minimale resultierende Windgeschwindigkeit der Blattelemente:

$$c_{BE_TS_i} := \sqrt{\left(u_{BE_min_i}\right)^2 + \left[0.65 \frac{2}{3} (v_{nenn} - \sigma_1)\right]^2}$$

$$c_{BE_TS}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	4.262	7.678	11.856	16.216	20.643	25.102	29.579	34.066	...

$$\frac{m}{s}$$

Minimale Widerstandskräfte an den BE:

$$W_{BE_TS_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \left(c_{BE_TS_i}\right)^2 \cdot t_{P_i} \cdot \left(z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}\right) \cdot c_{W_TS_i}$$

$$W_{BE_TS}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0.127	0.052	0.168	0.256	0.33	0.435	0.526	0.525	0.658	0.336

$$N$$

Minimale Auftriebskräfte an den BE:

$$A_{BE_TS_i} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \left(c_{BE_TS_i}\right)^2 \cdot t_{P_i} \cdot \left(z_{abs_{i+1}} - z_{abs_i}\right) \cdot c_{A_TS_i}$$

$$A_{BE_TS}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	1.628	3.294	10.991	25.435	33.883	41.594	52.696	61.241	...

$$N$$

Minimale Schubkräfte an den BE:

$$S_{BE_TS_i} := W_{BE_TS_i} \cdot \sin(\alpha_{res_TS_i}) + A_{BE_TS_i} \cdot \cos(\alpha_{res_TS_i})$$

$$S_{BE_TS}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0.971	2.931	10.519	24.852	33.417	41.224	52.365	60.951	...

$$N$$

Minimale Gesamtschubkraft am Rotorblatt:

$$S_{B_TS} := \sum_i S_{BE_TS_i} = 0.343 \cdot kN$$

Minimales Schlagbiegemoment am Rotorblattflansch:

$$M_{y_TS} := \sum_i \left[S_{BE_TS_i} \cdot \left(z_{abs_i} - R_N\right) \right] = 0.978 \cdot kN \cdot m$$

Minimale Umfangskräfte
an den BE:

$$U_{BE_TS_i} := A_{BE_TS_i} \cdot \sin(\alpha_{res_TS_i}) - W_{BE_TS_i} \cdot \cos(\alpha_{res_TS_i})$$

$$U_{BE_TS}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	N
	0	1.314	1.504	3.19	5.419	5.607	5.558	5.916	5.975	6.61	

Gesamte minimale Umfangskraft
am Rotorblatt:

$$U_{B_TS} := \sum_i U_{BE_TS_i} = 43.972 \text{ N}$$

minimales Schwenkbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$M_{x_TS} := \sum_i [U_{BE_TS_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N)] = 105.443 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

A1.2.3 Einfluss des Höhenwindprofiles

Das Höhenwindprofil, also die Zunahme der Windgeschwindigkeit mit der Höhe, spielt für eine Kleinwindkraftanlage eine wesentlich geringere Rolle als für eine MW Anlage mit über 100m Rotordurchmesser. Dennoch soll dieser Faktor in die Berechnung der Betriebslast einbezogen werden. Quelle Hau S:515ff

Rauhigkeitslänge:

$$z_0 := 0.05 \text{ m}$$

Der Rauhigkeitsfaktor wird für den Geländeoberflächentyp Landwirtschaftliches Gelände mit offenem Erscheinungsbild gewählt.

Anstellwinkel im BE 7:

$$\alpha_A := 4^\circ$$

Das BE 7 ist das Referenz BE und das Blatt wird an diesem Querschnitt ausgerichtet. Die Ausrichtung erfolgt um 4° zur Senkrechten gedreht, das entspricht im Auslegungsfall einem Anstellwinkel von 4° . Das BE empfiehlt sich als Referenzpunkt, weil hier die Blattverwindung 0° beträgt.

Blattverwindungswinkel am
BE 7:

$$\alpha_{Bau_7} = -0.77^\circ$$

Blatteinstellwinkel:

$$\alpha_{ein} = 4^\circ$$

Profiltiefe am BE 7:

$$t_{P_7} = 0.272 \text{ m}$$

Höhe der gesuchten Anströmgeschwindigkeit bei Rotorblattposition 1:

$$H_1 := H_N + z_{\text{abs}_7} = 28.194 \text{ m}$$

Höhe der gesuchten Anströmgeschwindigkeit bei Rotorblattposition 3:

$$H_3 := H_N - z_{\text{abs}_7} = 21.406 \text{ m}$$

Referenzhöhe:

$$H_{\text{ref}_H} := H_N$$

Windgeschwindigkeit in der Referenzhöhe:

$$v_{\text{ref}_H} := v_{\text{nenn}}$$

Windgeschwindigkeit in der Höhe H1:

$$v_{H1} := v_{\text{ref}_H} \frac{\ln\left(\frac{H_1}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{H_{\text{ref}_H}}{z_0}\right)} = 10.717 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Windgeschwindigkeit in der Höhe H3:

$$v_{H3} := v_{\text{ref}_H} \frac{\ln\left(\frac{H_3}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{H_{\text{ref}_H}}{z_0}\right)} = 10.251 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Zur Darstellung des Einflusses des Höhenwindprofils wird das 7. BE mit den neu berechneten Windgeschwindigkeiten angeströmt. Der an diesem BE entstehende Faktor wird als Referenz für die Minderung, bzw. Erhöhung der aerodynamischen Lasten herangezogen. Die Widerstands- und Auftriebskräfte am BE 7 werden in gleicher Weise wie unter Kap. beschrieben.

Umfangsgeschwindigkeit am BE7, bei Nennbedingungen:

$$u_{\text{BE}_7} = 42.647 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Schnellaufzahl am BE7 unter Einfluss des Höhenwindgradienten:

$$\lambda_{\text{HW}} := \frac{u_{\text{BE}_7}}{\begin{pmatrix} v_{H1} \\ v_{H3} \end{pmatrix}} = \begin{pmatrix} 3.979 \\ 4.16 \end{pmatrix}$$

Winkel der resultierenden
Geschwindigkeit c am Rotorblatt
unter Einfluss des Höhenwind-
gradienten:

$$\alpha_{\text{res_HW}} := \text{atan}\left(\frac{2}{3} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{HW}}}\right) = \begin{pmatrix} 9.51 \\ 9.104 \end{pmatrix} \cdot ^\circ$$

Anstellwinkel unter Einfluss des
Höhenwindgradienten:

$$\alpha_{\text{A_HW}} := \alpha_{\text{res_HW}} - \alpha_{\text{Bau}_7} - \alpha_{\text{ein}} = \begin{pmatrix} 6.28 \\ 5.874 \end{pmatrix} \cdot ^\circ$$

Anströmgeschwindigkeit
weit vor dem Rotor:

$$c_{\text{HW}} := \sqrt{\left(u_{\text{BE}_7}\right)^2 + \left[\frac{2}{3} \cdot \begin{pmatrix} v_{\text{H1}} \\ v_{\text{H3}} \end{pmatrix}\right]^2} = \begin{pmatrix} 43.241 \\ 43.191 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Widerstandskräfte unter Einfluss
des Höhenwindgradienten:

$$W_{\text{HW}} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot (c_{\text{HW}})^2 \cdot t_{\text{P}_7} \cdot (z_{\text{abs}_7} - z_{\text{abs}_6}) \cdot c_{\text{W}_7} = \begin{pmatrix} 1.128 \\ 1.125 \end{pmatrix} \text{N}$$

Auftriebskräfte unter Einfluss des
Höhenwindgradienten:

$$A_{\text{HW}} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot (c_{\text{HW}})^2 \cdot t_{\text{P}_7} \cdot (z_{\text{abs}_7} - z_{\text{abs}_6}) \cdot c_{\text{A}_7} = \begin{pmatrix} 148.43 \\ 148.086 \end{pmatrix} \text{N}$$

Wie angenommen, sind die Unterschiede so gering, dass der Einfluss des Höhenwindprofils vernachlässigt werden kann. Für eine exaktere Berechnung müssten alle BEE untersucht werden und genauere Werte für Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte vorhanden sein. Nachdem die gesamte Berechnung auf vereinfachten Methoden beruht, die einer gewissen Schwankungsbreite im Vergleich zu den realen Verhältnissen unterliegt, erscheint eine solche detailliertere Berechnung nicht sinnvoll.

A1.2.4 Zusammenfassung der Kraft- und Momentenschwingbreiten am Rotorblattflansch, Lastfall A

Kraftschwingbreite in Z-Richtung
am Rotorblattflansch:

$$\Delta F_{\text{Z_A}} := F_{\text{Z_max}} - F_{\text{Z_min}} = 8.552 \cdot \text{kN}$$

Schwingbreite Schlagbiegemoment
am Rotorblattflansch:

$$\Delta M_{\text{y_A}} := M_{\text{y_max}} - M_{\text{y_TS}} = 1.38 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Schwingbreite Schwenkbiege-
moment am Rotorblattflansch:

$$\Delta M_{\text{x_A}} := M_{\text{x_max}} - M_{\text{x_min}} = 1.157 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A1.2.5 Momente im Rotorblattflansch ohne Konuswinkel

Der Konuswinkel hat bei Leeläufem den Effekt der Selbstzentrierung in Windrichtung. Zusätzlich entsteht ein Biegemoment, das dem Schlagbiegemoment durch die Schubkraft entgegenwirkt. Durch den Einsatz der aktiven Windrichtungsnachführung und der Yawingbremse ist der Konuswinkel aus technischer Sicht nicht notwendig für einen reibungslosen Betrieb der KWEA. Wird auf den Konuswinkel verzichtet entfällt das Schlagbiegemoment $M_{y_{Fz_{max}}}$.

Die Gewichtskraft erzeugt einen sinusförmigen Momentenverlauf des Schlagbiegemomentes im Rotorblattflansch mit dem positiven Maximum bei Rotorblattposition 3 und dem negativen Maximum bei Rotorblattposition 1.

Schwingbreite des Schlagbiegemomentes aufgrund der Gewichtskraft:
$$\Delta M_{y_{Fg_{oK}}} := F_{GB} \cdot \sin(\beta) \cdot l_{BCOG} - (-F_{GB} \cdot \sin(\beta) \cdot l_{BCOG}) = 57.189 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Schwingbreite des Schlagbiegemomentes aufgrund der Fliehkraft bei Rotor mit Konuswinkel:
$$\Delta M_{y_{FZF}} := M_{y_{max_{FZF}}} - M_{y_{min_{FZF}}} = 566.195 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Der Vergleich der beiden Schlagbiegemomentenschwingbreiten mit und ohne Konuswinkel zeigt, dass ungefähr der Faktor 10 zwischen den Rückstellmomenten liegt. Damit erfolgt der Beweis der positiven Eigenschaften des Konuswinkels.

A1.3 Lastfall B: Gierbewegung

Eine Windkraftanlage muss in der Lage sein auf Veränderung der Windrichtung zu reagieren. Viele Kleinwindkraftanlagen bis ca. 10 m Rotordurchmesser verwenden dafür eine Windfahne welche die Anlage selbständig an die Windrichtung anpasst. Bei der STEPV2gl wird eine aktive Windrichtungsnachführung mit Hilfe eines Getriebemotors verwendet. Damit kann die Yawinggeschwindigkeit auf einen Wert von ca. 0,5 U/min festgesetzt werden. Durch den gyroskopischen Effekt entsteht an den Rotorblättern eine Kraft senkrecht zur Rotationsebene während der Windnachführung.

$$n_{yaw} := 0.5 \frac{1}{\text{min}} \quad \omega_{yaw} := 2 \cdot \pi \cdot n_{yaw} = 0.052 \frac{1}{\text{s}}$$

Das Massenträgheitsmoment in Schlagrichtung wird mit Hilfe der einfachen geometrischen Körper Kegel und Hohlzylinder angenähert.

Kegel:
$$I_{B1} := \left[\frac{3}{80} \cdot m_B \cdot \left[4 \cdot (0.4\text{m})^2 + (R_I - R_N)^2 \right] \right] + m_B \cdot (R_{cog})^2 = 117.227 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Hohlzylinder:
$$I_{B2} := \left[\frac{1}{12} \cdot m_B \cdot \left[3 \cdot (0.4\text{m})^2 + 3 \cdot (0.35\text{m})^2 + (R_T - R_N)^2 \right] \right] + m_B \cdot R_{\text{cog}}^2 = 153.386 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Mittelwert:
$$I_B := \frac{I_{B1} + I_{B2}}{2} = 135.307 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Der Konuswinkel und damit die geringe Schrägstellung gegenüber der Drehachse wurde vernachlässigt!

Wie auch in der EN 61400-2:2006 angegeben, entsteht die Belastung am Rotorblatt während des Yawing Vorganges aus dem Moment des Gyroskopischen Effektes und aus dem Moment der Fliehkraft. Der Gyroskopische Effekt erzeugt eine Kraft senkrecht zur Rotorebene (Rotorkonus bleibt hier unberücksichtigt), die bei einer Yawing Drehung im Uhrzeigersinn bei Rotorblattposition 0 in Windrichtung und bei Rotorblattposition 2 gegen die Windrichtung gerichtet ist. Als Kraftangriffspunkt wird der Rotorblattschwerpunkt angenommen. (vgl. Bossanyi et al. 2011)

Nach Wood 2011 soll hier nicht die Designdrehzahl, wie in der EN 61400-2:2006, sondern die Maximaldrehzahl verwendet werden. Die StepV2gl reagiert automatisch auf Windrichtungsänderungen, unabhängig von der aktuellen Drehzahl kann das Betriebsführungssystem eine Windrichtungsanpassung veranlassen. Der Rotor wird für den Yawingvorgang nicht gebremst.

