



Hochschule für Angewandte  
Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

---

Diplomarbeit

---

# Entwicklung und Konstruktion eines Serienprüfstands für Rotorblätter von Windenergieanlagen

Erstellt durch: Michael Böhm  
Beginn: 02.11.2011  
Ende: 02.02.2012

Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Stefan Wieseemann  
Dipl.-Ing. Fred Koch (AREVA Blades GmbH)

Durchgeführt bei der AREVA Blades GmbH, Stade

<b>Auslegeexemplar der Diplomarbeit von</b>	
Name: <b>Böhm</b>	Vorname: <b>Michael</b>
Studiengang: <b>Maschinenbau</b>	vorgelegt am: <b>02.02.2012</b>
Erstprüfer: <b>Prof. Dr.-Ing. Stefan Wieseemann</b>	Zweitprüfer: <b>Dipl.-Ing. Fred Koch</b>
<b>Thema:</b> <b>Entwicklung und Konstruktion eines Serienprüfstands für Rotorblätter von Windenergieanlagen</b>	

Hamburg den, 01.02.2012

---

Fakultät Technik und Informatik  
**Department Maschinenbau und Produktion**

[www.mp.haw-hamburg.de](http://www.mp.haw-hamburg.de)

Berliner Tor 21  
20099 Hamburg





Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

*Hamburg University of Applied Sciences*  
*Fachbereich Maschinenbau und Produktion*

# **A u f g a b e n s t e l l u n g**

**für die Diplomarbeit**

von Herrn **Michael Böhm**

Matrikel-Nummer: 1821851

Thema: **Entwicklung und Konstruktion eines Serienprüfstands für Rotorblätter von Windkraftanlagen**

Bei der qualitätssichernden Endabnahme von Rotorblättern in der Serienfertigung müssen mehrere Mess- und Prüfaufgaben am Endprodukt vorgenommen werden. Die Kenntnis der Ergebnisse ist für eine optimale Zusammenstellung von Rotorblattsätzen und den sicheren Betrieb der Windenergieanlage nötig, da es, z.B. durch Massenunwuchten und Unterschiede in den Eigenfrequenzen der Rotorblätter, zu unerwünschten Betriebsverhalten der gesamten Anlage kommen kann.

Der in dieser Arbeit konstruierte Serienprüfstand soll unter anderem dazu dienen, die Masse, Schwerpunktlage und somit die Massenmomente (bis ca. 5MNm) sowie die Eigenfrequenzen von Rotorblättern bis zu einer Länge von 60m zu messen. Im Weiteren soll das Rotorblatt um seine Längsachse Pitchbar sein, um es von allen Seiten erreichen zu können.

## **Schwerpunkte der Arbeit:**

- Beschreibung der Rotorblatt-Serienfertigung (inkl. Endabnahme)
- Auswahl/Zusammenstellung der Prüfmittel
- Beschreibung des Prüfverfahrens
- Konstruktion des Serienprüfstands

---

Datum

---

1. Prüfer/in

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Motivation und Problemstellung . . . . .	1
1.2. Ziel der Arbeit . . . . .	1
1.3. Inhalt der Arbeit . . . . .	2
<b>2. Beschreibung der bisherigen Endabnahme</b>	<b>4</b>
2.1. Kurze Facheinführungen . . . . .	4
2.1.1. Einführung Rotorblätter von Windenergieanlagen (WEA) . . . . .	4
2.1.2. Begriff Qualitätssicherung . . . . .	8
2.2. Maßnahmen zur Qualitätssicherung (QS) . . . . .	11
2.2.1. Rotorblattgewicht . . . . .	12
2.2.2. Bestimmung der Schwerpunktlage . . . . .	12
2.2.3. Sonstige Prüfaufgaben . . . . .	15
<b>3. Entwicklung eines neuen Prüfverfahrens</b>	<b>17</b>
3.1. Konzept . . . . .	17
3.1.1. Messen des Gewichtes des Rotorblatts und der Massenmomente (Bestimmung der Schwerpunktlage) . . . . .	19
3.1.2. Vermessung des Rotorblattes bei statischer Eigengewichtsbelastung	20
3.2. Lager- (Wägezellen-) Anforderungen . . . . .	21
3.2.1. Lagerkräfte verursacht durch den Prüfkörper . . . . .	26
3.2.2. Lagerkräfte verursacht durch das Prüfstandeingengewicht . . . . .	29
3.2.3. Ergebnisse der Lagerkraftberechnung . . . . .	32
3.3. Berechnung des Rotorblattgewichtes und der Massenmomente aus den Lagerreaktionen . . . . .	33
3.3.1. Gestell- Gewicht und Schwerpunktlage . . . . .	33
3.3.2. Ermittlung der Masse und Momente aus den Messungen . . . . .	34
3.3.3. Zusammenfassung der benötigten Gleichungen . . . . .	35
3.4. Bestimmung der zu erwartenden Messabweichungen . . . . .	37
3.4.1. Genauigkeiten der Wägezellen . . . . .	37
3.4.2. Abstandstoleranzen (Einfluss der Abstandsmessungen) . . . . .	42

3.4.3. Zusammengefasste Abweichungen . . . . .	44
3.5. Ermittlung der Eigenfrequenzen . . . . .	45
3.6. Berücksichtigung der Schwerpunktverschiebung bei statischer Durchbiegung	46
3.7. Kalibrieren der Messmittel am Prüfstand . . . . .	46
<b>4. Vergleich der beiden Prüfverfahren</b>	<b>48</b>
<b>5. Konstruktion des neuen Serienprüfstands</b>	<b>50</b>
5.1. Rahmenbedingungen für die Konstruktion . . . . .	50
5.2. Prüfstand als Stabwerk . . . . .	50
5.2.1. Berechnung des Stabwerks . . . . .	52
5.2.2. Schweißnähte . . . . .	59
5.2.3. Blattanschluss, Lastaufnahme . . . . .	62
5.3. 3D CAD Modell . . . . .	70
5.4. Analyse mit der Finite-Element-Methode . . . . .	75
5.4.1. Angewendete Software . . . . .	75
5.4.2. Einheitensystem, Koordinatensystem . . . . .	76
5.4.3. FEM-Modell . . . . .	76
5.4.4. Materialdaten . . . . .	78
5.4.5. Lagerbedingungen . . . . .	79
5.4.6. Belastungen . . . . .	82
5.4.7. Ergebnisse der Festigkeitsnachweise . . . . .	84
5.4.8. Verformungen und resultierende Abweichungen der Pitchachse . .	89
<b>6. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>93</b>
<b>A. Erstellte Gleichungen</b>	<b>I</b>
<b>B. Zeichnungen</b>	<b>IV</b>
<b>C. Datenblätter</b>	<b>VII</b>

---

# Abbildungsverzeichnis

2.1. Aufbauprinzip eines Rotorblatts (Quelle:[7, Kap.7, s.243]) . . . . .	6
2.2. Aufbau eines Rotorblattes, Quelle:[3] . . . . .	7
2.3. Prozesskreislauf der Qualitätssicherung nach ISO 9001, Quelle:[1] . . . . .	9
2.4. Kranwaagenposition . . . . .	13
3.1. Prüfstandkonzept. Messung des Eigengewichts und Ermittlung der Massenmomente über 3 Lagerstellen . . . . .	18
3.2. Lokales Koordinatensystem des Pitchlagers . . . . .	19
3.3. Lokales Koordinatensystem des Pitchlagers . . . . .	22
3.4. Das Rotorblatt als Kragbalken . . . . .	23
3.5. Aufteilung der Gewichtskraft in Pitchlagerkraft $F_{PL}$ und Pitchmotorhalterkraft $F_{PM}$ . . . . .	24
3.6. Ersatzbild zur bestimmung der Lagerkräfte . . . . .	25
3.7. Vereinfachtes Ersatzbild zur bestimmung der Lagerkräfte . . . . .	26
3.8. Vereinfachtes Ersatzbild zur Bestimmung der Lagerkräfte verursacht durch das Eigengewicht des Gestells . . . . .	29
3.9. Änderung der Wägezellenübertragungsgeraden durch Temperatureinfluss	42
3.10. Beispielhafte Anordnung von Beschleunigungsaufnehmer zur Ermittlung der Schlag- Schwenk- und Torsions- Eigenfrequenzen . . . . .	45
5.1. M5000-116 Rotorblatt mit Gestellstabwerk . . . . .	51
5.2. Prüfstandgestell als Stabwerk mit der eingeleiteten Nennlast . . . . .	52
5.3. Berechnetes Stabwerkmodell mit eingetragenen Stabkräften (Druckkräfte sind positiv dargestellt, Zugkräfte mit negativem (-) Vorzeichen) . . . . .	54
5.4. Übersicht über die nachgerechneten Schweißnähte N-1 bis N-6 . . . . .	60
5.5. Schweißnähte an IPB- Trägern . . . . .	61
5.6. Kastenkonstruktion (Rahmen) zur Aufnahme des Pitchlagers und Motors	63
5.7. Kastenkonstruktion, dargestellt mit allen Teilen . . . . .	64
5.8. Berechnung der Pitchlagerbefestigung . . . . .	66
5.9. Verteilung der Schraubenkraft $F_{Smax,x}$ auf die Verbindungsstelle vom oberen Träger und Frontplatte . . . . .	67

5.10. Verbesserte Verteilung der Krafteinleitung in die Rahmenkonstruktion . . .	69
5.11. Das komplette CAD-Modell aus Blattlageranbindung und Stabwerk-Konstruktion	70
5.12. Hauptabmessungen des Prüfstands . . . . .	71
5.13. Wägemodul zur Aufnahme der Wägezelle und Verbindung des Prüfstands mit den Füßen [8] . . . . .	72
5.14. Position der Wägemodule . . . . .	72
5.15. Blitzschutzanbindung für die Widerstandsprüfung . . . . .	73
5.16. Pitchmotor und Getriebe zum Pitchen des Prüfkörpers . . . . .	74
5.17. Zwei Distanssensoren zur Bestimmung der Flanschrundheit . . . . .	75
5.18. Halbierte Solid-Modelle des Prüfstands, aufbereitet für die Vernetzung. Rechts: Prüfstand-Trägermodell mit vereinfachter Rotorblattanbindung. Links: Rotorblattanbindung und globales Koordinatensystem(KOS) . . .	77
5.19. Netzstruktur der beiden FEM-Modelle . . . . .	79
5.20. Lagerbedingungen des Prüfstandmodells . . . . .	80
5.21. RBE-Spinne der an den beiden Lagerpunkten A und B des Prüfstands zur Ermöglichung der gewünschten Freiheitsgrade der Lager. . . . .	81
5.22. Lagerbedingungen für die Analyse des Blattanschluss-Kastens . . . . .	81
5.23. Einleitung der äußeren Lasten (Last- Fall 1) auf die Innenfläche des Pitchlageraußenrings . . . . .	83
5.24. Erzeugung der Schraubenvorspannkraft zur Verbindung des Pitchlagers mit dem Prüfgestell . . . . .	84
5.25. Die am höchsten belastete Stelle des unteren Trägers. Die vorhandene maximale Vergleichsspannung ist $\sigma_v = 120 \frac{N}{mm^2}$ . . . . .	85
5.26. Die am höchsten belastete Stelle an der Rückseite des Rotorblattanschluss- Kastens. Die vorhandene maximale Vergleichsspannung ist $\sigma_v = 45 \frac{N}{mm^2}$ . . .	86
5.27. Spannungsverlauf im Druckstab. Die Max. Druckspannung in dem oberen Gurt des Trägers ist $\sigma_{d,max} = 57 \frac{N}{mm^2}$ . . . . .	87
5.28. Bereich der höchsten Belastung des unteren Stabs $\sigma_{v,max} = 102 \frac{N}{mm^2}$ . . .	88
5.29. Referenzpunkte P1 und P2 zur Bestimmung der Pitchachsenabweichung. Dargestellt sind die Verformungen des Prüfstands unter seinem Eigengewicht. Größte Verformung im Unteren Träger ( $s_{max} = 1,74mm$ ) . . . . .	90