Schlagbiegemoment an der Rotorachse aufgrund des Gyroskopischen Effektes.

$$M_{y_gyro} = \int_0^{R_T} 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_{yaw} \cdot z \cdot r \cdot m(r) \, dr = 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_{yaw} \cdot \cos(\psi) \cdot \int_0^{R_T} r^2 \cdot m(r) \, dr = 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_{yaw} \cdot I_B$$

$$M_{y_gyro} := 2 \cdot \omega_{\text{max}} \cdot \omega_{\text{yaw}} \cdot I_B = 222.571 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Abstand vom Blattwurzelzentrum zur Turmhochachse:

$$l_{rt} := 1.1\text{m}$$

Schlagbiegemoment an der Rotorachse aufgrund der Yawing Fliehkraft der Rotorblätter:

$$M_{y_Flieh} := m_B \cdot l_{rt} \cdot \omega_{\text{yaw}}^2 \cdot R_{\text{cog}} = 0.179 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Aufgrund der geringen Yawinggeschwindigkeit bleibt die Fliehkraft in X-Richtung an den Rotorblättern sehr gering. Der Konuswinkel kann auch hier vernachlässigt werden.

Gesamtes Biegemoment an der Rotorachse beim Yawing:

$$M_{y_B} := M_{y_gyro}$$

A1.4 Lastfall C: Gierfehler

Bei Lastfall C wird berücksichtigt, dass eine Anlage mit defekter Windnachführung eine Schräganströmung mit hohem Auftriebsbeiwert erfahren kann und dadurch erhöhte Biegemomente am Rotorblatt auftreten könnten. Die Norm EN 61400-2:2006 beschreibt das maximale Biegemoment bei einem Gierfehler von 30° und einem maximalen Auftriebsbeiwert von 2. Nach Manwell et al. 2009 kann der Gierfehler nach folgender Methode berechnet werden.

Je nach Rotorblattposition entsteht durch die Schräganströmung eine Zu- oder Abnahme der tangentialen Windgeschwindigkeitskomponente am Rotorblatt. Dieser Umstand ist abhängig von der Richtung der Schräganströmung. Bei einer Falschanströmung von links nach rechts (entlang der Windrichtung gesehen) entsteht eine höhere tangentielle Windgeschwindigkeit bei Rotorblattpositionen 270° < 0° > 90°.

Tangentiale Windkomponente der ungestörten Anströmung: $U := \omega_{\max} \cdot R_r$

Windgeschwindigkeit der Falschanströmung: $v_0 := 10.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Rotorblattstellungswinkel: $\psi := 0^\circ$ Rotorblattposition 1 entspricht $\psi = 0^\circ$

maximaler Auftriebsbeiwert: $c_{l\max} := 1.015$

In Wind Energy Explained wird die Rotorblattposition 3 als 0° Position angegeben, aufgrund der Vergleichbarkeit mit der EN 61400-2:2006 wurde diese Annahme verändert!

Windgeschwindigkeitsdifferenz durch Schräganströmung: $\Delta U_T = -v_0 \cdot \cos(\psi)$

Tangentiale Geschwindigkeitskomponente: $U_T = \omega_{\max} \cdot R_r - v_0 \cdot \cos(\psi)$

Schlagbiegemoment Gierfehler: $M_{y_yaw_error} := \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{ave} \cdot c_{l\max} \cdot \int_0^{R_r} r \cdot (\omega_{\max} \cdot r - v_0 \cdot \cos(\psi))^2 dr = 3.573 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Schlagbiegemoment Lastfall C: $M_{y_C} := M_{y_yaw_error}$

A1.5 Lastfall E: Größte Rotordrehzahl

Die Fliehkraftbelastung wurde bereits zu einem früheren Zeitpunkt berechnet. Die maximale Fliehkraftbelastung tritt bei maximaler Rotordrehzahl auf. Aufgrund des Rotorblattkonus kommt es dabei auch zu einem Biegemoment in der Blattwurzel. Das Moment kann abhängig von der Rotorblattstellung sowohl in Schwenk- als auch Schlagrichtung auftreten.

Maximale Fliehkraft bei maximaler Rotordrehzahl:

$$F_{z_E_max_i} := m_{B_BE_i} \cdot z_{abs_i} \cdot \omega_{max}^2$$

$$F_{z_E_max}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	0	0.424	1.139	1.675	2.032	2.211	2.211	2.032	1.675	1.139	0.212

·kN

Summe der Fliehkräfte:

$$F_{z_E} := \sum_i F_{z_E_max_i} = 14.749 \cdot \text{kN}$$

Schlagbiegemoment aufgrund der Fliehkraft im Blattanschluss:

$$M_{y_E} := F_{z_E} \cdot R_{cog} \cdot \sin(\beta) = 1.528 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A1.6 Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss

Nach Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH 2010 wird für Generatoren bei denen die subtransiente Reaktanz unbekannt ist, muss das 10,5-fache Nenndrehmoment angenommen werden. Das erscheint für eine KWEA nicht praktikabel zu sein, denn es würde zu überdurchschnittlich hoher Überdimensionierung führen. Die EN 61400-2:2006 nennt das 2-fache Nenndrehmoment als die bestimmende Größe im Kurzschlussfall eines Permanentmagnetgenerators. Dieser Beiwert erscheint realistisch und es wurden keine anderen Vorschläge in der Literatur gefunden.

Generatorenennmoment:

$$M_{nenn} := \frac{P_{nenn}}{2 \cdot \pi \cdot n_{nenn} \cdot \eta} = 1.768 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Kurzschlussfaktor:

$$G := 2$$

Schwenkbiegemoment im Kurzschlussfall:

$$M_{x_F} := \frac{G \cdot M_{nenn}}{3} + m_B \cdot g \cdot R_{cog} = 1.761 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A1.7 Lastfall G: Abschaltung

Bei der Abschaltung der Anlage kommt es kurzfristig zu einem erhöhten Biegemoment in den Blattanschlüssen in Schwenkrichtung. Dabei wird angenommen, dass die Abschaltung durch Einsatz der Rotorbremse passiert und die Rotorblätter in Betriebsstellung sind.

Maximales Bremsmoment der Rotorbremse:

$$M_{\text{Break}} := 2028 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Herstellerangabe bei Verwendung einer Bremsscheibe mit Aussendurchmesser 520 mm.

Maximale Leistung die am Bremswiderstand abgegeben werden kann:

$$P_{\text{BRmax}} := 10 \text{ kW}$$

Generatorwirkungsgrad:

$$\eta_{\text{Gen}} := 0.85$$

Generatorbremsmoment:

$$M_{\text{Break_Gen}} := \frac{P_{\text{BRmax}}}{\omega_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{Gen}}} = 748.964 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Gesamtes maximales Bremsmoment:

$$M_{\text{Break_ges}} := M_{\text{Break}} + M_{\text{Break_Gen}} = 2.777 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

Bei einem Notstopp kommt es zu einer Rotorbremsung durch die mechanische Scheibenbremse (federbetätigte-hydraulisch gelüftete Sicherheitsbremse) und durch das Generatorgegenmoment durch Leistungsabgabe über den Bremswiderstand. Das maximale Moment dieses Lastfalles kann auftreten, wenn sich das Rotorblatt in einer horizontalen Position (2 oder 4) befindet. In diesem Fall muss das maximal mögliche Biegemoment durch die Rotorblattmasse berücksichtigt werden.

maximales Schwenkbiegemoment:

$$M_{x_G} := \frac{M_{\text{Break_ges}}}{3} - M_{x_UB} + m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} = 1.098 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

A1.8 Lastfall H: Windlast in Parkstellung

Lastfall H stellt die Lasten an der parkenden Anlage dar. Bestimmende Windgeschwindigkeit bei diesem Lastfall ist die maximale Auslegungswindgeschwindigkeit, die 50-jährig auftretende Windgeschwindigkeit. Bei maximaler Windgeschwindigkeit befindet sich die Anlage im Ruhezustand und daher entstehen die Lasten durch Staudruck an den jeweiligen projizierenden Flächen. Die Berechnungsmethoden der EN 61400-2:2006 basieren ebenfalls auf der Staudruckmethode und daher gibt es keine unterschiedlichen Ergebnisse.

Projizierte Blattfläche,
Messung aus CAD Modell: $A_{\text{proj_B_CAD}} := 1.4 \text{ m}^2$

Widerstandsbeiwert: $c_d := 1.5$

Projizierte Blattfläche der
einzelnen BE: $A_{\text{proj_BE}_i} := \left(z_{\text{abs}_{i+1}} - z_{\text{abs}_i} \right) \cdot \frac{t_{P_{i+1}} + t_{P_i}}{2}$

Die EN 61400-2:2006 verwendet den Widerstandsbeiwert eines Rechteckes zur Berechnung der Blattwindlasten. Nachdem das Rotorblatt eher eine Dreiecksförmige projizierende Fläche aufweist wird die Oberfläche aus kleinen Rechtecken zwischen den jeweiligen Stützstellen aufgebaut. Als Kraftangriffspunkt der BEe wird deren Mittelpunkt gewählt.

$$A_{\text{proj_BE}}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	0.147	0.199	0.208	0.19	0.171	0.151	0.132	0.113	0.094	0.033	m^2

Summe der Blattelementflächen: $A_{\text{sum_proj_BE}} := \sum_{i=1}^9 A_{\text{proj_BE}_i} = 1.289 \text{ m}^2$

Kräfte an den BE: $F_{y_H_i} := c_d \cdot \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{\text{proj_BE}_i}$

$$F_{y_H}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
0	0.238	0.322	0.337	0.307	0.277	0.244	0.213	0.183	0.152	0.054		$\cdot \text{kN}$

Schlagbiegemoment am
Rotorblattflansch: $M_{y_H} := \sum_{i=1}^9 \left[F_{y_H_i} \cdot \left(z_{\text{abs}_i} - R_N \right) \right] = 3.905 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

A1.9 Lastfall I: Größte Angriffsfläche

Bei diesem Lastfall wird davon ausgegangen, dass die Anlage nicht mehr in der Lage ist (z.B. durch Stromausfall) die Windnachführung zu gewährleisten. Es kommt zu einer seitlichen Anströmung des Rotorblattes, wobei je nach Anströmwinkel ein Widerstandsbeiwert bis 2 angenommen werden muss.

Widerstandsbeiwert Rotorblatt: $c_{f_B} := 2$

Höhe über Grund: $z := H_N$

Nabenhöhe: $z_{hub} := H_N$

50-Jahres-Extremwindgeschwindigkeit: $v_{e50} := 1.4 \cdot v_{ref} \cdot \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^{0.11} = 42 \frac{m}{s}$

Schubkraft am Blattflansch,
Wind von vorne: $F_{y_I_i} := c_{f_B} \cdot \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho_{Luft} \cdot v_{e50}^2 \cdot A_{proj_BE_i}$

$$F_{y_I}^T =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
	0	0.318	0.43	0.449	0.41	0.369	0.326	0.285	0.244	0.203	0.071	·kN

Schlagbiegemoment am
Rotorblattflansch: $M_{y_I} := \sum_{i=1}^9 \left[F_{y_I_i} \cdot (z_{abs_i} - R_N) \right] = 5.207 \cdot kN \cdot m$

Referenzverknüpfung zu den Lastberechnungen nach EN 61400-2:2006 für 165 kg Nabenmasse.

 Reference: G:\Diplomarbeit Nabel\Berechnungen_Anhang_001.xmcd

Die Norm EN 61400-2:2006 sieht im Lastfall I keine Berechnung der Biegemomente vor.

A2 Vergleich der Ergebnisse der beiden Lastberechnungsverfahren

Im folgenden wurden die Lastberechnungsergebnisse zusammengefasst um einen einfachen Vergleich zu ermöglichen. Die erste Spalte zeigt die Werte der alternativen Berechnungsmethode, die zweite Spalte die Werte nach EN 61400-2:2006 mit einer Nabenmasse von 165 kg. Ganz offensichtlich spielt die Nabenmasse für die Berechnung der Lasten an der Nabe keine Rolle. Sollte das Lastgutachten mit der aktualisierten Masse neu erstellt werden, dann müssen die tragenden Bauteile, Rotorwelle, Generatorgehäuse, Rahmen und Turmadapter auf die neuen Lasten geprüft werden.

Ermüdungslasten:

Fliehkraftbelastung: $\Delta F_z := (\Delta F_{z_A} \quad \Delta F_{zB}) = (8.552 \quad 18.76) \cdot \text{kN}$

Biegemomente: $\Delta M := \begin{pmatrix} \Delta M_{y_A} & \Delta M_{yB} \\ \Delta M_{x_A} & \Delta M_{xB} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.38 & 3.968 \\ 1.157 & 1.755 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Bruchlasten:

Fliehkraftbelastung: $F_z := (F_{z_E} \quad F_{zB_E}) = (14.749 \quad 21.105) \cdot \text{kN}$

Biegemomente: $M := \begin{pmatrix} M_{y_B} & M_{yB_B} \\ M_{y_C} & M_{yB_C} \\ M_{y_E} & 0 \\ M_{x_F} & M_{xB_F} \\ M_{x_G} & M_{xB_G} \\ M_{y_H} & M_{yB_H_f} \\ M_{y_I} & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.223 & 2.169 \\ 3.573 & 5.269 \\ 1.528 & 0 \\ 1.761 & 1.762 \\ 1.098 & 1.762 \\ 3.905 & 5.105 \\ 5.207 & 0 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

A3 Vereinfachte Lastberechnung nach EN 61400-2:2006

Lastannahmen nach EN 61400-2:2006 "Sicherheit kleiner Windkraftanlagen" Symbole, Abkürzungen, Definitionen, usw. nach EN 61400-2:2006.

Die Berechnungen werden für zwei verschiedene Nabenmassen durchgeführt, Nabenmasse Originalzustand 192,58 kg und zertifizierte Nabenmasse 165 kg.

A3.1 Konstanten und Berechnungsgrundlagen

Erdbeschleunigung: $g := 9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Luftdichte : $\rho := 1.225 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

mechanische Spannung: $\text{MPa} := 10^6 \text{Pa}$

Drehmoment: $\text{Nm} := 1\text{J}$

$$\text{kNm} := 10^3 \text{Nm} \quad \text{kN} := 10^3 \text{N}$$

Rotorblattanzahl: $B := 3$

Rotordurchmesser: $D_r := 9\text{m}$

Rotorradius: $R_r := \frac{D_r}{2} = 4.5\text{m}$

Rotorkreisfläche: $A_r := \pi \cdot R_r^2 = 63.617\text{m}^2$

Rotorblattlänge: $b_B := 4.3\text{m}$

Rotornabenradius: $R_n := R_r - b_B = 0.2\text{m}$

projizierte Blattfläche,
Messung aus CAD Modell: $A_{\text{proj}_B_{\text{CAD}}} := 1.4\text{m}^2$

projizierte Turmfläche, Turmhöhe 24m:	$A_{\text{proj_T}} := 15.6\text{m}^2$
Maximaler Auftriebsbeiwert des Rotorblatts:	$c_{l_max} := 1.4$
Schubbeiwert:	$c_T := 0.5$
Kraftbeiwert Blatt:	$c_{f_B} := 2$
Kraftbeiwert Turm:	$c_{f_T} := 1.5$
Widerstandsbeiwert:	$c_d := 1.5$
Rotorblattmasse:	$m_B := 40\text{kg}$
Nabenmasse Original, Vergleichsrechnung:	$m_{\text{hub_vergl}} := 192.58\text{kg}$
Nabenmasse zertifizierter Zustand:	$m_{\text{hub}} := 165\text{kg}$
Rotorgesamtmasse Original:	$m_{r_vergl} := B \cdot m_B + m_{\text{hub_vergl}} = 312.58 \text{ kg}$
Rotorgesamtmasse zertifizierter Zustand:	$m_r := B \cdot m_B + m_{\text{hub}} = 285 \text{ kg}$
In weiterer Folge wird auf die Hinweise Original und zertifizierter Zustand in der Beschreibung verzichtet. Der Unterschied in der Bedeutung wird aus den Indizes mit dem Zusatz _vergl sichtbar.	
radialer Abstand Blattschwerpkt. zu Rotormittelpkt.:	$R_{\text{cog}} := 33\% \cdot R_r = 1.485 \text{ m}$
Trägheitsmoment des Blatts um die Wurzel in Schlagrichtung:	$I_B := 140\text{kg} \cdot \text{m}^2$

Abstand Rotorschwerpkt zu Rotorachse: $e_r := 0.005 \cdot R_r = 0.023 \text{ m}$

Abstand Rotorschwerpkt zu 1. Lager der Rotorwelle: $L_{rb} := 0.54 \text{ m}$

Abstand Rotorschwerpkt zu Gondeldrehachse: $L_{rt} := 1.1 \text{ m}$

Nabenhöhe der Anlage: $z_{hub} := 24.8 \text{ m}$

projizierte Fläche der Gondel bei Anströmung in Längsrichtung: $A_{proj_N_f} := 1.1 \text{ m}^2$

projizierte Fläche der Gondel bei Anströmung in Querrichtung: $A_{proj_N_s} := 1.7 \text{ m}^2$

Kraftbeiwert der Gondel bei Längsanströmung von vorne und hinten: $c_{f_N_f_r} := 1.5$

Kraftbeiwert der Gondel bei Queranströmung: $c_{f_N_s} := 1.5$

Nenn Drehzahl: $n_{design} := 120 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

$$\omega_{design} := 2 \cdot \pi \cdot n_{design} = 12.566 \frac{1}{\text{s}}$$

Maximaldrehzahl: $n_{max} := 180 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

$$\omega_{max} := 2 \cdot \pi \cdot n_{max} = 18.85 \frac{1}{\text{s}}$$

Windgeschwindigkeit im Durchschnitt: $v_{ave} := 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Auslegungswindgeschwindigkeit
nach EN 61400-2:2006:

$$v_{\text{design}} := 1.4 \cdot v_{\text{ave}}$$

Blattspitzengeschw. bei v_{design} :

$$v_{\text{tip_design}} := R_r \cdot \omega_{\text{design}} = 56.549 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Schnellaufzahl. bei v_{design} :

$$\lambda_{\text{design}} := \frac{v_{\text{tip_design}}}{v_{\text{design}}} = 6.732$$

Kurzschlussfaktor:

$$G := 2$$

Anlagenwirkungsgrad:

$$\eta := 0.675$$

Nennleistung:

$$P_{\text{nenn}} := 15 \text{ kW}$$

Rotordrehmoment bei
Nennleistung:

$$Q_{\text{design}} := \frac{P_{\text{nenn}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{design}} \cdot \eta} = 1.768 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Bremsmoment :

$$M_{\text{brems}} := Q_{\text{design}}$$

Abtriebsdrehzahl Yawing
Getriebemotor:

$$n_1 := 2.5 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Yawing Antriebsritzel Zähnezahl:

$$z_1 := 14$$

Yawing Abtriebsritzel Zähnezahl:

$$z_2 := 70$$

Übersetzungsverhältnis
Yawingantrieb:

$$u_Y := \frac{z_2}{z_1} = 5$$

Max. Giergeschwindigkeit:

$$n_2 := \frac{n_1}{u_Y} = 8.333 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{s}}$$

$$\omega_{\text{yaw_max}} := n_2 \cdot 2\pi = 3 \cdot \frac{\circ}{\text{s}}$$

Mittlere Jahreswindgeschw.:

$$v_{\text{ave}} = 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Nach EN 61400-2:2006 Kap. 6.2 Tab. 1 Windklasse IV

Bezugswindgeschw. nach
KWEA Klasse IV:

$$v_{\text{ref}} := 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

50 - Jahresextremwindgeschw.
in Nabenhöhe:

$$v_{\text{e50_hub}} := 1.4 \cdot v_{\text{ref}} = 42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A3.2 Ermüdungslasten

A3.2.1 Lastfall A: Normalbetrieb

Lasten am Rotorblatt

Zentrifugalkraft:

$$\Delta F_{zB} = m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 1.5 \cdot n_{\text{design}}}{30} \right)^2 - m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.5 \cdot n_{\text{design}}}{30} \right)^2$$

$$\Delta F_{zB} := m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot (1.5 \cdot \omega_{\text{design}})^2 - m_B \cdot R_{\text{cog}} \cdot (0.5 \cdot \omega_{\text{design}})^2 = 18.76 \cdot \text{kN}$$

Biegemomente:

$$\Delta M_{xB} := \left(\frac{Q_{\text{design}}}{B} \right) + 2 \cdot m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} = 1.755 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta M_{yB} := \frac{(\lambda_{\text{design}} \cdot Q_{\text{design}})}{B} = 3.968 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Lasten an der Rotorwelle

Längskraft:

$$\Delta F_{x_shaft_A} := \left(\frac{3}{2} \right) \cdot \frac{\lambda_{\text{design}} \cdot Q_{\text{design}}}{R_r} = 3.968 \cdot \text{kN}$$

Torsionsmoment:

$$\Delta M_{x_shaft_A_vergl} := Q_{\text{design}} + 2 \cdot m_r \cdot \text{vergl} \cdot g \cdot e_r = 1.906 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta M_{x_shaft_A} := Q_{\text{design}} + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r = 1.894 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Biegemoment:

$$\Delta M_{\text{shaft_A_vergl}} := 2 \cdot m_{\text{r_vergl}} \cdot g \cdot L_{\text{rb}} + \left(\frac{R_{\text{r}}}{6} \right) \cdot \Delta F_{\text{x_shaft_A}} = 6.288 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta M_{\text{shaft_A}} := 2 \cdot m_{\text{r}} \cdot g \cdot L_{\text{rb}} + \left(\frac{R_{\text{r}}}{6} \right) \cdot \Delta F_{\text{x_shaft_A}} = 5.996 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A3.3 Bruchlasten

A3.3.1 Lastfall B: Gierbewegung

Lasten am Rotorblatt

Schlagbiegemoment:

$$M_{\text{yB_B}} := m_{\text{B}} \cdot \omega_{\text{yaw_max}}^2 \cdot L_{\text{rt}} \cdot R_{\text{cog}} + 2 \cdot \omega_{\text{yaw_max}} \cdot I_{\text{B}} \cdot \omega_{\text{design}} + \left(\frac{R_{\text{r}}}{9} \right) \cdot \Delta F_{\text{x_shaft_A}} = 2.169 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Lasten an der Rotorwelle

Biegemoment:

$$M_{\text{shaft_B_vergl}} := B \cdot \omega_{\text{yaw_max}} \cdot \omega_{\text{design}} \cdot I_{\text{B}} + m_{\text{r_vergl}} \cdot g \cdot L_{\text{rb}} + \left(\frac{R_{\text{r}}}{6} \right) \cdot \Delta F_{\text{x_shaft_A}} = 4.908 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{shaft_B}} := B \cdot \omega_{\text{yaw_max}} \cdot \omega_{\text{design}} \cdot I_{\text{B}} + m_{\text{r}} \cdot g \cdot L_{\text{rb}} + \left(\frac{R_{\text{r}}}{6} \right) \cdot \Delta F_{\text{x_shaft_A}} = 4.762 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A3.3.2 Lastfall C: Gierfehler

Lasten am Rotorblatt (an der Blattwurzel)

Schlagbiegemoment:

$$M_{\text{yB_C}} := \left(\frac{1}{8} \right) \cdot \rho \cdot A_{\text{proj_B_CAD}} \cdot c_{\text{l_max}} \cdot R_{\text{r}}^3 \cdot \omega_{\text{design}}^2 \cdot \left[1 + \frac{4}{3 \cdot \lambda_{\text{design}}} + \left(\frac{1}{\lambda_{\text{design}}} \right)^2 \right] = 5.269 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A3.3.3 Lastfall D: Maximaler Schub

Maximale Schubkraft in der Rotorwelle:

$$F_{\text{X_shaft_D}} := c_{\text{T}} \cdot 3.125 \cdot \rho \cdot v_{\text{ave}}^2 \cdot \pi \cdot R_{\text{r}}^2 = 4.384 \cdot \text{kN}$$

A3.3.4 Lastfall E: Maximale Rotordrehzahl

Lasten am Rotorblatt

Zentrifugalkraft am Blattflansch: $F_{zB_E} := m_B \cdot \omega_{\max}^2 \cdot R_{\text{cog}} = 21.105 \cdot \text{kN}$

Lasten an der Rotorwelle

Biegemoment: $M_{\text{shaft_E_vergl}} := m_{r_vergl} \cdot g \cdot L_{rb} + m_{r_vergl} \cdot e_r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot L_{rb} = 3.005 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

$$M_{\text{shaft_E}} := m_r \cdot g \cdot L_{rb} + m_r \cdot e_r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot L_{rb} = 2.74 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A3.3.5 Lastfall F: Kurzschluss am Lastanschluss

Lasten an der Rotorwelle

Drehmoment: $M_{x_shaft_F} := G \cdot Q_{\text{design}} = 3.537 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Lasten am Rotorblatt

Biegemoment: $M_{xB_F} := \frac{M_{x_shaft_F}}{B} + m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} = 1.762 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

A3.3.6 Lastfall G: Abschaltung (Bremsen)

Lasten an der Rotorwelle

max. Torsionsmoment auf die Welle, durch doppeltes Wellendrehmoment

Maximales Schwenkbiegemoment bei Abschaltung: $M_{x_shaft_G} := 2 \cdot Q_{\text{design}} = 3.537 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Lasten am Rotorblatt

Biegemoment: $M_{xB_G} := \left(\frac{M_{x_shaft_G}}{B} \right) + m_B \cdot g \cdot R_{\text{cog}} = 1.762 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

A3.3.7 Lastfall H: Windlast in Parkstellung

Schlagbiegemoment am
Blattflansch für drehende Anlage:

$$M_{yB_H_r} := c_{l_max} \cdot \left(\frac{1}{6}\right) \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_B_CAD} \cdot R_r = 3.177 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Schlagbiegemoment am
Blattflansch für stehende Anlage:

$$M_{yB_H_f} := c_d \cdot \left(\frac{1}{4}\right) \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_B_CAD} \cdot R_r = 5.105 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Schnelllaufzahl bei v_{e50}

$$\lambda_{e50} := \frac{(\omega_{max} \cdot R_r)}{v_{e50_hub}} = 2.02$$

Längskraft in der Welle für
drehende Anlage:

$$F_{x_shaft_H_r} := 0.17 \cdot B \cdot A_{proj_B_CAD} \cdot \lambda_{e50}^2 \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 = 6.293 \cdot \text{kN}$$

Längskraft in der Welle für
stehende Anlage:

$$F_{x_shaft_H_f} := B \cdot c_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_B_CAD}$$

Wind auf Gondel

Windkraft bei seitlicher
Anströmung:

$$F_{N_s_H} := c_{f_N_s} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_N_s} = 2.755 \cdot \text{kN}$$

Windkraft bei frontaler
Anströmung:

$$F_{N_f_H} := c_{f_N_f_r} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_N_f} = 1.783 \cdot \text{kN}$$

Windkraft bei Anströmung von
hinten:

$$F_{N_r_H} := c_{f_N_f_r} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_N_f} = 1.783 \cdot \text{kN}$$

Wind auf Turm

Windkraft am Turm:

$$F_{T_H} := c_{f_T} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{e50_hub}^2 \cdot A_{proj_T} = 25.283 \cdot \text{kN}$$

Biegemoment am Turmfuß,
Turmhöhe 24 m

$$M_{T_H} := (F_{x_shaft_H_f} + F_{N_f_H}) \cdot z_{hub} + F_{T_H} \cdot \frac{z_{hub}}{2} = 526.525 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

A3.3.8 Lastfall I: Größte Angriffsfläche

Schubkraft am Blattflansch,
Wind von vorne

$$F_{B_f_I} := c_{f_B} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_B_CAD}} = 1.544 \cdot \text{kN}$$

Schubkraft am Blattflansch,
Wind von hinten

$$F_{B_r_I} := c_{f_B} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_B_CAD}} = 1.544 \cdot \text{kN}$$

Wind auf Gondel

Wind von vorne

$$F_{N_f_I} := c_{f_N_f_r} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_N_f}} = 0.91 \cdot \text{kN}$$

Wind von hinten

$$F_{N_r_I} := c_{f_N_f_r} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_N_f}} = 0.91 \cdot \text{kN}$$

Wind von der
Seite

$$F_{N_s_I} := c_{f_N_s} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_N_s}} = 1.406 \cdot \text{kN}$$

Wind auf Turm

$$F_{T_I} := c_{f_T} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v_{\text{ref}}^2 \cdot A_{\text{proj_T}} = 12.899 \cdot \text{kN}$$

A3.3.9 Lastfall J: Transport, Montage, Instandhaltung und Reparatur

Die Montage der Gondel am Turmflansch erfolgt idealerweise mit zwei Personen, daher wird ein Lastfall berechnet der diese zusätzliche Last berücksichtigt.