---

## Tabellenverzeichnis

2.1. M5000-116 Rotorblatttdaten . . . . .	7
2.2. M5000-135 Rotorblatttdaten . . . . .	8
2.3. Abweichungen bei den Bestimmten Rotorblatttdaten des M5000-116 . . .	14
3.1. Gestell-Lagerbelastungen (Wägezellenbelastung) durch das Eigengewicht des Prüfstands und durch das Rotorblatt M5000-135 . . . . .	32
3.2. Genauigkeitsklasse „C“ in %S (S=Nennlast) . . . . .	38
3.3. Messunsicherheiten bei den Lagern A, B' und B" bei einer verwendeten Wägezelle der Genauigkeitsklasse C3 . . . . .	38
3.4. Erste überschlägige Bestimmung der Messunsicherheiten . . . . .	39
3.5. Bei Relativmessung auftretende Messunsicherheiten . . . . .	40
3.6. Bei Relativmessung auftretende Messunsicherheiten . . . . .	41
3.7. vergleich der Messunsicherheiten bei Genauigkeitsklasse C3 . . . . .	41
3.8. Zusammengesetzte Abweichungen (Wägezellenmessfehler + Längenmess- fehler) bezogen auf die Nennwerte der Rotorblätter. Mit Temperaturkom- pensation. . . . .	44
4.1. Gegenüberstellung der erreichbaren Toleranzen bei der Bestimmung des Rotorblattgewichtes, des Messenmomentes und des Pitchmomentes . . .	49
5.1. Gestellbelastungen . . . . .	53
5.2. Lagerreaktionskräfte durch Nennlast (M5000-135) mit und ohne Eigenge- wicht des Prüfstands . . . . .	53
5.3. Stabbelastungen durch Lastfall HZ (Haupt und Zusatzlast) . . . . .	54
5.4. hoch belasteter Biegeträger (Träger 15, bzw. 16) am Knotenpunkt mit Träger 17 . . . . .	57
5.5. hoch belasteter Biegeträger (Träger 15, bzw. 16) am Knotenpunkt mit Träger 17 . . . . .	58
5.6. Schweißnahtspannungen und Resultierende Sicherheiten in den Nähten N-1 bis N-6 . . . . .	61
5.7. Materialkennwerte Stahl S355JR . . . . .	78

5.8. Belastungsfälle des Prüfstands . . . . .	82
5.9. Maximal zulässige Spannungen ([10] TB3-3 Spalte c, TB6-5 und TB6-6) .	85
5.10. Vergleich der vorhandenen mit den zulässigen Spannungen . . . . .	86
5.11. Resultierende Pitchachsen- Winkelabweichungen und Verschiebung der jeweiligen Rotorblattspitze für die Lastfälle 2,3 und 4 . . . . .	91
5.12. Verhältnis der Verschiebung der Blattspitze durch die Pitchwinkelabwei- chung zur Verschiebung der Blattspitze durch statische Durchbiegung (von den jeweiligen Maxima) . . . . .	92



---

## Literaturverzeichnis

- [1] *DIN EN ISO 9001: Qualitätsmanagementsysteme. Modell zur Qualitätssicherung/QM-Darlegung in Design, Entwicklung, Produktion, Montage und Wartung. Dreisprachige Fassung.* 2008
- [2] AUTODESK, Inc.: *Autodesk® Inventor®*, 3D-Modellierungssoftware. <http://www.autodesk.de/>
- [3] BLADES, AREVA: *AREVA-Blades GmbH*. 2011
- [4] CASSEL, Dipl.-Ing. M.: *Qualitätsmanagement nach ISO 9001:2000*. Hanser, 2002
- [5] GEOSYSTEMS, Leica: *Leica Geosystems, Leica-DISTO-DXT*. [http://www.leica-geosystems.com/en/Leica-DISTO-DXT\\_81339.htm](http://www.leica-geosystems.com/en/Leica-DISTO-DXT_81339.htm)
- [6] GMBH, TEDATA: *MDESIGN Roloff/Matek Edition Version 9.1*. <http://www.maus-soft.de/>
- [7] HAU, Erich: *Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*. - 4., vollständig neu bearbeitete Auflage. Springer, 2008. – ISBN 9783540721505
- [8] HBM, Hottinger Baldwin M.: *Hottinger Baldwin Messtechnik HBM*. <http://www.hbm.com/de/menu/produkte/waegetechnik/ring-torsions-waegezellen/>
- [9] HBM, Hottinger Baldwin M.: *Anwendung und Einbau von Wähgezellen*, 2002
- [10] HERBERT WITTEL, Dieter Jannasch Joachim V. Dieter Muhs M. Dieter Muhs: *Roloff / Matek Maschinenelemente*. Vieweg+Teubner, 2009
- [11] PLM, Siemens: *FEMAP®*, 2010
- [12] PLM, Siemens: *Getting started with FEMAP®*, 2010
- [13] PLM, Siemens: *User Guide FEMAP®*, 2010
- [14] WIKIPEDIA: *Wikipedia, die freie Enzyklopädie*. <http://www.wikipedia.de>

## Einleitung

### 1.1. Motivation und Problemstellung

Aufgrund des wachsenden Umweltbewusstseins, des steigenden Energiebedarfs der Bevölkerung und des geplanten „Atom-Ausstiegs“, wächst die Branche der regenerativen Energien, deren Produzenten und der Anlagenbauer. Damit erlangen auch Windkraftwerke zunehmend an Bedeutung und sie werden in immer höheren Stückzahlen, Leistungen und damit auch Größen gebaut.

Der Rotorblatthersteller AREVA-Wind GmbH, bei dem diese Arbeit verfasst wurde, produziert ausschließlich Rotorblätter (im Folgenden mitunter nur Blatt oder Blätter genannt) für Offshore- Windparks. Mit dem weiteren Ausbau der Produktionslinie werden die Rotorblätter nun in Serie gebaut, wobei der heutige technische Stand der Produktion immer noch stark Handarbeit ist und daher eher von Einzel-, bzw. von Kleinserie gesprochen werden muss.

Am Ende jedes gefertigten Rotorblatts steht seine Endabnahme bei der geprüft wird ob es den geforderten Qualitätsanforderungen entspricht. Durch diese Qualitätssicherung (QS) werden von jedem Blatt die entsprechenden Daten gesammelt und für eine Auswertung gespeichert. Somit lassen sich nicht nur Mängel bei der Produktion feststellen, sondern es wird auch festgestellt in wieweit die Produkte innerhalb der Serie von einander abweichen.

### 1.2. Ziel der Arbeit

Diese Arbeit umfasst die Auslegung und die Konstruktion des Prüfstands für die Endabnahme der Rotorblätter. Die Schwerpunkte liegen dabei auf der Bestimmung der Rotorblattmasse, der Massenmomente (somit der Schwerpunktlage) und der Darstellung weiterer möglicher Prüfaufgaben (wie die Eigenfrequenzmessung) an Rotorblätter mit einer Länge um 60 m und Massenmomenten bis ca. 5 MNm. Zur Oberflächenprüfung und partiellen Ultraschallprüfungen durch einen Arbeiter, soll das Rotorblatt am Prüfstand um seine Längsachse Pitchbar sein um es von allen Seiten erreichbar zu machen.

Zu einer Windkraftanlage gehören mehrere Rotorblätter (im Fall der AREVA M5000 drei). Durch die Bauweise und den Fertigungsprozess bedingt besitzen die Rotorblätter

eine unterschiedliche Masse und Schwerpunktlage. Deshalb werden die Rotorblätter statisch ausgewuchtet. Da jede Messung aber mit gewissen Messunsicherheiten verbunden ist, verbleibt eine Abweichung vom Ideal- Gewicht und Massenmoment bei den Rotorblättern. Dies kann folgen für die ganze WEA haben. Bei zu großen Unterschieden kann die Unwucht zu gefährlichen Schwingungen führen.

Ebenfalls haben die Eigenfrequenzen der einzelnen Rotorblätter Einfluss auf den Betrieb der Anlage.

Das Ziel des Prüfstands ist es nun die Unterschiede der einzelnen Rotorblätter, in ihrem Gewicht und Schwerpunktlage (verursachte Momente an der Blattwurzel) zu erfassen und zu vergleichen. Dabei soll sichergestellt werden, dass die geforderten Toleranzen eingehalten werden. Und das bei sichergestellter Wiederholbarkeit für die Serienfertigung.

## 1.3. Inhalt der Arbeit

Der Prüfstand soll bei der Endabnahme der in Serie gefertigten Rotorblätter eingesetzt werden. Da die Endabnahme ein Teil des Qualitätssicherungsprozesses ist und diese nach der ISO9001:2001 zertifiziert ist, wird unter Kapitel 2 kurz erklärt warum die Qualitätssicherung eingesetzt wird und was diese für die Endabnahme (den Prüfstand) bedeutet. Dazu wird die jetzige Endabnahme der Rotorblätter beschrieben und aufgelistet welche Überprüfungen, Messmethoden und Messmittel eingesetzt werden. Zudem wird beschrieben welche Genauigkeiten benötigt und wie diese derzeit erreicht werden.

In Kapitel 3 wird das Prüfstandkonzept vorgestellt. Es wird das neue, erweiterte Prüfverfahren beschrieben und auf die entstehenden Änderungen und Erweiterungen eingegangen. Aus dem Konzept wird ein Ersatzmodell entwickelt welches die gesamte Messunsicherheiten bei den einzelnen Messergebnissen beschreibt. Im Anschluss werden die beiden Verfahren zur Endabnahme der Rotorblätter in Kapitel 4 verglichen.

Aus den in Kapitel 3 dargestellten Erkenntnissen, wird in dem Kapitel 5 auf die Konstruktion des Prüfstands eingegangen. Dort wird gezeigt wie das Gestell aufgebaut ist und wie es berechnet wurde. Zudem wird der Prüfstand einer abschließenden FEM Untersuchung unterzogen um die Festigkeit zu analysieren und Erkenntnisse zur Verformung und dadurch Abweichungen bei den Messungen am Rotorblatt zu erhalten.

Zum Abschluss werden in Kapitel 6 die Entwicklung zusammengefasst und ein Ausblick

zur weiteren Optimierung der Konstruktion gegeben.

# 2

---

## Beschreibung der bisherigen Endabnahme

### 2.1. Kurze Facheinführungen

Für das Verständniss der Arbeit werden einige Kenntnisse über den Aufbau von Rotorblättern benötigt, sowie die technischen Daten und Eigenschaften der Rotorblätter die am Prüfstand der Endabnahme unterzogen werden sollen. Auch werden hier einige in dieser Arbeit verwendeten Fachbegriffe und Besonderheiten der Bauform erklärt.

#### 2.1.1. Einführung Rotorblätter von Windenergieanlagen (WEA)

Mit dem Begriff „Rotorblatt“ oder auch nur „Blatt“, sind in dieser Arbeit immer die Rotorblätter von Windenergieanlagen gemeint.

#### **Aufbau moderner Rotorblätter**

Als Vorbild für den Aufbau und vor allem für die Entwicklung von Rotorblättern dient der Flugzeugbau und technologisch wurde in den Anfängen des Rotorblattbaus viel übernommen. Da aber, anders als bei Flugzeugen, der Leichtbau nicht so sehr im Vordergrund steht und hier eher die Kosten gering gehalten werden, wurden mit unterschiedlichsten Materialien, Bauformen und Fertigungsverfahren experimentiert. Als geeignet wurden Materialien wie:

- - Aluminium
- - Titan
- - Stahl
- - Faserverbundmaterial (Glas-, Kohle- und Aramidfaser)
- - Holz

angesehen ([7, Kap.7, s.240]). Die bewährte Metallbauweise aus dem Flugzeugbau bietet zwar die erforderlichen Eigenschaften für die Rotorblätter, wird aber aufgrund der nicht erforderlichen Leichtbauweise und den durch Aluminium, bzw. Stahl oder Titan, hohen Kosten nicht eingesetzt. Die Kosten sind hier nur reine Materialkosten und höheres Gewicht spiegelt sich nicht in der Wirtschaftlichkeit einer Anlage wieder. Trotzdem werden bei kleinen Anlagen (Rotorblatt längen von ein paar Metern) auch Profilhalbzeuge aus

Aluminium oder Holz eingesetzt. Als günstig erwies sich die Bauweise aus Faserverbundwerkstoffen, wie Glas- und Kohlefaser. Beim Segelflugzeugbau hat man die Techniken zum herstellen der Tragflächen aus Verbundwerkstoffen sehr stark entwickelt, da diese Materialien sehr leicht, hohe Festigkeiten und sehr gute Oberflächen und geometriegenauigkeiten erzielen.

Kohlefaser wird meistens nur in besonders hoch beanspruchten Bereichen des Rotorblattes eingesetzt, da Kohlefaser im Vergleich deutlich höhere Kosten verursacht. Um trotzdem leichte und steife Rotorblätter zu bauen werden zusätzlich Kernmaterialien, wie Schaumstoff und Balsaholz, in der sogenannten Sandwichbauweise eingesetzt.

Der Aufbau eines Rotorblattes ähnelt stark dem eines Flugzeugflügels. Zur begrifflichen Erklärung und der historischen Entwicklung dient Abbildung .2.1

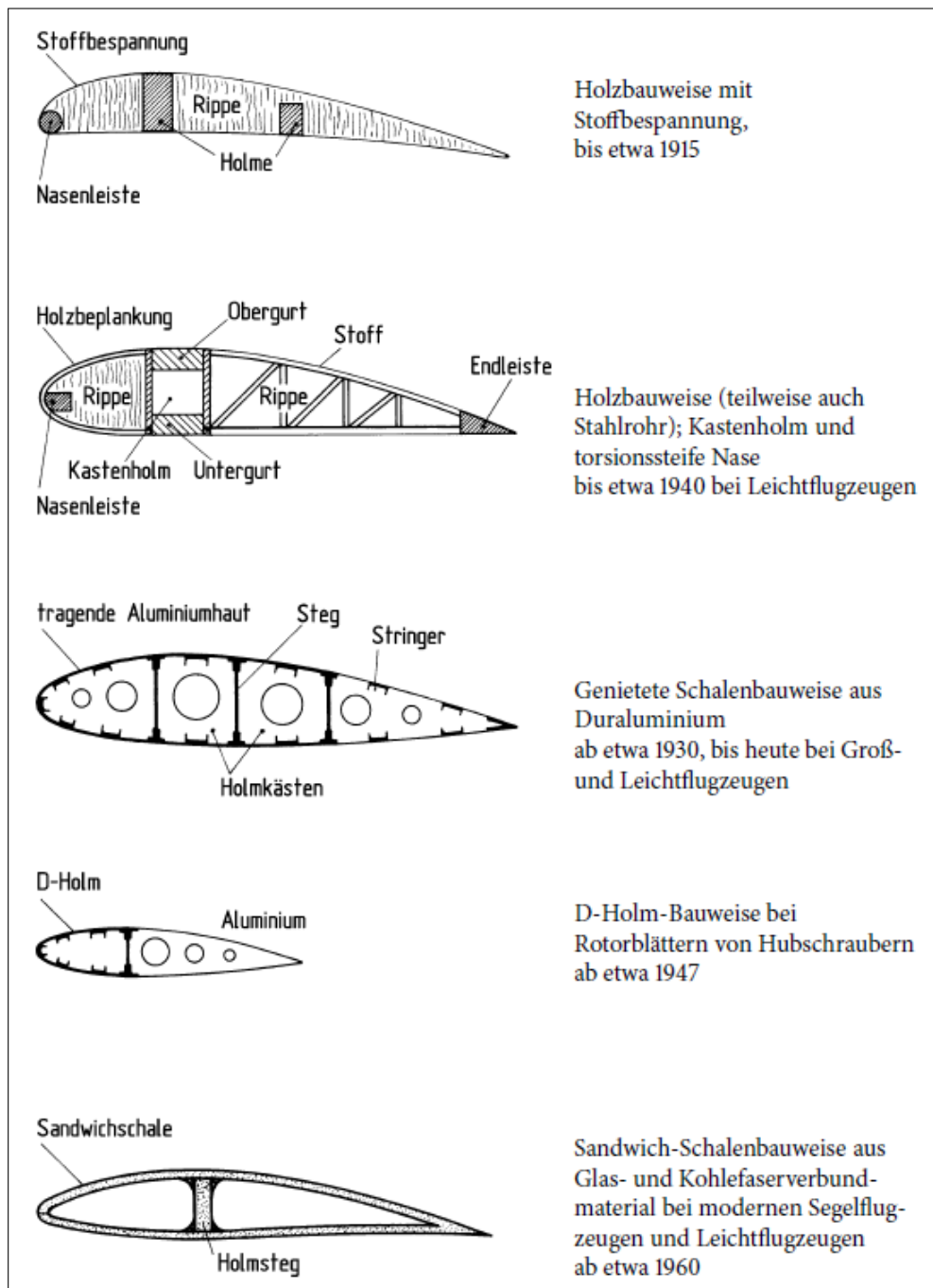


Abbildung 2.1.: Aufbauprinzip eines Rotorblatts (Quelle:[7, Kap.7, s.243])

Der Aufbau lässt sich in mehrere Gruppen unterteilen. Bei der Schale, oder Hülle, gibt es die Druck- und Saugseite (s. Abb.:2.2), wobei die Druckseite die dem Wind zugewandten Seite ist. Die Schalen bestehen zu größten Teil aus einem Sandwich mit Faser-, Kern-, Faser- Material. Die tragenden Elemente zur Lastaufnahme bilden die Gurte, zwei oder mehr, zusammen mit den Stegen (auch Holm). Die Gurte werden als Vollmaterial ausgeführt, wohingegen die Stege wiederum eine Sandwichkomponente sind

(s. Abb.:2.2).

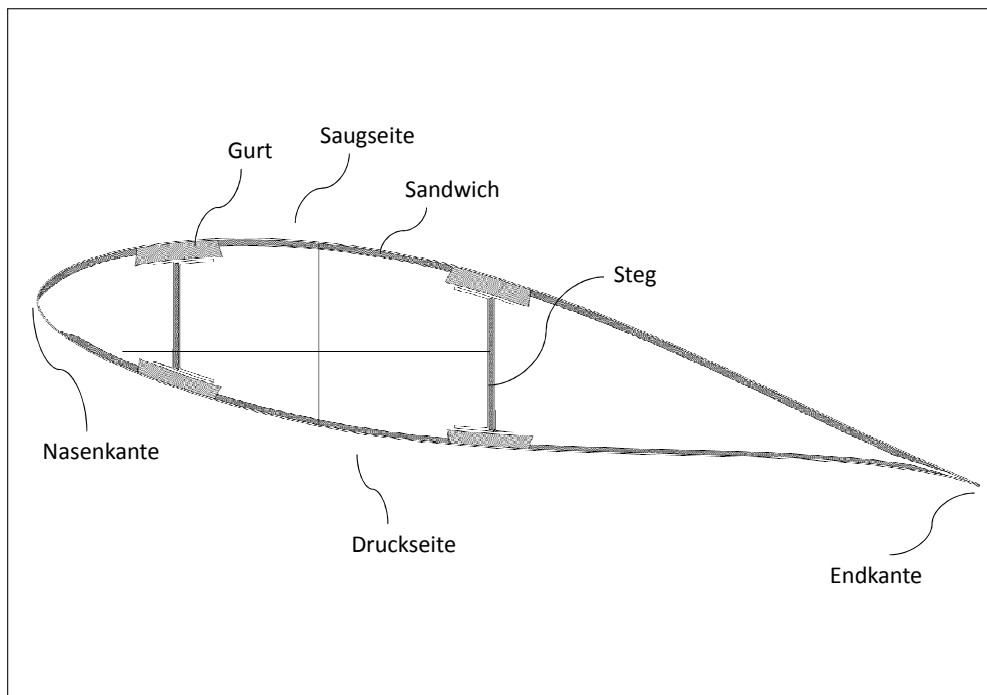


Abbildung 2.2.: Aufbau eines Rotorblattes, Quelle:[3]

### Rotorblattdaten

Das Rotorblatt M5000-116 ist das aktuelle Rotorblatt der Multibrid M5000 WEA. Dieses Blatt ist die Basis für die Auslegung des Prüfstandes. Neben den Abmessungen, für die ausreichend Bewegungsraum geschaffen werden muss (Pitchbarkeit), muss vor allem die Masse und die Schwerpunktlage berücksichtigt werden.

Tabelle 2.1.: M5000-116 Rotorblattdaten

Masse	16500kg
Länge	56m
Schwerpunktlage in x (Radius):	18,5m
max. Schwerpunktabstand von der Pitchachse	230mm

Neben dem 56m Rotorblatt der M5000 WEA, soll in Zukunft ein Längeres Blatt (etwa 66m) am gleichen Anlagentyp eingesetzt werden.

Für die Auslegung des Prüfstandes werden die Hauptlasten durch das längere und schwerere Rotorblatt gegeben (s. Tabelle2.2).



Tabelle 2.2.: M5000-135 Rotorblattdaten

Masse	ca. 22415kg
Länge	66m
Schwerpunktlage in x (Radius):	22,19m
max. Schwerpunktabstand von der Pitchachse	638mm

### 2.1.2. Begriff Qualitätssicherung

Die Qualitätssicherung ist ein wichtiger Bestandteil in einem Fertigungsprozess und Teil des Qualitätsmanagement(QM)- Systems. In diesem Abschnitt wird beschrieben was in einem Qualitätssicherungsprozess (speziell bei der Endabnahme) erwartet wird und wie er in einem Unternehmen wie AREVA Blades GmbH umgesetzt wurde.

Um ein Produkt zu fertigen und um seine Qualität zu erhalten und zu verbessern, bedarf es Strukturen die den Fertigungsprozess überwachen, dokumentieren und auswerten. Als Grundlage dienen oft Richtlinien, bzw. Normen, die Hilfestellung beim Aufbau eines QS-Kreislaufes bilden. Natürlich kann und wird ein solcher Prozess nicht auf den Umfang der Richtlinie beschränkt. Die in dieser Arbeit beschriebene Endabnahme ist Teil eines ISO 9001 zertifizierten Fertigungsprozesses und muss den Vorgaben der Richtlinie entsprechen.

Zunächst die Definition der Qualität:

Qualität: von lat. *qualitas* = Beschaffenheit, nach DIN ISO 8402 „die Gesamtheit von Merkmalen einer Einheit bezüglich ihrer Eignung, festgelegte und vorausgesetzte Erfordernisse zu erfüllen“. (Quelle: [14])

Ziel der Qualitätssicherung ist es demnach die Kundenzufriedenheit und die Erfüllung der Kundenanforderungen zu erhöhen. Dies geschieht durch Messen, Analysieren und Verbessern des Produktes anhand der Rückmeldung, also mit der Zufriedenheit des Kunden. Zur Verdeutlichung zeigt Abb.:2.3 den Prozesskreislauf der Qualitätssicherung.

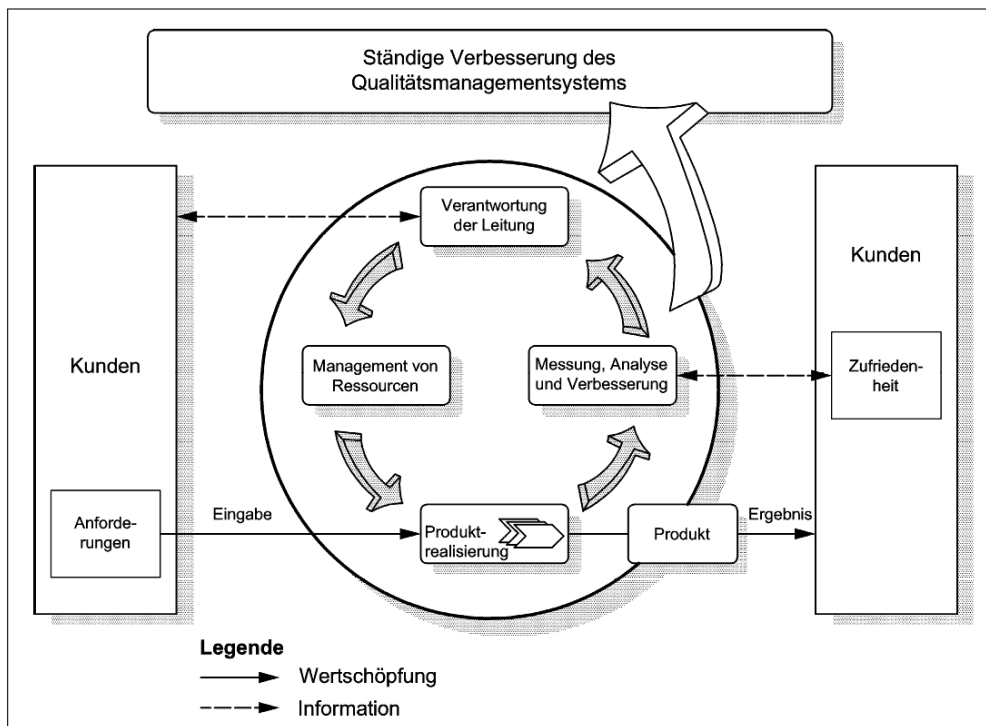


Abbildung 2.3.: Prozesskreislauf der Qualitätssicherung nach ISO 9001, Quelle:[1]

Eine Firma arbeitet nach der Richtlinie ISO 9001, wenn sie unter anderem folgende Punkte zu erfüllen hat:

- „ a) ihre Fähigkeit zur ständigen Bereitstellung von Produkten darzulegen hat, die die Anforderungen der Kunden und die zutreffenden gesetzlichen und behördlichen Anforderungen erfüllen und  
 b) danach strebt, die Kundenzufriedenheit durch wirksame Anwendung des Systems zu erhöhen, einschließlich der Prozesse zur ständigen Verbesserung des Systems und der Zusicherung der Einhaltung der Anforderungen der Kunden und der zutreffenden gesetzlichen und behördlichen Anforderungen.“[1]

Zur Erfüllung von Punkt a) findet in allen Bereichen der Fertigung die QS statt. Angefangen beim angelieferten Material, über die Weiterverarbeitung in den Arbeitsschritten zu Zwischenprodukten (wie die Stege oder Flanschplatten), bis hin zum fertigen Endprodukt wird geprüft, überprüft und dokumentiert um die Anforderungen zu erfüllen.