Gondelgesamtmasse:

$$m_G := 1050 \text{kg}$$

Maximales Gewicht
Wartungspersonal:

$$m_P := 90 \text{kg}$$

Turmgewicht inkl. Leiter und
Plattform:

$$m_T := 3109.4 \text{kg}$$

Abstand Turmachse zu
Gondelschwerpunkt:

$$h_s := 0.35 \text{m}$$

Durchmesser der
Montageplattform: $d_{PF} := 1.1\text{m}$

Schnittgröße im Turmfuß
resultierend aus Gewichtskräften: $F_{z_J} := (m_G + 2 \cdot m_P + m_T) \cdot g = 42.57 \cdot \text{kN}$

Biegemoment im Turmfuß, verursacht durch Gewichtskräfte der Gondel und des Montagepersonals. Es wird angenommen, dass das Wartungspersonal am äussersten Rand der Plattform steht, auf der Seite des Schwerpunktes der Gondel.

$$M_{y_J} := \left(m_G \cdot h_s + 2 \cdot m_P \cdot \frac{d_{PF}}{2} \right) \cdot g = 4.576 \cdot \text{kNm}$$

Die maximale Windgeschwindigkeit für Montage, Reparatur und Wartung ist auf maximal 6 m/s in Nabenhöhe begrenzt.

max. Montagewindgeschwindigkeit: $v_{inst} := 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Ausschlaggebend für die Windlasten während der Wartung ist der Lastfall H, stehende Anlage.

Längskraft in der Welle für
stehende Anlage: $F_{x_shaft_J} := B \cdot c_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{inst}^2 \cdot A_{proj_B_CAD} = 0.139 \cdot \text{kN}$

Wind auf Gondel

Wind von der
Seite $F_{N_s_J} := c_{f_N_s} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{inst}^2 \cdot A_{proj_N_s} = 56.228 \text{ N}$

Wind von vorne $F_{N_f_J} := c_{f_N_f_r} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{inst}^2 \cdot A_{proj_N_f} = 36.383 \text{ N}$

Wind von
hinten $F_{N_r_J} := c_{f_N_f_r} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{inst}^2 \cdot A_{proj_N_f} = 36.383 \text{ N}$

Wind auf
Turm $F_{T_J} := c_{f_T} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{inst}^2 \cdot A_{proj_T} = 0.516 \cdot \text{kN}$

Biegemoment auf Turmfuß,
Turmhöhe 24m $M_{T_J} := (F_{x_shaft_J} + F_{N_f_J}) \cdot z_{hub} + F_{T_J} \cdot \frac{z_{hub}}{2} + M_{y_J} = 15.322 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

A4 Festigkeitsanalyse der Rotorwelle

A4.1 Berechnung der Torsions- und Biegebeanspruchung der Rotorwelle nach Niemann et al. 2005

Die Betrachtung der Spannungen in der Rotorwelle erfolgt im Querschnitt mit der geringsten Querschnittsfläche bzw. mit den höchsten Spannungen. Die verwendeten Kräfte und Momente folgen aus den Lasten für die originale Nabe mit erhöhter Nabenmasse 192,58 kg nach Abschnitt A3. Durch die Berechnung mit den höheren Lasten wird im folgenden der Festigkeitsnachweis der Rotorwelle erbracht.

A4.1.1 Konstanten und Berechnungsgrundlagen:

Lastsicherheitsbeiwerte:	$\gamma_{f_T} := 3$	Tragfestigkeit
	$\gamma_{f_B} := 1$	Betriebsfestigkeit
Aussendurchmesser im kritischen Querschnitt:	$d_{a_krit_shaft} := 95\text{mm}$	
Innendurchmesser im kritischen Querschnitt:	$d_{i_krit_shaft} := 30\text{mm}$	
Wandstärke im kritischen Querschnitt:	$s_{krit_shaft} := \frac{(d_{a_krit_shaft} - d_{i_krit_shaft})}{2} = 32.5 \cdot \text{mm}$	
Polares Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt:	$W_{p_krit_shaft} := \pi \cdot \frac{(d_{a_krit_shaft}^4 - d_{i_krit_shaft}^4)}{16 \cdot d_{a_krit_shaft}} = 1.667 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$	
Axiales Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt:	$W_{yz_krit_shaft} := \frac{W_{p_krit_shaft}}{2} = 8.334 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$	
Querschnittsfläche im kritischen Querschnitt:	$A_{krit_shaft} := \frac{(d_{a_krit_shaft}^2 - d_{i_krit_shaft}^2) \cdot \pi}{4} = 6.381 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$	

Die Spannungen bzw. Kräfte und Momente am kritischen Querschnitt folgen aus Abschnitt A3.

Maximales Biegemoment
im kritischen Querschnitt: $M_{b_krit_max_shaft} := M_{shaft_B_vergl} \cdot \gamma_{f_T} = 14.725 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Maximale Axialkraft
im kritischen Querschnitt: $F_{x_krit_max_shaft} := F_{x_shaft_H_f} \cdot \gamma_{f_T} = 20.421 \cdot \text{kN}$

Maximales Torsionsmoment
im kritischen Querschnitt: $M_{x_krit_max_shaft} := M_{x_shaft_F} \cdot \gamma_{f_T} = 10.61 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Maximale Biegespannung
im kritischen Querschnitt: $\sigma_{b_krit_max_shaft} := \frac{M_{b_krit_max_shaft}}{W_{yz_krit_shaft}} = 176.698 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Maximale Zugspannung
im kritischen Querschnitt: $\sigma_{x_krit_max_shaft} := \frac{F_{x_krit_max_shaft}}{A_{krit_shaft}} = 3.2 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Maximale Torsionsspannung
im kritischen Querschnitt: $\tau_{x_krit_max_shaft} := \frac{M_{x_krit_max_shaft}}{W_{p_krit_shaft}} = 63.66 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

A4.1.2 Festigkeit bei statischer Beanspruchung

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Wellenwerkstoff 41Cr4

Mindest-Zugfestigkeit 41Cr4: $R_{m_N_shaft} := 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Mindest-Streckgrenze 41Cr4: $R_{p_N_shaft} := 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Biegewechselfestigkeit 41Cr4: $\sigma_{wb_N_shaft} := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Statische Festigkeitswerte für den Werkstoff im Bauteil

Nach Niemann et al. 2005 Kap. 3.5.2

Gleichwertiger Durchmesser: $d_{\text{effNp_shaft}} := 16\text{mm}$

Gilt für Werkstoffgruppe Vergütungsstähle,
normalgeglüht

Konstante für den technologischen
Größenfaktor: $a_{\text{dp_shaft}} := 0.2$

Effektiver Durchmesser
im kritischen Querschnitt: $d_{\text{eff_shaft}} := s_{\text{krit_shaft}}$

Technologischer Größenfaktor:
$$K_{\text{dp_shaft}} := \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{\text{dp_shaft}} \cdot \log\left(\frac{d_{\text{eff_shaft}}}{7.5\text{mm}}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{\text{dp_shaft}} \cdot \log\left(\frac{d_{\text{effNp_shaft}}}{7.5\text{mm}}\right)} = 0.95$$

Gleichwertiger Durchmesser: $d_{\text{effm_shaft}} := 16\text{mm}$

Gilt für Werkstoffgruppe Vergütungsstähle,
normalgeglüht

Konstante für den technologischen
Größenfaktor: $a_{\text{dm_shaft}} := 0.1$

Technologischer Größenfaktor:
$$K_{\text{dm_shaft}} := \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{\text{dm_shaft}} \cdot \log\left(\frac{d_{\text{eff_shaft}}}{7.5\text{mm}}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{\text{dm_shaft}} \cdot \log\left(\frac{d_{\text{effNp_shaft}}}{7.5\text{mm}}\right)} = 0.976$$

Anisotropiefaktor: $K_{\text{An_shaft}} := 1$

Gilt für mehrachsigen Spannungszustand

Werkstoff Fließgrenze:
$$R_{\text{p_shaft}} := K_{\text{dp_shaft}} \cdot K_{\text{An_shaft}} \cdot R_{\text{p_N_shaft}} = 760.136 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Werkstoff Zugfestigkeit: $R_{m_shaft} := K_{dm_shaft} \cdot K_{An_shaft} \cdot R_{m_N_shaft} = 975.732 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Quotient der Werkstoff Schubfestigkeit: $r_{\tau} := 0.58$ Nach Niemann et al. 2005 Abb. 3.35.

Werkstoff Schubfestigkeit: $\tau_{Bs_shaft} := r_{\tau} \cdot R_{m_shaft} = 565.924 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Werkstoff Schubfließgrenze: $\tau_{Fs_shaft} := r_{\tau} \cdot R_{p_shaft} = 440.879 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Statische Bauteilfestigkeit

Nach Niemann et al. 2005 Kap. 3.5.3

Kleiner Durchmesser der Wellenschulter: $d := d_{a_krit_shaft}$

Großer Durchmesser der Wellenschulter: $D := 100\text{mm}$

Kerbradius: $r := 1\text{mm}$

Wellenschulter: $t := \frac{D - d}{2}$

Wandstärke am kleinen Durchmesser: $a := 32.5\text{mm}$

Die Kerbformzahlen folgen aus Abb. 3.41 für Hohlwellen. Dabei kann die Kerbformzahl für Zug-Druck Beanspruchung aus dem Diagramm Abb. 3.41 (S: 112 Niemann et al. 2005) abgelesen werden und über Faktoren auf die Kerbformzahl für Biegung und Torsion umgerechnet werden. Die Kerbform entspricht nicht exakt dem Verlauf in der Generatorwelle.

Kerbformzahl Zug-Druck: $\alpha_{\sigma zd_shaft} := 4$

Kerbformzahl Biegung: $\alpha_{\sigma b_shaft} := 0.9 \cdot \alpha_{\sigma zd_shaft} = 3.6$

Kerbformzahl Torsion: $\alpha_{\tau t_shaft} := 0.65 \cdot \alpha_{\sigma zd_shaft} = 2.6$

E-Modul 41Cr4: $E_{shaft} := 210 \frac{kN}{mm^2}$

Ertragbare Gesamtdehnung: $\varepsilon_{ertr} := 0.05$

Plastische Stützzahl: $n_{pl} := \sqrt{E_{shaft} \cdot \frac{\varepsilon_{ertr}}{R_{p_shaft}}} = 3.717$

Grenzwerte für vollplastische Verformung: $n_{pl_\sigma zd_grenz} := \alpha_{\sigma zd_shaft}$

$$n_{pl_sb_grenz} := \alpha_{sb_shaft} \cdot 1.2 = 4.32$$

$$n_{pl_tt_grenz} := \alpha_{tt_shaft} \cdot 1.2 = 3.12$$

Für Torsion muss der Grenzwert der plastischen Verformung angesetzt werden, da bleibende Verformungen nicht zugelassen werden sollen.

Plastische Kerbwirkungszahl Biegung: $\beta_{pl_sb_shaft} := \frac{\alpha_{sb_shaft}}{n_{pl}} = 0.969$

Plastische Kerbwirkungszahl Torsion: $\beta_{pl_tt_shaft} := \frac{\alpha_{tt_shaft}}{n_{pl_tt_grenz}} = 0.833$

Plastische Kerbwirkungszahl Zug-Druck: $\beta_{pl_szd_shaft} := \frac{\alpha_{szd_shaft}}{n_{pl}} = 1.076$

Faktor für nichtlinear-elastisches Spannungs-Dehnungs-Verhalten eines Biegestabs aus GJL: $K_{NL} := 1$

Dieser Faktor gilt nur für GJL (Gusseisen Lamellengraphit) Bauteile, für alle anderen Werkstoffe kann er 1 gesetzt werden.

$$\text{Biegefließgrenze Welle: } \sigma_{FK_b_shaft} := \frac{R_{p_shaft} \cdot K_{NL}}{\beta_{pl_sb_shaft}} = 784.762 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Torsionsfließgrenze Welle: } \tau_{FK_b_shaft} := \frac{r_{\tau} \cdot R_{p_shaft}}{\beta_{pl_t_shaft}} = 529.055 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Zug-Druck Fließgrenze Welle: } \sigma_{FK_zd_shaft} := \frac{R_{p_shaft}}{\beta_{pl_szd_shaft}} = 706.286 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Biegefestigkeit Welle: } \sigma_{BK_b_shaft} := \frac{R_{m_shaft}}{\beta_{pl_sb_shaft}} = 1.007 \times 10^3 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Torsionsfestigkeit Welle: } \tau_{BK_b_shaft} := \frac{r_{\tau} \cdot R_{m_shaft}}{\beta_{pl_t_shaft}} = 679.109 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Zug-Druck Festigkeit Welle: } \sigma_{BK_zd_shaft} := \frac{R_{m_shaft}}{\beta_{pl_szd_shaft}} = 906.608 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit der Welle bei statischer Beanspruchung

Sicherheit gegen Fließen

$$\text{Biegung: } S_{F_b_shaft} := \frac{\sigma_{FK_b_shaft}}{\sigma_{b_krit_max_shaft}} = 4.441$$

$$\text{Torsion: } S_{F_t_shaft} := \frac{\tau_{FK_b_shaft}}{\tau_{x_krit_max_shaft}} = 8.311$$

$$\text{Zug-Druck: } S_{F_zd_shaft} := \frac{\sigma_{FK_zd_shaft}}{\sigma_{x_krit_max_shaft}} = 220.713$$

Sicherheit gegen Bruch

Biegung:
$$S_{B_b_shaft} := \frac{\sigma_{BK_b_shaft}}{\sigma_{b_krit_max_shaft}} = 5.701$$

Torsion:
$$S_{B_t_shaft} := \frac{\tau_{BK_b_shaft}}{\tau_{x_krit_max_shaft}} = 10.668$$

Zug-Druck:
$$S_{B_zd_shaft} := \frac{\sigma_{BK_zd_shaft}}{\sigma_{x_krit_max_shaft}} = 283.313$$

Nach Niemann et al. 2005 Abb. 3.47. S:117 folgt als Mindestsicherheit für statische Beanspruchung bei großer Schadensfolge, 1,8 gegen Bruch und 1,35 gegen Fließen. Hiermit wäre die Welle als ausreichen dimensioniert gegen Fließen und gegen Bruch zu bezeichnen. Die EN 61400-2:2006 schreibt im vereinfachten Verfahren einen Material Sicherheitsbeiwert von 3, bei einer Bewertung gegen die Zugfestigkeit vor. Würde dieser Sicherheitsfaktor auch bei dieser genaueren Berechnung angewendet, käme es zu folgendem Ergebnis.

Teilsicherheitsbeiwert für
Materialien nach EN 61400-2:2006
bei Tragfestigkeitsanalyse: $\gamma_m := 3$

Biegung:
$$S_{B_b_shaft_EN} := S_{B_b_shaft} \cdot \frac{1}{\gamma_m} = 1.9$$

Torsion:
$$S_{B_t_shaft_EN} := S_{B_t_shaft} \cdot \frac{1}{\gamma_m} = 3.556$$

Zug-Druck:
$$S_{B_zd_shaft_EN} := S_{B_zd_shaft} \cdot \frac{1}{\gamma_m} = 94.438$$

A4.1.3 Festigkeit bei dynamischer Beanspruchung

Die Nomenklatur wird weitestgehend an die Literatur Niemann et al. 2005 angepasst um die Übersichtlichkeit zu bewahren.

Ausschlagspannungen - Spannungsschwingbreiten

Maximale Biegeausschlagspannung: $\sigma_{ab_shaft} := \frac{\Delta M_{shaft_A_vergl}}{W_{yz_krit_shaft}}$

Maximale Torsionsausschlagspannung: $\tau_{at_shaft} := \frac{\Delta M_{x_shaft_A_vergl}}{W_{p_krit_shaft}}$

Maximale Zugausschlagspannung: $\sigma_{azd_shaft} := \frac{\Delta F_{x_shaft_A}}{A_{krit_shaft}}$

Dynamische Bauteilfestigkeit

Biegewechselfestigkeit Welle: $\sigma_{wb_N_shaft} = 490 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

$$\varphi := \frac{1}{\left(4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} + 2\right)} = 0.12$$

$$G_{\sigma d} := \frac{2}{d_{a_krit_shaft}} = 21.053 \frac{1}{m}$$

Werkstoffgruppe: $a_G := 0.50$

Anderer Walzstahl

$$b_G := 2700$$

Stützzahl des nicht gekerbten Bauteils:

$$n_{\sigma d} := 1 + \sqrt{G_{\sigma d} \cdot \text{mm} \cdot 10} \left(a_G + \frac{R_{m_shaft}}{b_G \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}} \right)$$

Zug-Druck Wechselfestigkeit Welle:

$$\sigma_{wzd_N_shaft} := \frac{\sigma_{wb_N_shaft}}{n_{\sigma d}}$$

Schub Wechselfestigkeit Welle:

$$\tau_{ws_N_shaft} := r_{\tau} \cdot \sigma_{wzd_N_shaft}$$

Wechselfestigkeitswerte für den Werkstoff im Bauteil

Technologischer Größenfaktor:

$$K_{d_shaft} := K_{dm_shaft}$$

Anisotropiefaktor:

$$K_{An_shaft} = 1$$

Zug-Druck Wechselfestigkeit:

$$\sigma_{wzd_shaft} := K_{d_shaft} \cdot K_{An_shaft} \cdot \sigma_{wzd_N_shaft}$$

Schubwechselfestigkeit:

$$\tau_{ws_shaft} := K_{d_shaft} \cdot r_{\tau} \cdot \sigma_{wzd_N_shaft}$$

Wechselfestigkeitswerte der Welle

Kerbformzahl Zug-Druck:

$$\alpha_{\sigma zd_shaft} = 4$$

Kerbformzahl Biegung:

$$\alpha_{\sigma b_shaft} = 3.6$$

Kerbformzahl Torsion:

$$\alpha_{\tau t_shaft} = 2.6$$

Bezogenes Spannungsgefälle der gekerbten Welle:

$$G_{\sigma r} := \frac{2.3}{r} \cdot (1 + \varphi) = 2.576 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Werkstoffgruppe: $a_G = 0.5$ Anderer Walzstahl

$$b_G = 2.7 \times 10^3$$

Stützzahl der gekerbten Welle bei Biegung:

$$n_{\sigma r} := 1 + \sqrt[4]{G_{\sigma r} \cdot \text{mm} \cdot 10} \left(a_G + \frac{R_{m_shaft}}{b_G \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}} \right) = 1.174$$

Bezogenes Spannungsgefälle der gekerbten Welle:

$$G_{\tau r} := \frac{1.15}{r} = 1.15 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Stützzahl der gekerbten Welle bei Torsion:

$$n_{\tau r} := 1 + \sqrt[4]{G_{\tau r} \cdot \text{mm} \cdot 10} \left(a_G + \frac{R_{m_shaft}}{b_G \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}} \right) = 1.142$$

Nach Niemann et al. 2005 Abb. 3.57. muss die Stützzahl des nichtgekerbten Bauteils mit dem bezogenen Spannungsgefälle $G_\sigma = G_\tau = 2/d$ berechnet werden.

Stützzahl der ungekerbten Welle bei Biegung:

$$n_{\sigma d} = 1.02$$

Bezogenes Spannungsgefälle der ungekerbten Welle bei Torsion:

$$G_{\tau d} := \frac{2}{d_{a_krit_shaft}} = 0.021 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Stützzahl der ungekerbten Welle bei Torsion:

$$n_{\tau d} := 1 + G_{\tau d} \cdot \text{mm} \cdot 10 \left(a_G - 0.5 + \frac{R_{m_shaft}}{b_G \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}} \right) = 1.009$$

Kerbwirkungszahl für Biegung:

$$\beta_{\sigma b_shaft} := \frac{\alpha_{\sigma b_shaft}}{n_{\sigma r} \cdot n_{\sigma d}} = 3.006$$

Kerbwirkungszahl für Torsion: $\beta_{\tau t_shaft} := \frac{\alpha_{\tau t_shaft}}{n_{\tau t} \cdot n_{\tau d}} = 2.255$

Kerbwirkungszahl für Zug-Druck: $\beta_{\sigma zd_shaft} := \frac{\alpha_{\sigma zd_shaft}}{n_{\sigma r}} = 3.406$

Faktor für Oberflächenrauheit: $a_{F\sigma} := 0.22$

Oberflächenrauheit Welle: $R_{z_shaft} := 6.3\mu\text{m}$

Minimale Zugfestigkeit der Normprobe: $R_{mN_min_shaft} := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ Nach Niemann et al. 2005 Abb. 3.58 S:134 für Walzstahl

Faktor für Oberflächenrauheit Biegung: $K_{F\sigma} := 1 - a_{F\sigma} \cdot \log\left(\frac{R_{z_shaft}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \log\left(2 \cdot \frac{R_{m_shaft}}{R_{mN_min_shaft}}\right) = 0.879$

Faktor für Oberflächenrauheit Torsion: $K_{F\tau} := 1 - r_{\tau} \cdot (1 - K_{F\sigma}) = 0.93$

Faktor für Randschichtverfestigung: $K_v := 1$ Welle ohne Randschichtverfestigung

Biegewechselfestigkeit der Welle: $\sigma_{WKb_shaft} := \frac{\sigma_{wzd_shaft} \cdot K_v \cdot K_{NL}}{\beta_{\sigma zd_shaft} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1} = 132.269 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Torsionswechselfestigkeit der Welle: $\tau_{WKt_shaft} := \frac{\tau_{ws_shaft} \cdot K_v}{\beta_{\tau t_shaft} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1} = 116.656 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Zug-Druck Wechselfestigkeit der Welle: $\sigma_{WKzd_shaft} := \frac{\sigma_{wzd_shaft} \cdot K_v}{\beta_{\sigma zd_shaft} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1} = 132.269 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Welle Ausschlagfestigkeit

Die Ausschlagfestigkeiten der Welle entsprechen dem Wert der Wechselfestigkeiten, weil keine Mittelspannung aus der Lastberechnung nach EN 61400-2:2006 hervorgeht.

Biegeausschlagfestigkeit der Welle: $\sigma_{AKb_shaft} := \sigma_{WKb_shaft}$

Torsionsausschlagfestigkeit der Welle: $\tau_{AKt_shaft} := \tau_{WKt_shaft}$

Zug-Druck Wechselfestigkeit der Welle: $\sigma_{AKzd_shaft} := \sigma_{WKzd_shaft}$

Sicherheit der Welle bei dynamischer Beanspruchung

Biegung: $S_{Db_shaft} := \frac{\sigma_{AKb_shaft}}{\sigma_{ab_shaft}} = 1.753$

Torsion: $S_{Dt_shaft} := \frac{\tau_{AKt_shaft}}{\tau_{at_shaft}} = 10.199$

Zug-Druck: $S_{Dzd_shaft} := \frac{\sigma_{AKzd_shaft}}{\sigma_{azd_shaft}} = 212.702$

Sicherheit der zusammengesetzten Vergleichsspannung nach GEH: $S_{DGEH_shaft} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_{Dzd_shaft}} + \frac{1}{S_{Db_shaft}}\right)^2 + 3 \cdot r_{\tau}^2 \cdot \left(\frac{1}{S_{Dt_shaft}}\right)^2}} = 1.714$

Niemann et al. 2005 gibt als Mindestsicherheit bei Ermüdungsbeanspruchung den Wert 1,5 für große Schadensfolge an. Damit wäre die Rotorwelle auch bei einer bei höherer Nabenmasse von 192,58 kg ermüdungssicher!

A4.2 Spannungsberechnung der Rotorwelle nach EN 61400-2:2006

Spannungsberechnung nach EN 61400-2:2006 Kap. 7.7

Zug-Druck Spannung:
$$\sigma_{x_shaft} := \frac{F_{x_shaft_H_f}}{A_{krit_shaft}} = 1.067 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Biegespannung:
$$\sigma_{M_shaft} := \frac{M_{shaft_B_vergl}}{W_{yz_krit_shaft}} = 58.899 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsionsspannung:
$$\tau_{Mx_shaft} := \frac{M_{x_shaft_F}}{W_{p_krit_shaft}} = 21.22 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Kombinierte Bruchlastspannung:
$$\sigma_{eq_shaft} := \sqrt{(\sigma_{x_shaft} + \sigma_{M_shaft})^2 + 3 \cdot \tau_{Mx_shaft}^2} = 70.333 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

A4.2.1 Tragfestigkeitsanalyse

Nach EN 61400-2:2006 wird der Spannungswert mit der Tragfestigkeit des Materials unter Berücksichtigung der jeweiligen Material- und Lastsicherheitsbeiwerte verglichen.

Lastsicherheitsbeiwerte: $\gamma_{f_T} = 3$ Tragfestigkeit

$\gamma_{f_B} = 1$ Betriebsfestigkeit

Materialsicherheitsbeiwerte: $\gamma_{m_T} := 3$

$\gamma_{m_B} := 10$

Sicherheit Zug-Druck
$$\sigma_{x_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma_{x_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{x_shaft}} = 101.638$$

Sicherheit Biegung:

$$\sigma_{M_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma M_shaft} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{M_shaft}} = 1.841$$

Sicherheit Torsion:

$$\tau_{Mx_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\tau Mx_shaft} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_shaft}} = 5.109$$

Sicherheit bei Vergleichsspannung:

$$\sigma_{eq_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma eq_shaft} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{eq_shaft}} = 1.541$$

A4.2.2 Ermüdungsanalyse:

Nach EN 61400-2:2006 Kapitel 7.9.2 folgt: Wenn keine Wöhler-Kurve zur Verfügung steht, muss die Bruchfestigkeit als charakteristische Materialfestigkeit eingesetzt werden. Dann muss der Teilsicherheitsbeiwert für die Ermüdung und die minimale Charakterisierung aus Tabelle 6 (EN 61400-2:2006 S:43) verwendet werden. Das bedeutet, dass ein Materialsicherheitsbeiwert mit 10 angenommen werden muss.