Punkt b) beschreibt den Grund für die Weiterentwicklung des QS-Prozesses. Der in dieser Arbeit entwickelte Prüfstand ist somit ein Teil dieses Prozesses. Er wird die Überprüfung des Endproduktes erweitern und verbessern.

Im Folgenden werden die Teile des QS-Systems beschrieben, die beim Prozess der Endabnahme beachtet werden müssen, insbesondere die Prüf- und Messaufgaben.

Zum QM-Prozess gehört auch die Lenkung der Überwachungs- und Meßmittel. Durch die ISO 9001 ist festgelegt, dass alle verwendeten Prüfmittel überwacht und in regelmäßigen Abständen auf ihre Fähigkeiten, die Messungen anforderungsgerecht durchzuführen, hin überprüft werden.

Die Messmittel am Prüfstand müssen dadurch folgende Forderungen erfüllen(nach ISO 9001, Quelle [4]):

- kalibriert und verifiziert
- mit rückführbaren Normalen oder - falls diese nicht verfügbar sind - mit aufgezeichnetem Bezug durchführen
- bei Bedarf justiert oder nachjustiert
- gegen verstellen gesichert, wo notwendig
- vor Beschädigung oder Verschlechterung geschützt werden (bei Handhabung, Instandhaltung und Lagerung)

Weitere Forderungen sind (nach ISO 9001, Quelle [4]):

- Gültigkeit früherer Messungen bewerten, wenn Messmittel n.i.O. sind, und geeignete Maßnahmen ergreifen
- Kalibrierung und Verifizierungsergebnisse aufzeichnen
- Prüfsoftware vor Gebrauch validieren

Diese Forderungen sind unter anderem Teil der QM-Dokumentation und sind im QM-Handbuch der Firma festgelegt.

Da die eingesetzten Messmittel Teil einer Meßvorrichtung (Prüfstand) sind, müssen entsprechende vorgaben gemacht werden, die sicher stellen, dass die Anforderungen an das Produkt erfüllt werden. Dabei muss auch ein Kalibriervorgang festgelegt werden der bei der Eingangsprüfung und der laufenden Überwachung angewandt wird.

Da eine Software eingesetzt wird, die speziell zur Auswertung eingerichtet wird, muss diese validiert werden und unter Anwendungsbedingungen nachgewiesen werden, dass die Prüfsoftware die Anforderungen erfüllt, die vor der Erstellung festgelegt wurden.

Zur QS gehört auch, dass das Personal im Umgang mit dem Prüfstand und dessen Messmittel und Software geschult wird. Wichtig ist der sachgerechte Umgang mit den Prüfmitteln, deren Handhabung und Lagerung, sowie das richtige Verhalten bei vermuteten Prüfmittelfehlern bzw. Beschädigungen.

Für die Prüfmittel muss zusätzlich ein Prüfplan und Anweisung erstellt werden, der die jeweiligen Abstände zwischen den Kalibrierungen festlegt. Für die vorliegenden interne Kalibrierung des Prüfstands müssen unter anderem folgende Anweisungen erstellt

werden:

- Vorbereitung (Prüfung des Ist- Zustands, Reinigung, usw.)
- Meßaufbau und verwendete Normale
- Kalibriermerkmale und Kalibrierergebnisse (Kalibrierbericht)
- Auswertung der Kalibrierergebnisse und Ermittlung der maximalen Abweichung
- Entscheid über i.O./n.i.O./ andere Verwendung und Fertlegung des nächsten Kalibriertermins

Um die Anforderungen und Wünsche der Kunden zu erreichen und die Qualität zu halten (wie es, wie zuvor beschrieben, von einem Qualitätsmanagement-System gefordert wird), werden die Rotorblätter vor der Auslieferung durch die interne Qualitätskontrolle/Qualitätssicherung überprüft. Es findet also eine Endabnahme durch den Betrieb statt bevor der Kunde seine Abnahme durchführt. Dieses Kapitel beschreibt nun die letzten Arbeitsschritte die von der Qualitätssicherung vor der Auslieferung, bzw. Lagerung durchgeführt werden.

## 2.2. Maßnahmen zur Qualitätssicherung (QS)

Bei der Endabnahme der Rotorblätter werden mehrere Mess- und Prüfaufgaben erledigt. Die Bisherigen Aufgaben umfassen unter anderem:

- Rotorblattgewicht
- Bestimmung der Schwerpunktlage in Blattlängsrichtung und der benötigten Ausgleichsmassen
- Vermessung der Blattlänge
- Oberflächen Prüfung (äußere Beschädigungen)
- Ultraschallprüfung (zum finden von Lufteinschlüssen, und Fehlstellen)
- Leitfähigkeit des Blitzschutzes

Dazu gehören auch einige Überprüfungen bei denen keine Messung vorgenommen werden muss (s. Abschnitt 2.2.3).

Der größte Teil der Aufgaben wird direkt gemessen, so wie das Blattgewicht und die Leitfähigkeit des Blitzschutzes. Die Schwerpunktlage wird jedoch indirekt über das Gewicht bestimmt (s. 2.2.1). Im folgenden wird auf die Messmethoden, das Vorgehen und die bei den Messungen zugelassenen Toleranzen eingegangen.

### 2.2.1. Rotorblattgewicht

Das Rotorblattgewicht resultiert natürlich aus den verwendeten Materialien und durch die bei der Auslegung festgelegten Dimensionen. Durch den Herstellungsprozess bedingt (viel Handarbeit) kommt es zu Gewichtsunterschieden in der Serie, gerade bei der verarbeiteten hohen Harzmenge, und einhergender Schwerpunktverschiebung. Ziel ist es aber jedes Blatt innerhalb der zugelassenen Toleranz auszuliefern. Hierzu werden nach dem Wiegen Ausgleichsmassen in das Blatt einlaminiert. Deren Masse und die Position im Rotorblatt werden so bestimmt, dass die vorgeschriebene Gesamtmasse und vor allem die Schwerpunktlage erreicht wird.

Die Gewichtstoleranz wurde auf  $\pm 3\%$  der Nennmasse festgelegt, genauso wie die Schwerpunktlage  $\pm 3\%$  der Nennlage haben soll. Dies resultiert aus der Forderung, dass das Massenmoment innerhalb von nur  $\pm 0,1\%$  liegen soll. Durch die Toleranz der Schwerpunktlage muss somit auch die Gesamtmasse die Toleranz aufweisen.

Durch die bisher eingesetzten Waagen mit einem Fehler von  $\pm 5kg$  und  $\pm 2,5kg$ , ergeben einen zusammengesetzten Fehler der Gesamtmasse vom  $\pm 7,5kg$ . Bei einem Rotorblattgewicht von  $16500kg$  entspricht der Fehler nur  $\pm 0,045\%$ .

### 2.2.2. Bestimmung der Schwerpunktlage

Die Schwepunktlage wird derzeit mit den Ergebnissen der Gewichtsbestimmung ermittelt. Über zwei Kranwaagen an definierten Positionen (am Blattflansch und der ersten Transportverstärkung) werden zwei Gewichte ermittelt. Mit dem Abständen der beiden Waagen wird der Gleichgewichtspunkt in Blattlängsrichtung ermittelt. Mit dieser Methode ist es jedoch nicht möglich die Position in einer anderen Achse zu bestimmen.

#### Berechnung der Schwerpunktlage

Die Schwerpunktlage wird mit Kranwaagen ermittelt (s.2.2.1). Die Abbildung 2.4 zeigt die Positionen und die Messunsicherheiten der Abstände die beim Wiegen des Rotorblattes auftreten.

Über das Kräfte- und Momentengleichgewicht wird der Abstand des Schwerpunkts von der Blattwurzel, bzw. die radiale Position ermittelt. Als Referenzpunkt dient der Flansch (radiale Position:  $R=1,5m$ ). Für das Berechnen der Schwerpunktlage müssen die Abstände der Waagen zueinander und zum Referenzpunkt am Rotorblatt ermittelt werden. Der dabei aufgenommene Messfehler muss, wie die Messunsicherheiten der Kranwaagen, in die Berechnung einfließen.

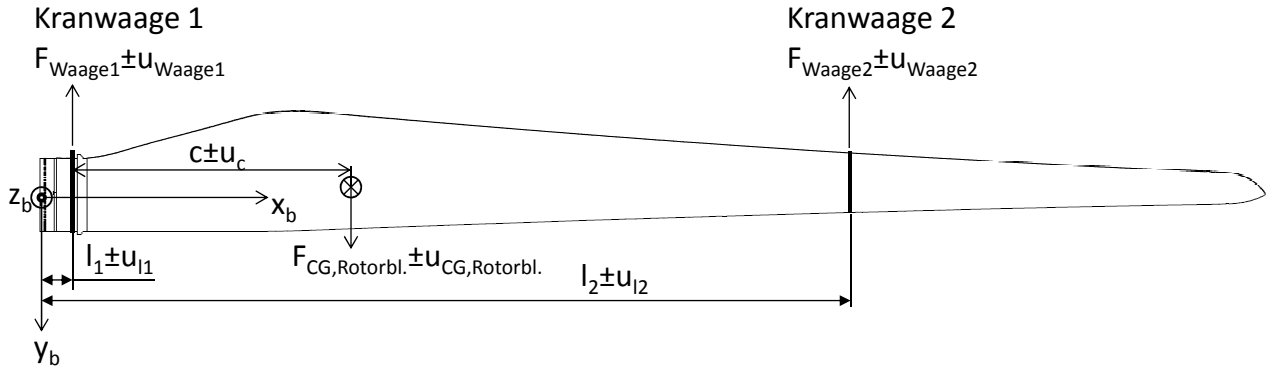


Abbildung 2.4.: Kranwaagenposition

$$\sum F_{y-b} \uparrow = 0 = F_{Waage1} + F_{Waage2} - F_{CG,Rotorblatt} \quad (2.1)$$

$$\sum M_{z-b} = 0 = +F_{CG,Rotorblatt} \cdot c - F_{Waage1} \cdot l_1 - F_{Waage2} \cdot l_2 \quad (2.2)$$

Wobei das Massenmoment  $M_M = M_{y-b} = F_{CG,Rotorblatt} \cdot c$  ist.

Die Maximal- und Minimal- Werte ergeben sich durch einbeziehen der Messunsicherheiten („u“) und Umformen zu den gesuchten Größen. Daraus lassen sich dann die auftretenden Unsicherheiten des Rotorblattgewichts und des Massenmoments ( $M_{y-b,z-b}$ ) Bestimmen.

$$\begin{aligned} F_{CG,Rotorblatt} \pm u_{CG,Rotorblatt} &= (F_{Waage1} \pm |u_{Waage1}|) + (F_{Waage2} \pm |u_{Waage2}|) \\ \Rightarrow u_{CG,Rotorblatt} &= \pm(|u_{Waage1}| + |u_{Waage2}|) \\ M_M \pm u_{M_M} &= (F_{Waage1} \pm |u_{Waage1}|) \cdot (l_1 \pm |u_{l1}|) + \dots \\ &\quad (F_{Waage2} \pm |u_{Waage2}|) \cdot (l_2 \pm |u_{l2}|) \\ \Rightarrow u_{M_M} &= \pm \frac{M_{M,max} - M_{M,min}}{2} \end{aligned}$$

Und der Abstand c hat dann folgende Abweichung.

$$\begin{aligned} c_{max} &= \frac{M_{M,max}}{F_{CG,Rotorbl.min}} \\ c_{min} &= \frac{M_{M,min}}{F_{CG,Rotorbl.max}} \\ \Rightarrow u_c &= \pm \frac{c_{max} - c_{min}}{2} \end{aligned}$$

Mit Messunsicherheiten von den Kranwagen:

- $u_{Waage1} = \pm 5kg$
- $u_{Waage2} = \pm 2,5kg$

und der Abstandsmessungen:

- $u_{l1} = \pm 10mm$
- $u_{l2} = \pm 10mm$
- $l1 = 850mm$
- $l2 = 31350mm$

ergeben sich die zusammengesetzten Fehler in Tabelle 2.3 für das Rotorblatt M5000-116.

$m_{Rotorblatt}$	$= 16500kg \pm 0,045\%$
$M_{M,Rotorblatt}$	$= 2,7517MNm \pm 0,088\%$
$c$	$= 17m \pm 0,134\%$

Tabelle 2.3.: Abweichungen bei den Bestimmten Rotorblattdaten des M5000-116

Für die Werte in der Tabelle wurde vorausgesetzt, dass bei jeder Messung die Gurte mit denen das Rotorblatt an den Kranwaagen hängt richtig positioniert wurden, bzw. die Positionen der Gurte mit einer Toleranz von  $\pm 10mm$  eingemessen wurden! Zu erkennen ist, dass die Massenmoment-Toleranz schon dicht an der geforderten Grenze liegt. Allein eine zusätzliche Abweichung bei der Positionierung der Gurte von 10mm (z.B. Verrutschen, falsches Bedienen der Messmittel zum Einmessen der Gurtposition oder nicht exakt senkrecht hängende Gurte) würde dazu führen, dass die Toleranz des Massenmoments auf  $\pm 0,142\%$  steigt und somit die Grenze von  $\pm 0,1\%$  überschritten wird (10mm sind immerhin nur 0,032% der Distanz zwischen den Kranwaagen).

### Position der Ausgleichsmassen

Ist die Abweichung der Gesamtmasse, aber wichtiger die des Massenmoments zu groß, so müssen Ausgleichsgewichte in das Rotorblatt einlaminiert werden.

Die Differenz aus vorhandener Masse und dem gewünschten Gewicht ist das Gewicht der Zusatzmasse. Diese besteht üblicherweise aus Blei und wird in mehreren Teilen von 15kg an die Gurte und Stege laminiert.

Die Masse der Ausgleichsmassen und deren Verteilung im Rotorblatt hängt mit der Abweichung zum Zielgewicht und zum wesentlichen Teil mit der Abweichung des Massenmoments  $M_M$  zusammen. Ausgangslage ist, dass das Rotorblatt Gewicht und das Massenmoment nach der Fertigung immer unter den Nennwerten liegt und somit immer Masse hinzugefügt werden muss. Das Vorgehen zum erhalten der Werte ist:

- Bestimmen der Zusatzmasse zum Erreichen der Nenn- Masse innerhalb der  $\pm 3\%$  Toleranz
- Verteilung der Zusatzmasse so, dass das Nenn- Massenmoment auf  $\pm 0,1\%$  erreicht wird und die Schwerpunktlage innerhalb der zugelassenen  $\pm 3\%$  Lageabweichung liegt.

Die Verteilung der Massen richtet sich nach den vorhandenen Einzelmassen (Größe und Gewicht). Nach der vorhandenen Blattspezifikation werden die Massen auf die vorgesehenen Positionen verteilt und anlaminiert.

### 2.2.3. Sonstige Prüfaufgaben

#### **Blitzschutzanbindung**

Die Überprüfung der Blitzschutzanbindung geschieht über die Messung des elektrischen Widerstands von dem Schleifring an der Blattwurzel bis zu den Rezeptorplatten an der Blattspitze. Dieser muss kleiner als  $0,05\Omega$  sein.

Erreicht wird der Blitzschutz durch ein Kupfergewebe direkt unter der Oberfläche des Rotorblattes. Dieses Kupfergewebe verläuft in 4 Bahnen direkt über den Gurten zur Blattspitze. Dort werden alle vier mit den sogenannten Rezeptorplatten verbunden welche wiederum aus Kupfer sind. Benötigt werden die Platten an der Blattspitze um eine Elektrische Verbindung mit der jeweils gegenüberliegenden Seite (Druckseite zu Saugseite) über Kupferbolzen herzustellen. Dadurch sind die beiden Seiten nicht nur über den Schleifring untereinander verbunden, sondern auch an der Blattspitze, wo es häufiger zu Blitzeinschlägen kommt.

#### **Inspektion des Rotorblattes von der Außenseite**

Zur abschließenden Tätigkeit gehört auch die Inspektion der Blattoberfläche. Hierbei wird auf Fehlstellen der Oberfläche geachtet, aber auch, in besonders kritischen Bereichen, eine Ultraschalluntersuchung durchgeführt, um eventuelle Lufteinschlüsse im Laminat festzustellen.

Zusätzlich zu den oben aufgeführten Aufgaben bei der Endabnahme gehören auch weitere die nicht Teil des Prüfstands sein werden, da sie keiner Messung bedürfen.

Dazu gehören:

- Krananschlagmarkierungen
- Entwässerungsbohrung
- Belüftungsbohrung

Alle aufgeführten Prüfaufgaben müssen auch an dem neuen Prüfstand untergebracht



werden. Darüber hinaus muss das neue Verfahren mindestens die gleiche Genauigkeit bei den Prüfungen/Messungen bieten. Durch den neuen Prüfstand soll vor allem das Fehlerrisiko bei der Bestimmung des Massenmoments verringert werden um somit sicher zu sein, dass alle Blätter der Serienfertigung die gleichen Toleranzen haben! Das folgende Kapitel beschreibt nun die Geänderten und die neu hinzugekommenen Aufgaben.

# 3

---

## Entwicklung eines neuen Prüfverfahrens

Die im vorherigen Kapitel beschriebenen Aufgaben müssen in gleicherweise, und verbessert, in das neue Verfahren eingebunden werden.

Durch die in Abschnitt 1.2 beschriebenen Gründen und Zielen, soll die Endabnahme weiter entwickelt und die zusätzlichen Messaufgaben ermöglicht werden. Die folgende Liste ist eine Ergänzung zu der bisherigen Endabnahme (s. Liste 2.2):

- Bestimmung der Massenmomente
  - in Schlagrichtung (bzw. Schwenkrichtung)
  - um die Pitchachse
- statische Durchbiegungen
  - in Schlag- und
  - in Schwenkrichtung
- Aufnahme der Eigenfrequenz
  - in Schlag- und
  - in Schwenkrichtung
- Genauigkeit der Flaschbesäumung
- Überprüfung der Blitzschutzanbindung

### 3.1. Konzept

Aus den beiden Listen in Abschnitt 2.2 und 3, ist die vollständige Liste der am Prüfstand zu erledigenden Aufgaben entstanden. Darin enthalten sind Bedingungen für den Aufbau des Prüfstands.

Das Konzept ist in der Abbildung 3.1 dargestellt.

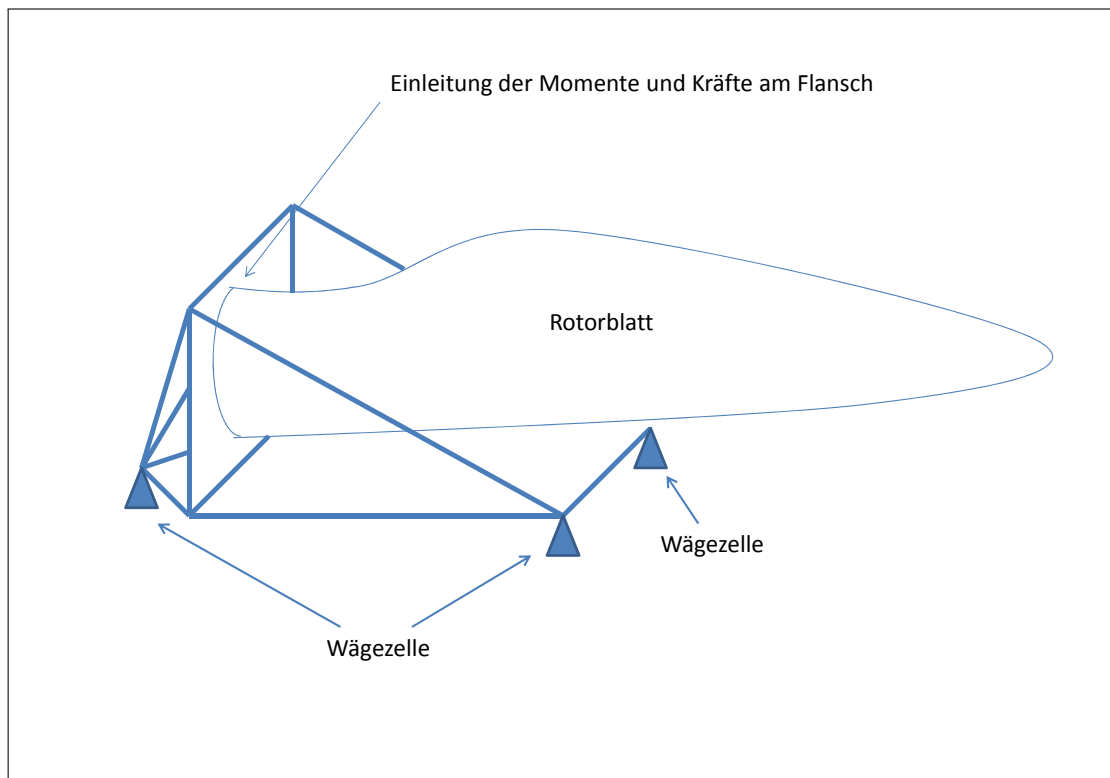


Abbildung 3.1.: Prüfstandkonzept. Messung des Eigengewichts und Ermittlung der Massenmomente über 3 Lagerstellen

Durch die Anbindung des Rotorblattes über seinen Flansch wird ein fester Bezugspunkt zum Prüfstand hergestellt. Dadurch kann sichergestellt werden, dass alle Rotorblätter der Serie in gleicher Lage geprüft werden.

Aus den folgenden Gründen ist der Aufbau des Prüfstands so gewählt worden.

Durch die geforderte Pitchbarkeit und um die Möglichkeit zu bieten die gesamte Oberfläche des Rotorblattes zu begutachten, ist es erforderlich das Blatt nur an seinem Flansch zu befestigen. Genauso können die statischen Verformungen nur gemessen werden wenn das Rotorblatt wie ein Kragbalken befestigt ist. Dadurch können ebenfalls die Eigenfrequenzen bestimmt werden, was vorher nur an einer bestehenden Anlage möglich war.

Durch die statisch bestimmte 3 Punkt Lagerung, können durch das Messen der Lagerkräfte die Gewichtskraft und die Massenmomente des Rotorblattes bestimmt werden. Weiterhin ist der Prüfstand nicht an einen festen Ort gebunden, er könnte auf jeder ebenen Fläche aufgebaut werden.

Aus dieser Art die Rotorblätter zu befestigen um die Massenmomente und die Gewichtskraft zu bestimmen, ergeben sich die Bedingungen in den folgenden zwei Abschnitten.

### 3.1.1. Messen des Gewichtes des Rotorblatts und der Massenmomente (Bestimmung der Schwerpunktlage)

Zunächst wird das eingespannte Rotorblatt wie ein Kragbalken betrachtet. Bei seiner Einspannung tritt nur eine vertikale Kraft (die Gewichtskraft des Rotorblattes), ein Moment um die Z-Achse (das Massenmoment) und das Pitchmoment um die X-Achse auf (dargestellt in Abbildung 3.3).