Ermüdungsspannungen:

Zug-Druck Spannungsschwingweite:

$$\Delta\sigma_{x_shaft} := \frac{\Delta F_{x_shaft_A}}{A_{krit_shaft}} = 0.622 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Biegespannungsschwingweite:

$$\Delta\sigma_{M_shaft} := \frac{\Delta M_{shaft_A_vergl}}{W_{yz_krit_shaft}} = 75.453 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsionsspannungsschwingweite:
$$\Delta\tau_{Mx_shaft} := \frac{\Delta M_{x_shaft_A_vergl}}{W_{p_krit_shaft}} = 11.438 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Kombinierte Ermüdungsspannung:
$$\Delta\sigma_{eq_shaft} := \sqrt{(\Delta\sigma_{x_shaft} + \Delta\sigma_{M_shaft})^2 + 3 \cdot \Delta\tau_{Mx_shaft}^2} = 78.612 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit Zug-Druck
$$\Delta\sigma_{x_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\sigma_{x_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{x_shaft}} = 156.908$$

Sicherheit Biegung:
$$\Delta\sigma_{M_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\sigma_{M_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{M_shaft}} = 1.293$$

Sicherheit Torsion:
$$\Delta\tau_{Mx_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\tau_{Mx_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_shaft}} = 5.109$$

Sicherheit bei Vergleichsspannung:
$$\Delta\sigma_{eq_shaft} \leq \frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\sigma_{eq_shaft}} := \frac{\frac{R_{m_shaft}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\Delta\sigma_{eq_shaft}} = 1.379$$

Die Welle würde den Lasten durch die höhere Nabenmasse 192,58 kg rechnerisch standhalten. Rechnerisch wird die Grenze der Dauerfestigkeit nach der EN 61400-2:2006 Berechnungsmethode zwar fast erreicht, aber aufgrund der sehr hohen Materialsicherheitsbeiwerte bei der Ermüdungslastanalyse kann von einer dauerfesten Welle ausgegangen werden.

A5 Festigkeitsanalyse Turmadapter

A5.1 Konstanten und Berechnungsgrundlagen

Gesamtmasse der Anlage: $m_{\text{ges}} := 1050\text{kg}$

Abstand zum Schwerpunkt in X Richtung: $X_1 := 0.45\text{m}$

Abstand vom unteren Flansch zur Rotorhauptachse in Z Richtung: $Z_1 := 0.8\text{m}$

Teilsicherheitsbeiwert für Gravitationslasten: $\gamma_{f_M} := 1.35$

Nach DIBt 2012 Tabelle 5

Biegemomente am unteren Flansch um die X Achse, Bruchlast: $M_{bX_TA} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot X_1 + F_{x_shaft_H_f} \cdot Z_1 + M_{shaft_B_vergl} = 14.989 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Biegemoment am unteren Flansch um die Y Achse, Bruchlast: $M_{bY_TA} := M_{x_shaft_F}$

Kombiniertes Biegemoment am unteren Flansch, Bruchlast: $M_{b_ges_TA} := \sqrt{M_{bX_TA}^2 + M_{bY_TA}^2} = 15.401 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Kraft in Z Richtung am unteren Flansch: $F_{Z_TA} := m_{\text{ges}} \cdot g$

Kraft in X Richtung am unteren Flansch; Bruchlast: $F_{X_TA} := F_{x_shaft_H_f}$

Biegemomente am unteren Flansch um die X Achse, Betriebslast: $\Delta M_{bX_TA} := m_{\text{ges}} \cdot g \cdot X_1 + \Delta F_{x_shaft_A} \cdot Z_1 + \Delta M_{shaft_A_vergl} = 14.098 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Biegemoment am unteren Flansch um die Y Achse, Betriebslast: $\Delta M_{bY_TA} := \Delta M_{x_shaft_A_vergl}$

Kombiniertes Biegemoment am unteren Flansch, Betriebslast: $\Delta M_{b_ges_TA} := \sqrt{\Delta M_{bX_TA}^2 + \Delta M_{bY_TA}^2} = 14.226 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Kraft in X Richtung am unteren Flansch; Betriebslast: $\Delta F_{X_TA} := \Delta F_{x_schaft_A}$

Aussenradius des Turmadapters am unteren Flansch: $R_{a_TA} := 0.201\text{m}$

Innenradius des Turmadapter am unteren Flansch: $R_{i_TA} := 0.1832\text{m}$

Radius der Schalenmittelfläche: $R_{c_TA} := \frac{R_{a_TA} + R_{i_TA}}{2} = 0.192\text{ m}$

Wandstärke: $t_{TA} := R_{a_TA} - R_{i_TA} = 0.018\text{ m}$

Belastete Fläche am unteren Flansch: $A_{TA} := (R_{a_TA}^2 - R_{i_TA}^2) \cdot \pi = 2.148 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2$

Widerstandsmoment Kreisringquerschnitt am unteren Flansch: $W_{YX_TA} := \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(R_{a_TA}^4 - R_{i_TA}^4)}{R_{a_TA}} = 1.976 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$

A5.2 Festigkeitsberechnung des Turmadapters nach Eurocode 3:

A5.2.1 Tragfestigkeitsanalyse

Nach DIN EN 1993-1-6 können die Spannungen in unverteiften Kreiszyinderschalen berechnet werden nach:

Druckspannung am unteren Flansch: $\sigma_{Z_TA} := \frac{F_{Z_TA}}{2 \cdot \pi \cdot R_{c_TA} \cdot t_{TA}} \cdot \gamma_{f_M} = 0.647 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Biegespannung am unteren Flansch: $\sigma_{B_TA} := \frac{M_{b_ges_TA}}{\pi \cdot R_{c_TA}^2 \cdot t_{TA}} \cdot \gamma_{f_T} = 22.389 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Kombination der Einzelspannungen, ohne Schubspannung folgt durch einfache Addition der Normalspannungen. Diese Vergleichsspannung stellt den schlimmsten Fall, die Überlagerung der Druck- und Biegespannung am weitest entfernten Punkt von der neutralen Faser dar.

Vergleichsspannung: $\sigma_{v_TA} := \sigma_{Z_TA} + \sigma_{B_TA} = 23.036 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Nach DIN EN 1993-1-6:2007 Kap. 6.4 sollte die größte unter den Bemessungswerten F_{Ed} der Einwirkungen ermittelte von Mises-Membranspannung σ_{v_TA} , nicht größer als die Grenz-Vergleichsspannung nach 6.2.2 sein.

Streckgrenze Turmadapter S355: $f_{y_TA} := 355 \frac{N}{mm^2}$

Teilsicherheitsbeiwert
Tragfestigkeit: $\gamma_{m_T} = 3$

Der Teilsicherheitsbeiwert sollte der einschlägigen Anwendungsnorm entnommen werden. Nachdem die Bemessungslasten für den Turmadapter ebenfalls teilweise von der EN 61400-2:2006 ausgehen, soll auch der dort ausgewiesen Teilsicherheitsbeiwert für Materialien verwendet werden.

Bemessungswert der Streckgrenze: $f_{yd_TA} := \frac{f_{y_TA}}{\gamma_{m_T}} = 118.333 \cdot \frac{N}{mm^2}$

von Mises-Grenz-Vergleichs-
spannung: $f_{eq_Rd_TA} := f_{yd_TA}$

$$\sigma_{v_TA} \leq f_{eq_Rd_TA} = 1$$

Damit ist die Tragfestigkeit des Turmadapters bei erhöhter Nabenmasse 192,58 kg nach EN 1993-1-6:2007 nachgewiesen!

A5.2.2 Ermüdungsanalyse

Die Bewertung der Dauerfestigkeit erfolgt ebenfalls nach Eurocode 3, nach EN 1993-1-9:2005. Die Nomenklatur folgt wieder dem Vorschlag der Norm. Die Querschubspannung wird auch für die Dauerfestigkeitsbetrachtung vernachlässigt.

Nach EN 1993-1-9:2005 Tabelle 8.5 folgt Rohrflanschverbindungen mit Kehlnähten geschweißt der Kerbfall 40.

Ermüdungsfestigkeit der Kerb-
gruppe 40 bei $2 \cdot 10^6$
Spannungsschwingspielen: $\Delta\sigma_c := 40 \frac{N}{mm^2}$

Für eine Belastung mit einer konstanten Schwingweite kann die Vergleichsschwingweite gebildet werden nach:

Maximale Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma_{D_TA} := 0.737 \cdot \Delta\sigma_c$
aus dem Beanspruchungskollektiv:

Nach EN 1993-1-9:2005 Tabelle 3.1 kann ein Teilsicherheitsfaktor für die Ermüdungsfestigkeit nach dem Zuverlässigkeitskonzept der Anlage ermittelt werden. Gewählt wurde das Bemessungskonzept Schadenstoleranz und eine hohe Schadensfolge.

Teilsicherheitsfaktor für die
Ermüdungsfestigkeit: $\gamma_{MF} := 1.15$

Spannungsschwingbreite:
$$\Delta\sigma_{E_TA} := \gamma_{MF} \cdot \left(\frac{\Delta M_{b_ges_TA}}{W_{YX_TA}} - \frac{F_{Z_TA}}{A_{TA}} \right) = 7.726 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Dauerfestigkeitskriterium:
$$\Delta\sigma_{E_TA} \leq \Delta\sigma_{D_TA} = 1$$

Damit ist die Ermüdungsfestigkeit des Turmadapters bei erhöhter Nabenmasse 192,58 kg nach EN 1993-1-9:2005 nachgewiesen!

A6 Bremsscheibe

A6.1 Schraubenberechnung Bremsscheibe

Die Methode der Schraubenberechnung folgt der Vorlage von Thomala et al. 2007 bzw. VDI 2230.

Bremsmoment: $M_{\text{Break_max}} := 2028\text{N}\cdot\text{m}$

Lochkreisdurchmesser Schrauben: $d_{\text{lk_BS}} := 0.240\text{m}$

Anzahl der Schrauben: $i_{\text{BS}} := 9$

Ruhereibungszahl in der Trennfuge: $\mu_{\text{Tr_BS}} := 0.15$

Nach Niemann et al. 2005 S:439 Abb.10.48

Anzahl der Trennfugen: $q_{\text{F_BS}} := 1$

Erforderliche Klemmkraft zur Übertragung von Querskräften pro Schraube: $F_{\text{KQerf_BS}} := \frac{M_{\text{Break_max}}}{\frac{d_{\text{lk_BS}}}{2} \cdot q_{\text{F_BS}} \cdot \mu_{\text{Tr_BS}} \cdot i_{\text{BS}}}$

Nach Thomala et al. 2007 S:104 bzw. VDI 2230

E-Modul der Schraube: $E_{\text{S_BS}} := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

E-Modul der verspannten Platten: $E_{\text{P_BS}} := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Schraubendurchmesser: $d_{\text{BS}} := 12\text{mm}$

Bohrlochdurchmesser: $d_{\text{h_BS}} := 13\text{mm}$

Schraubenkopfauflege-Durchmesser: $d_{\text{w_BS}} := 18\text{mm}$

Klemmlänge: $l_{\text{k_BS}} := 24\text{mm}$

Verspannungsdurchmesser: $D_{A_BS} := 30\text{mm}$

Schraubenkernquerschnitt: $A_{K_BS} := 76.25\text{mm}^2$

Nach Niemann et al. 2005 S:433 Abb. 10.42

elastische Nachgiebigkeit der Schraube:
$$\delta_{S_BS} := \frac{0.4 \cdot d_{BS}}{E_{S_BS} \cdot \frac{d_{BS}^2 \cdot \pi}{4}} + \frac{l_{k_BS}}{E_{S_BS} \cdot A_{K_BS}} + \frac{0.5 \cdot d_{BS}}{E_{S_BS} \cdot A_{K_BS}} + \frac{0.4 \cdot d_{BS}}{E_{S_BS} \cdot \frac{d_{BS}^2 \cdot \pi}{4}} = 2.278 \times 10^{-9} \cdot \frac{\text{m}}{\text{N}}$$

Ersatzquerschnitt:

$$A_{\text{ers_BS}} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{w_BS}^2 - d_{h_BS}^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_{w_BS} \cdot (D_{A_BS} - d_{w_BS}) \cdot \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_{k_BS} \cdot d_{w_BS}}{D_{A_BS}^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] = 3.066 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Platten:

$$\delta_{P_BS} := \frac{l_{k_BS}}{A_{\text{ers_BS}} \cdot E_{P_BS}} = 3.728 \times 10^{-10} \cdot \frac{\text{m}}{\text{N}}$$

Kraftverhältnis:

$$\Phi_{BS} := \frac{\delta_{P_BS}}{\delta_{S_BS}} = 0.164$$

Krafteinleitungsfaktor:

$$n_{BS} := 0.5$$

Nach Thomala et al. 2007 Abb. 4.24 S:85 kann bei angenommenem Angriffspunkt in der Plattenmitte der Klemmlängenfaktor $n=0,5$ gefunden werden.

Setzbetrag:

$$f_{Z_BS} := 3 \cdot 10^{-6} \text{m}$$

Richtwerte für Setzbeträge bei Schrauben, Muttern und verspannten Teilen aus Stahl nach Thomala et al. 2007 Tabelle 4.12. S:116 bzw. VDI 2230

Vorspannkraftverlust:

$$F_{Z_BS} := f_{Z_BS} \cdot \frac{\Phi_{BS}}{\delta_{P_BS}} = 1.317 \cdot \text{kN}$$

Mindest-Montage-Vorspannkraft:

$$F_{M\text{min_BS}} := 41.5 \text{kN}$$

Für Schaftschrauben M12, 8.8 mit Kopfauflege nach DIN EN ISO 4014 bei minimaler Gewindereibungszahl $\mu_{\text{ges}}=0,10$

Minimale Restklemmkraft:

$$F_{KR\text{min_BS}} := F_{M\text{min_BS}} - F_{Z_BS} = 40.183 \cdot \text{kN}$$

Zur Vermeidung des Rutschens in der Schraubenverbindung und zur Aufrechterhaltung des Reibschlusses gilt die Forderung:

$$F_{KRmin_BS} > F_{KQerf_BS} = 1$$

Anziehungsfaktor:

$$\alpha_{A_BS} := 1.5$$

Nach Thomala et al. 2007 Tabelle 4.11. S:114

Maximale Montagevorspannkraft:

$$F_{Mmax_BS} := \alpha_{A_BS} \cdot F_{Mmin_BS} = 62.25 \cdot \text{kN}$$

Flächenpressung unter der dem
Schraubenkopf:

$$p_{BS} := \frac{F_{Mmax_BS}}{\left(d_{w_BS}^2 - d_{h_BS}^2\right) \cdot \frac{\pi}{4}} = 511.349 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Grenzflächenpressung für S235:

$$p_{G_S355} := 760 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach Thomala et al. 2007 Tabelle 4.10. S:113

A6.2 Festigkeitsberechnung Bremsscheibe

Berechnung nach Feldhusen und Grote 2011 Belastungsfall 10 S:C22. Der Steg zwischen Bremsscheibenreibfläche und Bremsscheibenverschraubung wird freigeschnitten und der örtliche Umfangskraftanteil, resultierend aus dem Bremsmoment, greift am äussersten Punkt des Steges an.

Aussenradius Ausschnitt:	$R_{a_AS_BS} := 205\text{mm}$
Innenradius Ausschnitt:	$R_{i_AS_BS} := 135\text{mm}$
Radius äussere Rundung Ausschnitt:	$r_{a_AS_BS} := 10\text{mm}$
Radius innere Rundung Ausschnitt:	$r_{i_AS_BS} := 20\text{mm}$
Steglänge:	$l_{S_BS} := R_{a_AS_BS} - R_{i_AS_BS} - r_{a_AS_BS} - r_{i_AS_BS} = 40\cdot\text{mm}$
Stegbreite:	$b_{S_BS} := 10.2\text{mm}$
Anzahl an Stegen:	$i_{S_BS} := 12$
Radius des Angriffspunktes der Bremszange:	$R_{BS} := 225\text{mm}$
Bremsscheibenbreite:	$b_{BS} := 12\text{mm}$
Umfangskraft am Steg aussen:	$F_{S_BS} := \frac{M_{\text{Break_max}}}{R_{BS} \cdot i_{S_BS}} = 751.111\text{ N}$
Maximales Biegemoment im Steg:	$M_{S_BS} := \frac{1}{2} \cdot F_{S_BS} \cdot l_{S_BS} = 15.022 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Flächenträgheitsmoment Stegwurzel:	$I_{S_BS} := \frac{b_{BS} \cdot b_{S_BS}^3}{12} = 1.061 \times 10^3 \cdot \text{mm}^4$

Widerstandsmoment
Stegwurzel:

$$W_{S_BS} := \frac{I_{S_BS}}{\frac{b_{S_BS}}{2}} = 208.08 \cdot \text{mm}^3$$

Biegespannung Stegwurzel:

$$\sigma_{S_BS} := \frac{M_{S_BS}}{W_{S_BS}} = 72.194 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugfestigkeit S355:

$$R_{m_BS} := 490 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Spannungsvergleich:

$$\sigma_{S_BS} \leq R_{m_BS} = 1$$

A6.3 Wärmebelastung der Bremsanlage

Bremszeit bis zum Stillstand

$$t_{\text{Break}} := 30 \text{sec}$$

Maximale Rotordrehzahl:

$$\omega_{\text{max_Break}} := 15.708 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

Anzahl der Bremszyklen pro
Stunde:

$$z_{\text{Break}} := 1 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$$

Rechnerische Bremsarbeit:

$$W_{\text{Break_max}} := M_{\text{Break_max}} \cdot \frac{\omega_{\text{max_Break}}}{2} \cdot t_{\text{Break}} = 4.778 \times 10^5 \cdot \text{J}$$

Thermische Belastung:

$$Q_{\text{Break}} := W_{\text{Break_max}} \cdot z_{\text{Break}} = 132.733 \text{ W}$$

Masse der Bremsringfläche:

$$m_{\text{RF_BS}} := 7.7 \text{kg} \quad \text{folgt aus CAD}$$

spezifische Wärmekapazität,
Bremsscheibe, S355:

$$c_{p_BS} := 420 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

zul. Bremsscheibentemperatur:

$$\theta_{\text{zul_BS}} := 573.15 \text{K} \quad \text{Herstellerangabe, } 300^\circ\text{C}$$

Max Umgebungstemperatur: $\theta_u := 323.15\text{K}$

Zulässige Wärmemenge in
der Bremsscheibe: $Q_{\text{zul_BS}} := m_{\text{RF_BS}} \cdot c_{\text{p_BS}} \cdot (\theta_{\text{zul_BS}} - \theta_u) = 8.085 \times 10^5 \text{ J}$

$$W_{\text{Break_max}} \leq Q_{\text{zul_BS}}$$

Theoretischer Temperaturanstieg pro Bremsung

Temperaturdifferenz durch
Bremsung: $\Delta T_{\text{Break}} := \frac{W_{\text{Break_max}}}{m_{\text{RF_BS}} \cdot c_{\text{p_BS}}} = 147.754 \text{ K}$

A7 Nabenhauptkörper

A7.1 Spannsatz Welle/Nabe Verbindung

Verwendeter Spannsatz Hausmann & Haensgen Hakon Baureihe 145, 95x135

Berechnungsmethode nach Hausmann & Haensgen 2008 Datenblatt "Berechnungsgrundlagen Spannsätze"

Kräfte und Momente

Schraubenvorspannkraft: $F_v := 45.1 \text{ kN}$ laut Hersteller Datenblatt, M10, 12.9

Anzahl an Schrauben: $n_{\text{Sch}} := 12$

Übertragbares Moment: $M_t := 17.578 \text{ kN}\cdot\text{m}$ laut Hersteller Datenblatt

Spannlänge: $h_1 := 78 \text{ mm}$

Wellendurchmesser: $d_W := 95 \text{ mm}$

$D_{\text{SE}} := 135 \text{ mm}$

Axialkraft: $F_{\text{ax}} := \frac{2 \cdot M_t}{d_W} = 370.063 \text{ kN}$ laut Hersteller Datenblatt

Maximale Axialkraft in der Welle: $F_{x_shaft_H_f} = 6.807 \text{ kN}$

Sicherheitsbeiwert für Bruchlasten: $\gamma_{f_T} = 3$

Resultierendes Drehmoment: $M_{\text{tres}} := \sqrt{M_t^2 - \left(F_{x_shaft_H_f} \cdot \gamma_{f_T} \cdot \frac{d_W}{2} \right)^2} = 17.551 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Bei zeitgleichem Auftreten von einem Drehmoment und einer Axialkraft kann ein resultierendes Übertragungsmoment berechnet werden. Dieser Wert kann als Vergleichswert mit dem maximal auftretenden Antriebsmoment herangezogen werden.

Maximales Torsionsmoment:

$$M_{x_shaft_F} = 3.537 \times 10^3 \cdot \text{Nm}$$

Maximal auftretendes Torsionsmoment inkl. Sicherheitsfaktor:

$$M_{x_shaft_F_ \gamma} := M_{x_shaft_F} \cdot \gamma_{f_T} = 1.061 \times 10^4 \cdot \text{Nm}$$

$$M_{x_shaft_F_ \gamma} \leq M_{\text{tres}} = 1$$

Erforderlicher Nabenaussendurchmesser

Streckgrenze Nabenwerkstoff S355:

$$R_{p0.2_N} := 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Flächenpressung in der Nabe:

$$p_N := 146 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

laut Datenblatt

Flächenpressung in der Welle:

$$p_W := 207 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

laut Datenblatt

Einbauverhältnisse Nabenformfaktor C_{SE} :

$$C_{SE} := 0.6$$

Nabenformfaktor ist abhängig vom Aufbau der Nabe.

Erforderlicher Nabenaussendurchmesser:

$$D_{\text{erf_N}} := D_{SE} \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2_N} + p_N \cdot C_{SE}}{R_{p0.2_N} - p_N \cdot C_{SE}}} = 175.014 \cdot \text{mm}$$

Vorhandener Nabenaussendurchmesser:

$$D_{\text{vorh_N}} := 196 \text{mm}$$

$$D_{\text{erf_N}} \leq D_{\text{vorh_N}} = 1$$

Maximaler Bohrungsdurchmesser in der Hohlwelle

Streckgrenze Wellenwerkstoff 41Cr 4:

$$R_{p0.2_W} := 560 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Maximaler Bohrungsdurchmesser der Rotorwelle:

$$d_{\text{max_W}} := d_W \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2_W} - 2 \cdot p_W \cdot C_{SE}}{R_{p0.2_W}}} = 70.864 \cdot \text{mm}$$

Vorhandener
Bohrungsdurchmesser
der Rotorwelle:

$$d_{\text{vorh_W}} := 25\text{mm}$$

$$d_{\text{vorh_W}} \leq d_{\text{max_W}} = 1$$

Bildung von Vergleichsspannungen der Welle Nabe Verbindung

Durchmesserverhältnis der Nabe: $a_N := \frac{D_{\text{vorh_N}}}{D_{\text{SE}}} = 1.452$

Durchmesserverhältnis der
Hohlwelle: $a_W := \frac{d_W}{d_{\text{vorh_W}}} = 3.8$

Tangentialspannung am
Nabeninnendurchmesser: $\sigma_{tNi} := C_{SE} \cdot \frac{p_N \cdot (a_N^2 + 1)}{a_N^2 - 1}$

Tangentialspannung am
Nabenaussendurchmesser: $\sigma_{tNa} := C_{SE} \cdot \frac{2 \cdot p_N}{a_N^2 - 1} = 158.141 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Radialspannung am
Nabeninnendurchmesser: $\sigma_{rNi} := -p_N = -146 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Tangentialspannung am
Hohlwelleninnendurchmesser: $\sigma_{tWi} := -C_{SE} \cdot \frac{2 \cdot p_W \cdot a_W^2}{a_W^2 - 1} = -266.882 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Schubspannung am Naben-
innendurchmesser: $\tau_{tNi} := \frac{16 \cdot M_t \cdot D_{SE}}{\pi \cdot (D_{\text{vorh_N}}^4 - D_{SE}^4)} = 10.568 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Schubspannung am Hohlwellen-
innendurchmesser: $\tau_{tWi} := \frac{16 \cdot M_t \cdot d_{\text{vorh_W}}}{\pi \cdot (d_W^4 - d_{\text{vorh_W}}^4)} = 27.61 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Vergleichsspannung in der Nabe:
$$\sigma_{vNi} := \sqrt{\sigma_{tNi}^2 + \sigma_{rNi}^2 - \sigma_{tNi} \cdot \sigma_{rNi} + 3 \cdot \tau_{tNi}^2} = 343.391 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{vNi} \leq R_{p0.2_N} = 1$$

Vergleichsspannung in der Welle:
$$\sigma_{vWi} := \sqrt{\sigma_{tWi}^2 + 3 \cdot \tau_{tWi}^2} = 271.133 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{vWi} \leq R_{p0.2_W} = 1$$

Der Bereich des Spannsatzes wurde mit Hilfe der Berechnung an den optimalen Aussendurchmesser angepasst.

A7.2 Spannungsberechnung nach EN61400-2:2006 verschiedener Querschnitte des Nabenhauptkörpers

A7.2.1 Querschnitt zwischen Blattaufnahme und Spannsatz

Der Bauteil Nabenhauptkörper ist der zentrale Bauteil der Nabe, er trägt die Rotorblätter und Rotorblattanschlüsse. Der Nabenhauptkörper wird mit Hilfe eines Spannsatzes mit der Rotorwelle verbunden. Der betrachtete Querschnitt liegt zwischen den Rotorblattanschlüssen und dem Spannsatz, an dieser Stelle werden das gesamte Rotorantriebsmoment und die Rotorblattkräfte übertragen. In diesem Bereich hat der Nabenhauptkörper die geringste Wandstärke.

Innendurchmesser
Nabenhauptkörper: $d_{i_N} := 142 \text{ mm}$

Aussendurchmesser
Nabenhauptkörper: $d_{a_N} := 196 \text{ mm}$

Querschnittsfläche: $A_N := \left(d_{a_N}^2 - d_{i_N}^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4} = 0.014 \text{ m}^2$

Polares Widerstandsmoment:
$$W_{p_N} := \pi \cdot \frac{\left(d_{a_N}^4 - d_{i_N}^4 \right)}{16 \cdot d_{a_N}} = 1.071 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

Axiales Widerstansmoment:
$$W_{yz_N} := \frac{W_{p_N}}{2} = 5.356 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

Zug-Druck Spannung:
$$\sigma_{x_N} := \frac{F_{x_shaft_H_f}}{A_N} = 0.475 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Biegespannung:
$$\sigma_{M_N} := \frac{M_{shaft_B}}{W_{yz_N}} = 8.892 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Das Biegemoment wird zu hoch angenommen, denn die Norm bezieht das Moment auf das vordere Wellenlager.

Torsionsspannung:
$$\tau_{Mx_N} := \frac{M_{x_shaft_F}}{W_{p_N}} = 3.302 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Kombinierte Bruchlastspannung:
$$\sigma_{eq_N} := \sqrt{(\sigma_{x_N} + \sigma_{M_N})^2 + 3 \cdot \tau_{Mx_N}^2} = 10.975 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Zug-Druck Spannungsschwingbreite:
$$\Delta\sigma_{x_N} := \frac{\Delta F_{x_shaft_A}}{A_N} = 0.277 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Biegespannungsschwingbreite:
$$\Delta\sigma_{M_N} := \frac{\Delta M_{shaft_A}}{W_{yz_N}} = 11.195 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Torsionsspannungsschwingbreite:
$$\Delta\tau_{Mx_N} := \frac{\Delta M_{x_shaft_A}}{W_{p_N}} = 1.768 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Kombinierte Ermüdungsspannung:
$$\Delta\sigma_{eq_N} := \sqrt{(\Delta\sigma_{x_N} + \Delta\sigma_{M_N})^2 + 3 \cdot \Delta\tau_{Mx_N}^2} = 11.874 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

A7.2.1.1 Tragfestigkeitsanalyse

Nach EN 61400-2:2006 wird der Spannungswert mit der Tragfestigkeit des Materials unter Berücksichtigung der jeweiligen Material- und Lastsicherheitsbeiwerte verglichen.