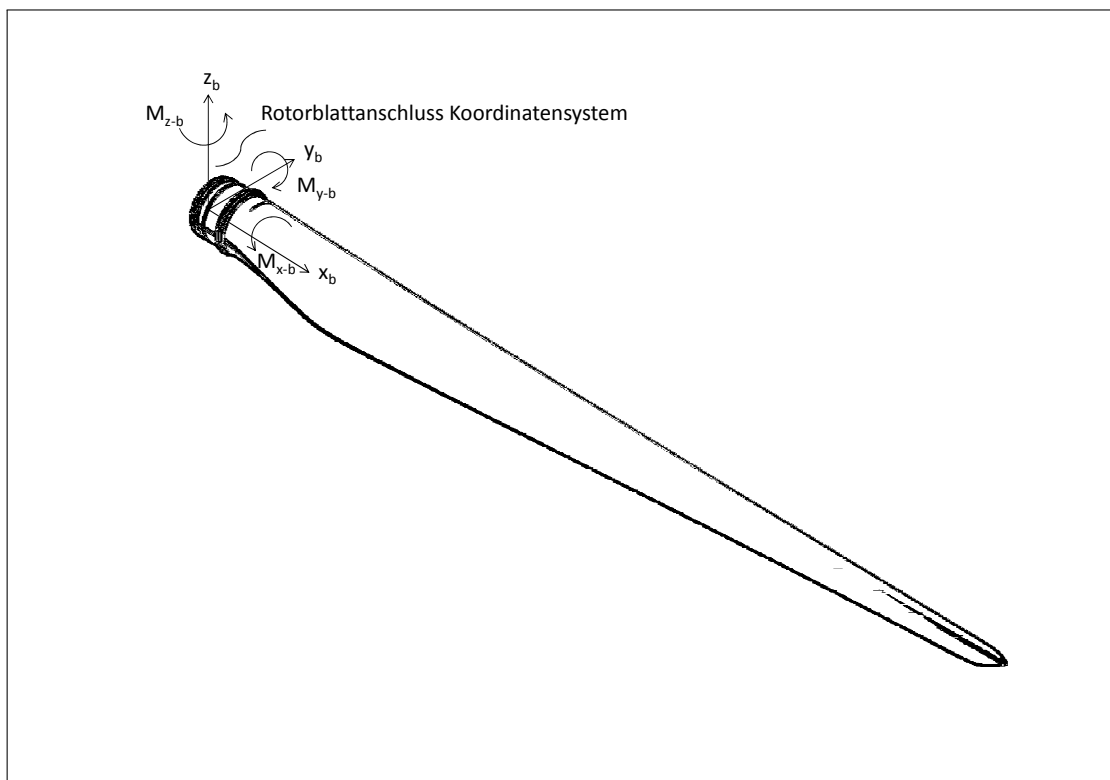


Abbildung 3.2.: Lokales Koordinatensystem des Pitchlagers

Weil die Momente nicht direkt gemessen werden können, werden sie indirekt über die Kraftmessungen bestimmt, gleichzeitig mit der Bestimmung der Gewichtskraft. Da der Schwerpunkt nicht auf der Pitchachse liegt, sondern in Richtung der Hinterkante verschoben ist, soll auch das Moment um die Blattachse bestimmt werden. Das Blattlager, bei dem die genannten Kräfte auftreten, muss an einem Gestell befestigt werden. Dieses wird wiederum mit mehreren Lagern (Füssen) versehen sein, mit denen es auf dem Boden steht. Über diese Punkte können dann die Momente in Kräfte überführt werden. Hierfür wird der Prüfstand an den Ecken der Grundfläche mit Kraftmessdosen

(Wägezellen) ausgestattet. Dabei müssen die Messbereiche so ausgewählt werden, dass die geforderten Toleranzen der Massenmomente und des Gewichts eingehalten werden. Wie in 3.2 anhand eines Ersatzmodells beschrieben wird, können über die Lagerkräfte die Gewichtskraft und die Momente bestimmt werden. Damit wird wiederum die Schwerpunktlage bestimmt.

### **3.1.2. Vermessung des Rotorblattes bei statischer Eigengewichtsbelastung**

Die Vermessung der Rotorblätter, bzw. die Bestimmung der Abweichungen, erfordern dass der Prüfstand beim aufstellen genau ausgerichtet wurde. Das bedeutet, dass das Pitchlager senkrecht ausgerichtet wird (die Dreh-, bzw. Pitchachse Horizontal). Als Referenz dient das nicht verformte CAD Blattmodell und das bei der Rotorblattauslegung bestimmte Berechnungsmodell (Quellen: [3]).

#### **Messen der Blattlänge und Abweichung der Pitchachse**

Die Vermessung der Blattlänge erfolgt mit Hilfe von ortsfesten Koordinaten, Markierungen am Hallenboden, die mit der Einrichtung des Prüfstands eingerichtet werden. Diese Markierungen orientieren sich am Pitchlager-Mittelpunkt. Über geeignete Messverfahren, z.B. mit einem Lasertracker<sup>1</sup> werden die Koordinaten der Bodenmarkierungen aufgenommen. Mit einem Lot das von der Blattspitze zum Hallenboden reicht, wird der Abstand zu den Markierungen bestimmt und so die Abweichung festgestellt. Hierbei muss die statische Durchbiegung berücksichtigt werden, da die Durchbiegung eine Verdrehung und Verschiebung der Blattspitze zur Folge hat.

#### **Messen der statischen Durchbiegung**

Für die Kontrolle der Durchbiegung, in Schlag- und auch in Schwenk- Richtung, wird wieder der Hallenboden als Referenz genommen. Zum Erhalt der beiden Werte müssen zwei Messungen durchgeführt werden. Anschließend können die Werte mit den theoretisch bestimmten Durchbiegungen verglichen werden.

---

<sup>1</sup>Ein Lasertracker ist ein Messgerät, das durch eine Kombination aus Winkelmessung und interferometrischer Laser-Distanzmessung die 3D-Punktkoordinaten eines Objekts erfasst. Moderne Lasertracker können auch absolute Distanzen messen [14]

## 3.2. Lager- (Wägezellen-) Anforderungen

Um eine Auswahl und Bewertung des Konzeptes zu ermöglichen, müssen die zu erwartenden Lasten der Wägezellen bekannt sein. Nur durch diese Kenntnisse können entsprechende Kraftsensoren und daraus entstehende Toleranzbereiche bestimmt werden. Wie sich der aus den Messfehlern ergebende Gesamt-Toleranzbereich ergibt wird in Abschnitt 3.4 beschrieben.

Für das folgende Berechnungsmodell wird zunächst geklärt welche Nenn- und maximal zugelassenen Belastungen auftreten werden. Wie schon in Abschnitt beschrieben wurde, müssen die Gewichtskraft des Rotorblattes, das Massenmoment und das Pitchmoment aufgefangen und gemessen werden. Als Nennbelastung werden die resultierenden Kräfte und Momente verursacht durch das längere Rotorblatt M5000-135 genommen. Für die Messungen der Eigenfrequenzen und wird das Rotorblatt periodisch angeregt wobei die maximal Belastungen auftreten werden. Deshalb wird festgelegt anschließend festgelegt, wie stark die Anregung sein darf. Als erster Anhaltswert wird das 2-Fache Massenmoment als obere grenze festgelegt.

Abbildung 3.3 zeigt das lokale Koordinatensystem des Blattanschlusses. Das zu messende Massenmoment  $M_M$  entspricht  $-M_{y-b}$  und das Pitchmoment  $M_P$  entspricht  $M_{x-b}$  (wobei der Index b für den Blattanschluss steht).

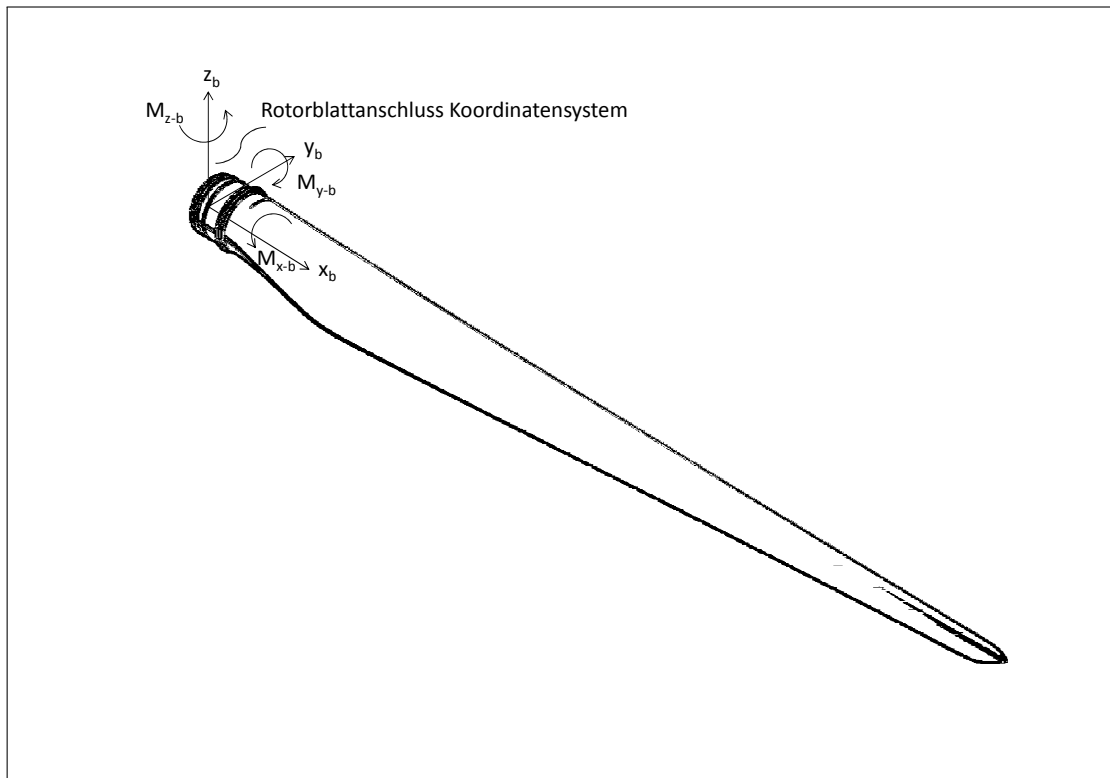


Abbildung 3.3.: Lokales Koordinatensystem des Pitchlagers

Aus den zuvor genannten Gründen 3.1 muss das Blatt waagrecht eingespannt werden, wie ein Kragbalken. Zunächst wird das eingespannte Rotorblatt von der Seite betrachtet:

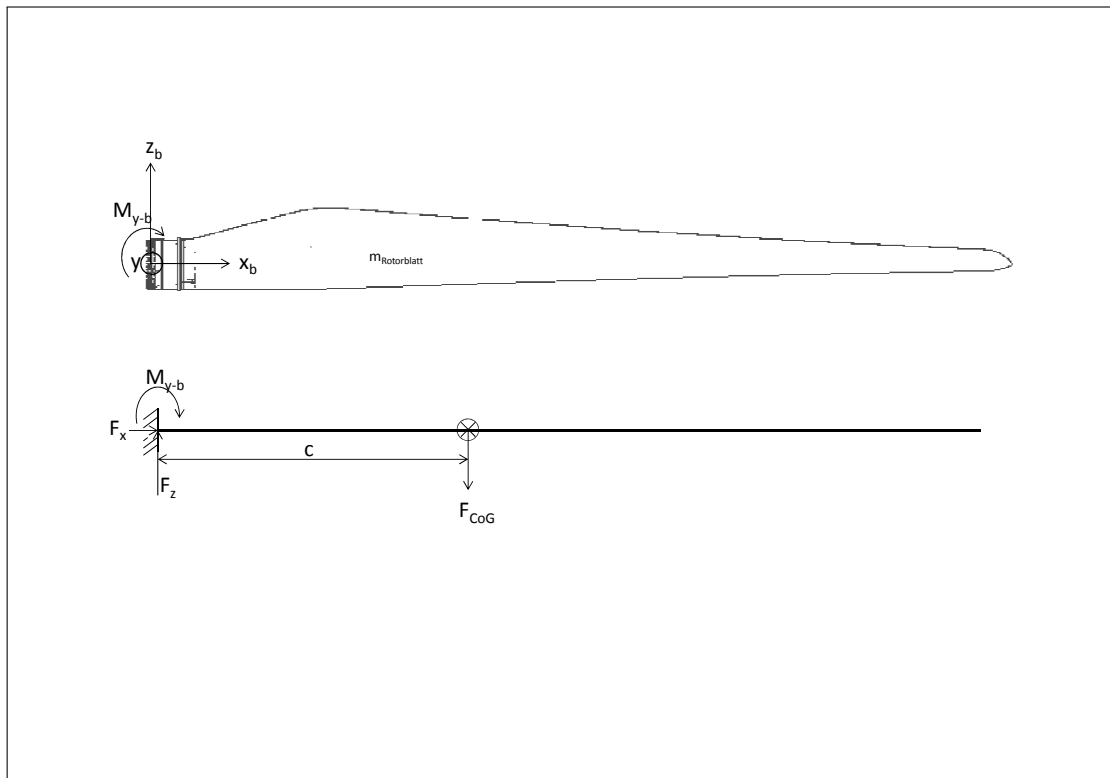


Abbildung 3.4.: Das Rotorblatt als Kragbalken

Das Massenmoment  $M_M = M_{y-b}$  ist mit dem Rotorblattgewicht  $m_{Rotorblatt}$  und dem Abstand  $c$  definiert (s.2.2). Die Nennbelastung ergibt sich zu:

$$F_{y-b} = m_{Rotorblatt} \cdot g \quad (3.1)$$

$$F_{x-b} = 0$$

$$M_{y-b} = F_{y-b} \cdot c \quad (3.2)$$

mit

$$m_{Rotorblatt} = 22415kg$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$c = 20.69m$$

sind die Nennlasten:

$$F_{y-b} = 22415kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 219891N$$

$$F_{x-b} = 0N$$

$$M_{y-b} = 22415kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20,69m = 4549548Nm$$



Durch die exzentrische Lage des Schwerpunktes tritt das Pitchmoment  $M_P = M_{x-b}$  auf welches vom Pitchmotor gehalten wird. Die Gewichtskraft wird deshalb in zwei Einzelkräfte unterteilt, in den Anteil der auf das Pitchlager wirkt ( $F_{PL}$ ) und den auf den Pitchmotorhalter ( $F_{PM}$ ). Das Vereinfacht dargestellte Ersatzschaubild (Abb.:3.5):

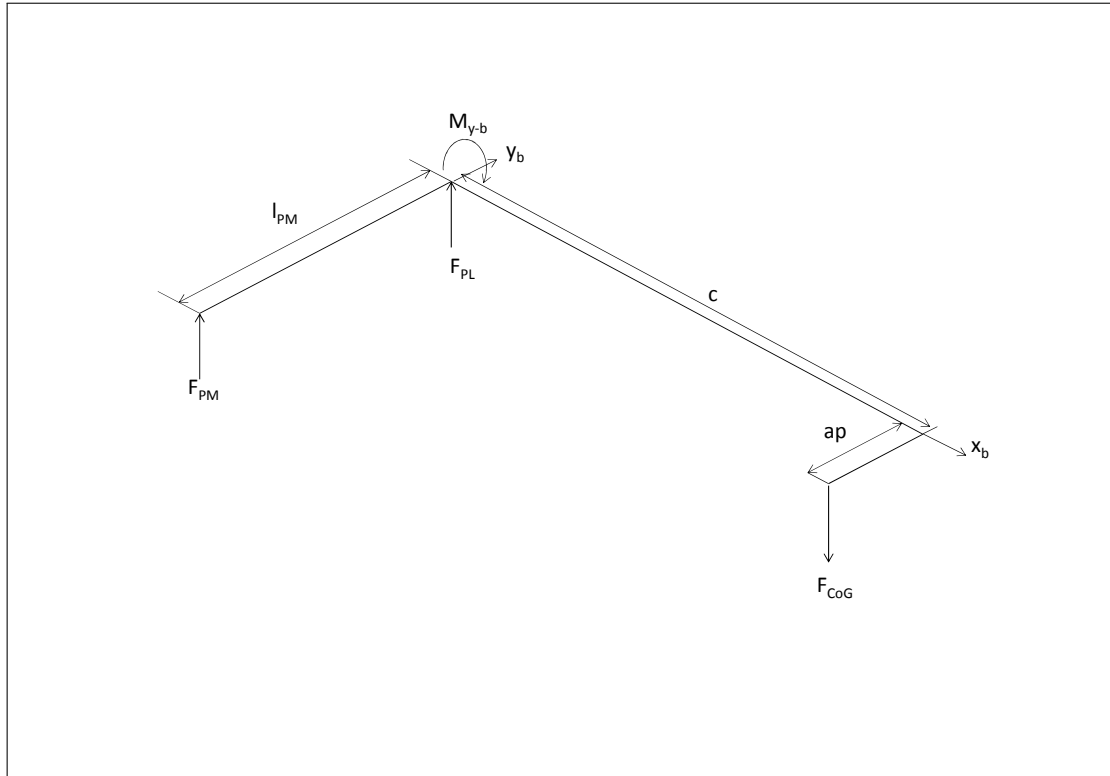


Abbildung 3.5.: Aufteilung der Gewichtskraft in Pitchlagerkraft  $F_{PL}$  und Pitchmotorhalterkraft  $F_{PM}$

Das Kräftegleichgewicht ergibt sich zu:

$$\sum F_y \uparrow: 0 = F_{PM} + F_{PL} - F_{CoG} \quad (3.3)$$

$$\sum M_{x-b}: 0 = F_{CoG} \cdot ap - F_{PM} \cdot l_{PM} \quad (3.4)$$

und die gesuchten Kräfte sind damit:

$$F_{PM} = F_{CoG} \cdot \frac{ap}{l_{PM}} \quad (3.5)$$

$$F_{PL} = F_{CoG} - F_{PM} \quad (3.6)$$

$$\Rightarrow F_{PL} = F_{CoG} \cdot \left(1 - \frac{ap}{l_{PM}}\right) \quad (3.7)$$

mit ( $ap$  s.2.2 und  $l_{PM}$  stammt aus den Daten des Pitchlagers)

$$ap = 0,638m$$

$$l_{PM} = 1,35m$$

sind die Kräfte:

$$F_{PM} = (22415kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}) \cdot \frac{0,638m}{1,35m} = 103919N$$

$$F_{PL} = (22415kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}) \cdot (1 - \frac{0,638m}{1,35m}) = 115972N$$

Das in 3.1 vorgestellte Konzept lässt sich zu einem einfachen Ersatz- System zur Bestimmung der Lagerkräfte umformen. Die Abbildung 3.6 zeigt die Lagerkräfte an den drei Lagern (Wägezellen). Lager A (Kräfte  $F$  mit dem Index A) ist das hintere einzelne Lager. Die zwei vorderen Lager werden mit B bezeichnet. Je nach Pitchwinkel ergibt sich ein anderes Pitchmoment. In dem Fall, dass der Schwerpunkt genau über der Pitchachse ist werden beide Lager gleich belastet. Diese Lagerkräfte werden mit Wägezellen (Kraftsensoren) gemessen.

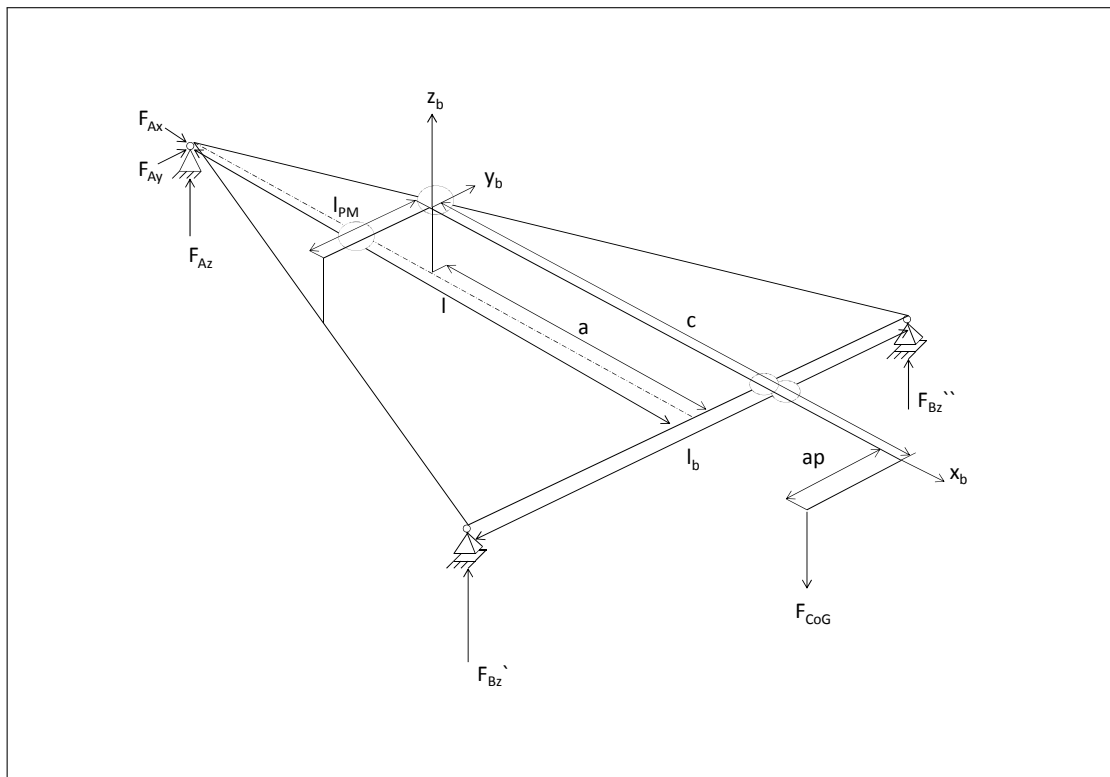


Abbildung 3.6.: Ersatzbild zur bestimmung der Lagerkräfte

Mit der Vereinfachung, die Gewichtskraft in zwei Kräfte zuteilen ergibt sich das Ersatzbild 3.7.

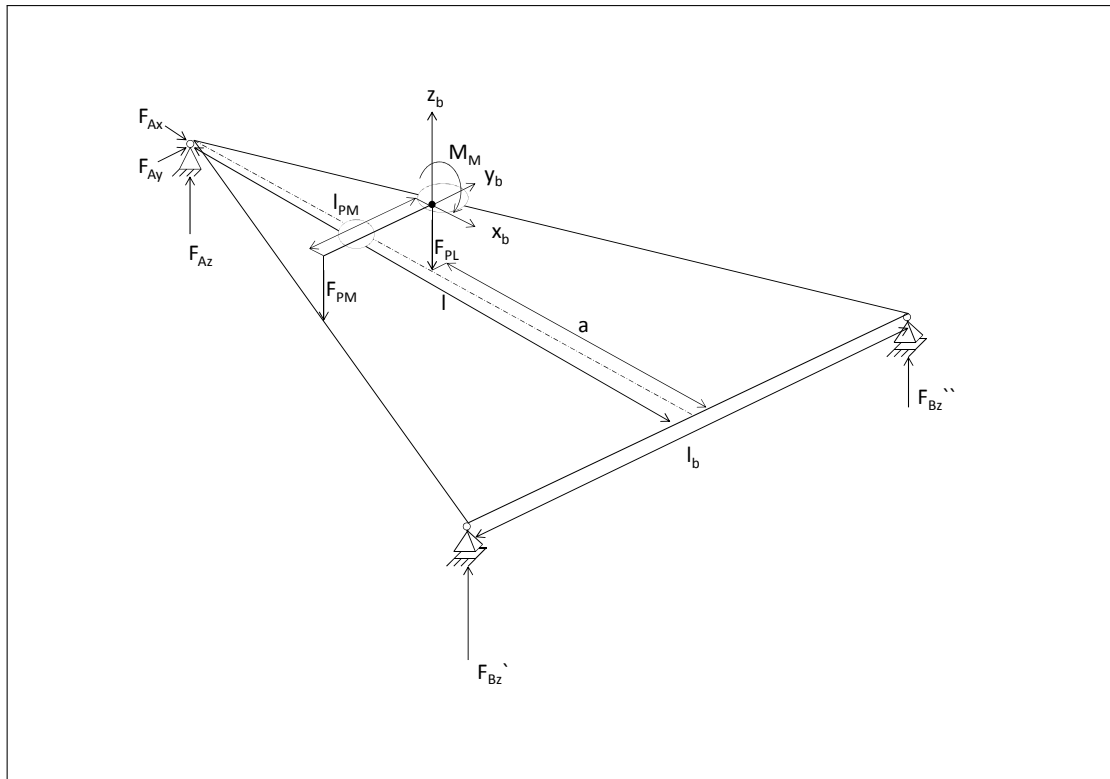


Abbildung 3.7.: Vereinfachtes Ersatzbild zur Bestimmung der Lagerkräfte

### 3.2.1. Lagerkräfte verursacht durch den Prüfkörper

Folgende Kräfte- und Momentengleichgewichte beschreiben das Modell (da keine Kräfte in X- und Y-Richtung auftreten, werden im Folgenden die Kräfte  $F_{Az}$ ,  $F'_{Bz}$  und  $F''_{Bz}$  nur noch mit den Indizes A und B beschrieben):

$$\sum F_y \uparrow: 0 = F_A + F_{B'} + F_{B''} - F_{PL} - F_{PM} \quad (3.8)$$

$$\sum M_{y-b}: 0 = F_A \cdot (l - a) + M_M - F_{B'} \cdot a - F_{B''} \cdot a \quad (3.9)$$

$$\sum M_{x-b}: 0 = -F_{B'} \cdot \frac{l_b}{2} + F_{PM} \cdot l_{PM} + F_{B''} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.10)$$