Zugfestigkeit S355:
$$R_{m_N} := 490 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Lastsicherheitsbeiwerte:
$$\gamma_{f_T} = 3$$

Tragfestigkeit

Betriebsfestigkeit

Materialsicherheitsbeiwerte:

$$\gamma_{f_B} = 1$$

$$\gamma_{m_T} = 3$$

$$\gamma_{m_B} = 10$$

Sicherheit Zug-Druck

$$\sigma_{x_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma_{x_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{x_shaft}} = 51.041$$

Sicherheit Biegung:

$$\sigma_{M_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma_{M_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{M_N}} = 6.123$$

Sicherheit Torsion:

$$\tau_{Mx_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\tau_{Mx_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_N}} = 16.488$$

Sicherheit bei Vergleichsspannung:

$$\sigma_{eq_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma_{eq_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{eq_N}} = 4.961$$

A7.2.1.1 Ermüdungsanalyse:

Nach EN 61400-2:2006 Kapitel 7.9.2 folgt: Wenn keine Wöhler-Kurve zur Verfügung steht, muss die Bruchfestigkeit als charakteristische Materialfestigkeit eingesetzt werden. Dann muss der Teilsicherheitsbeiwert für die Ermüdung und die minimale Charakterisierung aus Tabelle 6 verwendet werden. Das bedeutet, dass ein Materialsicherheitsbeiwert mit 10 angenommen werden muss.

$$\text{Sicherheit Zug-Druck} \quad \Delta\sigma_{x_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\sigma_{x_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{x_N}} = 177.01$$

$$\text{Sicherheit Biegung:} \quad \sigma_{M_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\sigma_{M_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{M_N}} = 4.377$$

$$\text{Sicherheit Torsion:} \quad \Delta\tau_{Mx_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$$

$$S_{\Delta\tau_{Mx_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_N}} = 16.488$$

Sicherheit bei Vergleichsspannung: $\Delta\sigma_{eq_N} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$

$$S_{\Delta\sigma_{eq_N}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\Delta\sigma_{eq_N}} = 4.585$$

Rechnerisch könnte die Wandstärke des Nabenhauptkörpers im Bereich zwischen dem Blattanschluss und dem Spannsatz verringert werden. Allerdings wurde bei der Berechnung des Spannsatzes die doppelte Spannsatzbreite als Nabenbreite angenommen (Nabenformfaktor) und somit sind in diesem Bereich keine Materialeinsparungen möglich.

A7.2.2 Querschnitt zwischen Bremscheibenaufnahmeflansch und Spannsatz

Dieser Bereich des Nabenhauptkörpers wird ausschließlich auf Torsion durch den Einsatz der Rotorbremse belastet. Dies stellt keinen Lastfall der EN 61400-2:2006 dar sondern dient ausschließlich der Beurteilung des Einsparpotentials bei der Wandstärke des Nabenhauptkörpers.

Maximales Bremsmoment der Rotorbremse:

$$M_{\text{Break_max}} = 2.028 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Herstellerangabe

Aussendurchmesser Nabenhauptkörper:

$$d_{a_NB} := d_{a_N}$$

Aussendurchmesser Nabe-Bremsscheibe

Innendurchmesser Nabenhauptkörper:

$$d_{i_NB} := 160 \text{ mm}$$

Querschnitt am kritischen Querschnitt:

$$A_{NB} := \left(d_{a_NB}^2 - d_{i_NB}^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4} = 1.007 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2$$

Polares Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt:

$$W_{p_NB} := \pi \cdot \frac{\left(d_{a_NB}^4 - d_{i_NB}^4 \right)}{16 \cdot d_{a_NB}} = 8.219 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

Axiales Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt:

$$W_{yz_NB} := \frac{W_{p_NB}}{2} = 4.109 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

Torsionsspannung:

$$\tau_{Mx_NB} := \frac{M_{\text{Break_max}}}{W_{p_NB}} = 2.467 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

A7.2.2.1 Tragfestigkeitsanalyse

Sicherheit Torsion:

$$\tau_{Mx_NB} \leq \frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$
$$S_{\tau_{Mx_NB}} := \frac{\frac{R_{m_N}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\tau_{Mx_NB}} = 22.065$$

A8 Blattanschluss

A8.1 Spannungsberechnung nach EN61400-2:2006 Blattadapterflansche

Abmessungen:

Aussendurchmesser im kritischen Querschnitt: $d_{a_krit_flansch} := 220\text{mm}$

Innendurchmesser im kritischen Querschnitt: $d_{i_krit_flansch} := 200\text{mm}$

Wandstärke im kritischen Querschnitt: $s_{krit_flansch} := \frac{(d_{a_krit_flansch} - d_{i_krit_flansch})}{2} = 10\cdot\text{mm}$

Polares Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt: $W_{p_krit_flansch} := \pi \cdot \frac{(d_{a_krit_flansch}^4 - d_{i_krit_flansch}^4)}{16 \cdot d_{a_krit_flansch}} = 6.627 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$

Axiales Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt: $W_{xy_krit_flansch} := \frac{W_{p_krit_flansch}}{2} = 3.314 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$

Querschnittsfläche im kritischen Querschnitt: $A_{krit_flansch} := \frac{(d_{a_krit_flansch}^2 - d_{i_krit_flansch}^2) \cdot \pi}{4} = 6.597 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$

Die Spannungen bzw. Kräfte und Momente am kritischen Querschnitt folgen aus EN 61400-2:2006 Kapitel 7.7

Zug-Druck Spannung: $\sigma_{z_flansch} := \frac{F_{zB_E}}{A_{krit_flansch}} = 3.199 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Schwenkbiegespannung: $\sigma_{x_flansch} := \frac{M_{xB_G}}{W_{xy_krit_flansch}} = 5.316 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Schwenkbiegespannung: $\sigma_{y_flansch} := \frac{M_{yB_C}}{W_{xy_krit_flansch}} = 15.902 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Zug-Druck Spannungsschwingweite:

$$\Delta\sigma_{z_flansch} := \frac{\Delta F_{zB}}{A_{krit_flansch}} = 2.844 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Kombinierte Biegespannungsschwingweite:

$$\Delta\sigma_{MB_flansch} := \frac{\sqrt{\Delta M_{xB}^2 + \Delta M_{yB}^2}}{W_{xy_krit_flansch}} = 13.094 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Kombinierte Ermüdungsspannung:

$$\Delta\sigma_{eq_flansch} := \Delta\sigma_{MB_flansch} + \Delta\sigma_{z_flansch} = 15.938 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

A8.1.1 Tragfestigkeitsanalyse

Nach EN 61400-2:2006 wird der Spannungswert mit der Tragfestigkeit des Materials unter Berücksichtigung der jeweiligen Material- und Lastsicherheitsbeiwerte verglichen.

Flanschwerkstoff: Baustahl S355

Zugfestigkeit S355:

$$R_{m_flansch} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Materialsicherheitsbeiwerte:

$$\gamma_{m_T} = 3$$

$$\gamma_{m_B} = 10$$

Sicherheit Zug-Druck

$$\sigma_{z_flansch} \leq \frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma z_flansch} := \frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T} \cdot \sigma_{z_flansch}} = 17.019$$

Sicherheit Schwenkbiegung: $\sigma_{x_flansch} \leq \frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}} = 1$

$$S_{\sigma_{x_flansch}} := \frac{\frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\sigma_{x_flansch}} = 10.241$$

Sicherheit Schlagbiegung: $\sigma_{y_flansch} \leq \frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}} = 1$

$$S_{\sigma_{y_flansch}} := \frac{\frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_T} \cdot \gamma_{f_T}}}{\sigma_{y_flansch}} = 3.424$$

A8.1.2 Ermüdungsanalyse:

Sicherheit bei Nennbetrieb: $\Delta\sigma_{eq_flansch} \leq \frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}} = 1$

$$S_{\Delta\sigma_{eq_flansch}} := \frac{\frac{R_{m_flansch}}{\gamma_{m_B} \cdot \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{eq_flansch}} = 3.074$$

A8.2 Spannungsberechnung nach EN 61400-2:2006 Blattaufnahmeachse

Der Bauteil Blattaufnahmeachse wird durch die Kräfte am Rotorblatt belastet. Der kritische Querschnitt befindet sich im kleinsten Durchmesser unmittelbar im Freistich vor der Gewindeanbindung an die Nabe.

Innendurchmesser der Blattaufnahmwelle: $d_{i_BA} := 67\text{mm}$

Aussendurchmesser der Blattaufnahmwelle im kritischen Querschnitt: $d_{a_BA} := 92\text{mm}$

Radius an der Wellenschulter im kritischen Querschnitt: $r_{BA} := 1.6\text{mm}$

Querschnitt am kritischen Querschnitt: $A_{BA} := \left(d_{a_BA}^2 - d_{i_BA}^2\right) \cdot \frac{\pi}{4}$

Polares Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt: $W_{p_BA} := \pi \cdot \frac{\left(d_{a_BA}^4 - d_{i_BA}^4\right)}{16 \cdot d_{a_BA}} = 1.099 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$

Axiales Widerstandsmoment im kritischen Querschnitt: $W_{yz_BA} := \frac{W_{p_BA}}{2} = 5.494 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

Zug-Druck Spannung: $\sigma_{z_BA} := \frac{F_{zB_E}}{A_{BA}} = 6.76 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Schwenkbiegespannung: $\sigma_{x_BA} := \frac{M_{xB_G}}{W_{yz_BA}} = 32.063 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Schlagbiegespannung: $\sigma_{y_BA} := \frac{M_{yB_C}}{W_{yz_BA}} = 95.906 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Zugspannungsschwingweite: $\Delta\sigma_{z_BA} := \frac{\Delta F_{zB}}{A_{BA}} = 6.009 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Kombinierte Biegespannungsschwingweite:

$$\Delta\sigma_{xy_BA} := \frac{\sqrt{\Delta M_{xB}^2 + \Delta M_{yB}^2}}{W_{yz_BA}} = 78.971 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kombinierte Ermüdungsspannung:

$$\Delta\sigma_{eq_BA} := \Delta\sigma_{z_BA} + \Delta\sigma_{xy_BA} = 84.98 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

A8.2.1 Tragfestigkeitsanalyse

Nach EN 61400-2:2006 wird der Spannungswert mit der Tragfestigkeit des Materials unter Berücksichtigung der jeweiligen Material- und Lastsicherheitsbeiwerte verglichen.

Wellenwerkstoff: Vergütungsstahl 42CrMo4

Zugfestigkeit 42CrMo4:

$$R_{m_BA} := 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bauteilfestigkeiten nach Schaeffler KG 2002, Technisches Taschenbuch

Sicherheit Zug:

$$\sigma_{z_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma z_BA} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{z_BA}} = 16.436$$

Sicherheit Schwenkbiegung:

$$\sigma_{x_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$$

$$S_{\sigma x_BA} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{x_BA}} = 3.465$$

Sicherheit Schlagbiegung: $\sigma_{y_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}} = 1$

$$S_{\sigma_{y_BA}} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_T} \gamma_{f_T}}}{\sigma_{y_BA}} = 1.159$$

3.3.2 Ermüdungsanalyse:

Nach EN 61400-2:2006 Kapitel 7.9.2 folgt: Wenn keine Wöhler-Kurve zur Verfügung steht, muss die Bruchfestigkeit als charakteristische Materialfestigkeit eingesetzt werden. Dann muss der Teilsicherheitsbeiwert für die Ermüdung und die minimale Charakterisierung aus Tabelle 6 verwendet werden. Das bedeutet, dass ein Materialsicherheitsbeiwert mit 10 angenommen werden muss.

Sicherheit Zug: $\Delta\sigma_{z_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}} = 1$

$$S_{\Delta\sigma_{z_BA}} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{z_BA}} = 16.641$$

Sicherheit Biegung: $\Delta\sigma_{xy_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}} = 1$

$$S_{\Delta\sigma_{MB}} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{xy_BA}} = 1.266$$

Sicherheit bei Vergleichsspannung: $\Delta\sigma_{eq_BA} \leq \frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}} = 1$

$$S_{\Delta\sigma_{eq_BA}} := \frac{\frac{R_{m_BA}}{\gamma_{m_B} \gamma_{f_B}}}{\Delta\sigma_{eq_BA}} = 1.177$$

A8.3 Berechnung Distanzringe

Grenzflächenpressung AlMgSi: $p_{zul_Al} := 60 \frac{N}{mm^2}$

Nach INA Technisches Taschenbuch S: 202 für AlMg, AlMn, AlMgSi Legierungen und schwellende Belastung.

Belastete Fläche: $A_{DR_a} := 3884 mm^2$

Aus CAD

Maximale Druckkraft: $F_{zB_E} = 21.105 \cdot kN$

max. Flächenpressung: $p_{DR_a} := \frac{F_{zB_E} \cdot \gamma_{m_T}}{A_{DR_a}} = 16.302 \cdot \frac{N}{mm^2}$

$$p_{DR_a} \leq p_{zul_Al} = 1$$

Dieser Wert der Flächenpressung ist ebenfalls für den mittleren Distanzring ausschlaggebend, der direkt an den äusseren mit der selben Auflagefläche angrenzt.

Die Druckfläche zwischen der Gewindehülse am Nabenhauptkörper und dem inneren Distanzring ist größer als die des äusseren Distanzringes und somit entsteht eine geringere Flächenpressung und ist damit auch geringer als die zulässige Flächenpressung für Aluminium.