Mit den diesen drei Gleichungen lassen sich die drei unbekanntes Lagerkräfte bestimmen. Gleichung 3.10 wird zu:

$$F_{B'} \cdot \frac{l_b}{2} = F_{PM} \cdot l_{PM} + F_{B''} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.11)$$

$$\Rightarrow F_{B'} = F_{PM} \cdot 2 \cdot \frac{l_{PM}}{l_b} + F_{B''} \quad (3.12)$$

aus 3.9:

$$F_{B''} \cdot a = F_A \cdot (l - a) + M_M - F_{B'} \cdot a \quad (3.13)$$

$$\Rightarrow F_{B''} = F_A \cdot \frac{(l - a)}{a} + M_M \frac{1}{a} - F_{B'} \quad (3.14)$$

Mit einsetzen der Gleichung 3.14 in Gleichung 3.8 wird  $F_A$  bestimmt:

aus 3.8

$$F_{B'} = F_{PL} + F_{PM} - F_A - F_{B''} \quad (3.15)$$

$$(3.16)$$

mit 3.12

$$\Rightarrow F_{B'} = F_{PL} + F_{PM} - F_A - F_A \cdot \frac{(l - a)}{a} - \frac{1}{a} \cdot M_M + F_{B'} \quad (3.17)$$

$$\Rightarrow F_A \cdot \left(1 + \frac{(l - a)}{a}\right) = F_{PL} + F_{PM} - \frac{1}{a} \cdot M_M \quad (3.18)$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{a}{l} \left(F_{PL} + F_{PM} - \frac{1}{a} \cdot M_M\right) \quad (3.19)$$

$F_A$  wird zusammen mit Gleichung 3.14 in 3.8 und  $F_{B''}$  bestimmt:

$$0 = \frac{a}{l} \left( F_{PL} + F_{PM} - \frac{1}{a} \cdot M_M \right) + F_{PM} \cdot 2 \cdot \frac{l_{PM}}{l_b} + F_{B''} + F_{B''} \dots - F_{PL} - F_{PM} \quad (3.20)$$

$$\Rightarrow 2 \cdot F_{B''} = F_{PL} \cdot \left( 1 - \frac{a}{l} \right) + F_{PM} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{l} \right) + \frac{1}{l} \cdot M_M \quad (3.21)$$

$$\Rightarrow F_{B''} = F_{PL} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + F_{PM} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + \frac{1}{2 \cdot l} M_M \quad (3.22)$$

und Gleichung 3.22 eingesetzt in 3.12 folgt  $F_{B'}$ :

$$F_{B'} = F_{PM} \cdot 2 \frac{l_{PM}}{l_b} + F_{PL} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + F_{PM} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + \frac{M_M}{2 \cdot l} \quad (3.23)$$

$$F_{B'} = F_{PL} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + F_{PM} \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + \frac{1}{2 \cdot l} M_M \quad (3.24)$$

### 3.2.2. Lagerkräfte verursacht durch das Prüfstandeingewicht

Das Eigengewicht lässt sich mit den gleichen Formeln wie in 3.2.1 bestimmen. Dabei fallen die Lasten  $M_M$  und  $F_{PL}$  weg. Die Last  $F_{PL}$  wird durch das Eigengewicht des Prüfstands ersetzt und die Lage ( $a_p$  und  $a$ ) durch entsprechende Längen ersetzt (welche sich erst nach erstellen des CAD-Modells bestimmen lassen). Folgendes Ersatzbild und anschließende Gleichungen beschreiben die zusätzlichen Lagerbelastungen durch das Eigengewicht des Prüfstands:

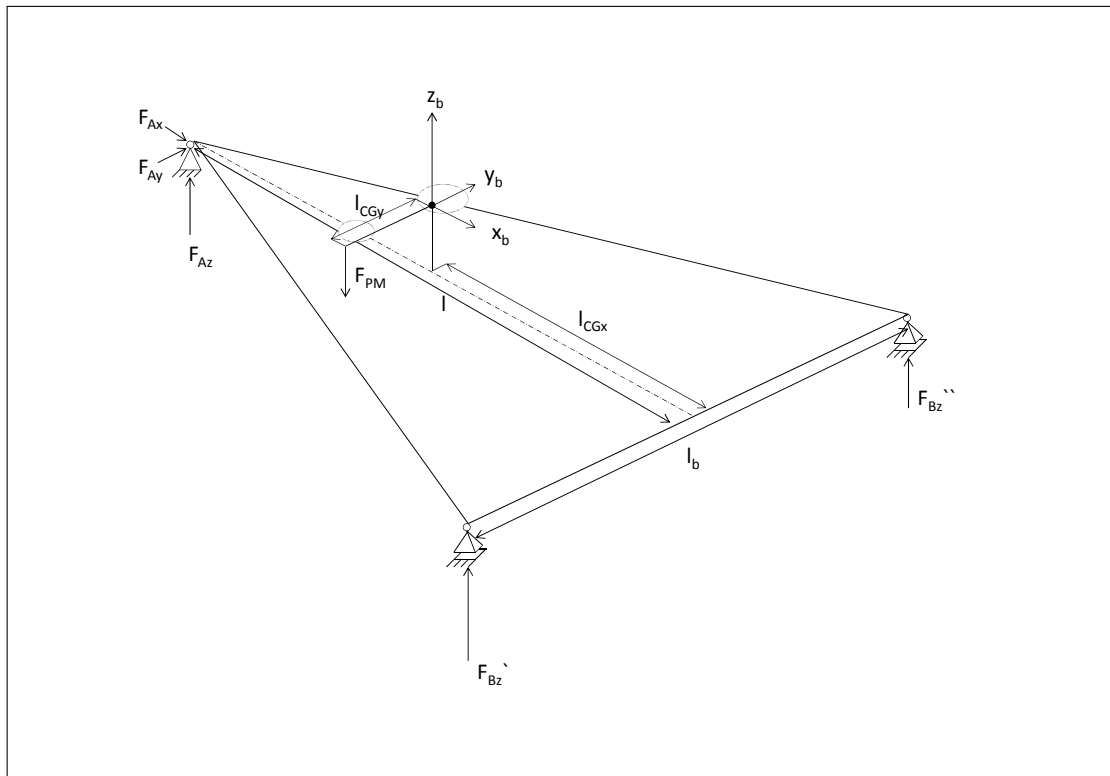


Abbildung 3.8.: Vereinfachtes Ersatzbild zur Bestimmung der Lagerkräfte verursacht durch das Eigengewicht des Gestells

Mit den in Abbildung 3.8 dargestellten Bezeichnungen ergeben sich folgende Gleichungen: Aus dem Eigengewicht des Gestells wird die Ersatzkraft  $F_{GCG}$  erstellt, deren Angriffspunkt der Schwerpunkt des Prüfstands ist. Aufgrund der nicht vorhandenen Kräfte in X- und Y- Richtung, werden die Indizes 'z' im folgenden weggelassen, da alle Kräfte in Z- Richtung wirken. Der Indexzusatz „oB“ soll verdeutlichen, dass es sich dabei nur um die Kräfte verursacht durch das Eigengewicht handelt.

$$\sum F_y \uparrow: 0 = F_{AoB} + F_{B'oB} + F_{B''oB} - F_{GCG} \quad (3.25)$$

$$\sum M_{y-b}: 0 = F_{AoB} \cdot (l - l_{CGx}) - F_{B'oB} \cdot l_{CGx} - F_{B''oB} \cdot l_{CGx} \quad (3.26)$$

$$\sum M_{x-b}: 0 = -F_{B'oB} \cdot \frac{l_b}{2} + F_{GCG} \cdot l_{CGy} + F_{B''oB} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.27)$$

Durch umformen lassen sich aus den Gleichungen die drei unbekanntnen Lagerkräfte bestimmen. Gleichung 3.27 wird zu:

$$F_{B'oB} \cdot \frac{l_b}{2} = F_{GCG} \cdot l_{CGy} + F_{B''oB} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.28)$$

$$\Rightarrow F_{B'oB} = F_{GCG} \cdot 2 \cdot \frac{l_{CGy}}{l_b} + F_{B''oB} \quad (3.29)$$

aus 3.26:

$$F_{B''oB} \cdot a = F_{AoB} \cdot (l - l_{CGx}) - F_{B'oB} \cdot a \quad (3.30)$$

$$\Rightarrow F_{B''oB} = F_{AoB} \cdot \frac{(l - l_{CGx})}{l_{CGx}} - F_{B'oB} \quad (3.31)$$

Mit einsetzen der Gleichung 3.31 in Gleichung 3.25 wird  $F_{AoB}$  bestimmt:

aus 3.25

$$F_{B'oB} = F_{GCG} - F_{AoB} - F_{B''oB} \quad (3.32)$$

$$(3.33)$$

mit 3.29

$$\Rightarrow F_{B'ob} = F_{GCG} - F_{AoB} - F_{AoB} \cdot \frac{(l - l_{CGx})}{l_{CGx}} + F_{B'oB} \quad (3.34)$$

$$\Rightarrow F_{AoB} \cdot \left(1 + \frac{(l - l_{CGx})}{l_{CGx}}\right) = F_{GCG} \quad (3.35)$$

$$\Rightarrow F_{AoB} = F_{GCG} \frac{l_{CGx}}{l} \quad (3.36)$$

$F_{AoB}$  wird zusammen mit Gleichung 3.31 in 3.25 und  $F_{B''oB}$  bestimmt:

$$0 = \frac{a}{l} \cdot F_{GCG} + F_{GCG} \cdot 2 \cdot \frac{l_{CGy}}{l_b} + F_{B''oB} + F_{B''oB} \cdots - F_{GCG} \quad (3.37)$$

$$\Rightarrow 2 \cdot F_{B''oB} = F_{GCG} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{l}\right) \quad (3.38)$$

$$\Rightarrow F_{B''oB} = F_{GCG} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{2 \cdot l}\right) \quad (3.39)$$

und Gleichung 3.39 eingesetzt in 3.29 folgt  $F_{B'oB}$ :

$$F_{B'oB} = F_{GCG} \cdot 2 \frac{l_{CGy}}{l_b} + F_{GCG} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{2 \cdot l}\right) \quad (3.40)$$

$$F_{B'oB} = F_{GCG} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{2 \cdot l}\right) \quad (3.41)$$



### 3.2.3. Ergebnisse der Lagerkraftberechnung

Durch die Nennbelastung des Rotorblattes M5000-135 entstehen die folgenden Lagerbelastungen, bestimmt an Hand des im vorherigen Abschnitt definierten Aufbaus und der erstellten Gleichungen. Aus dem in Kapitel 5 erstelltem CAD-Modell wird das Eigengewicht des Gestells und dessen Schwerpunktlage entnommen. Tabelle 3.1 zeigt die Lagerkräfte verursacht durch die Belastung durch das Eigengewicht vom Prüfstandsgestell, die statische Belastung durch das Rotorblatt und die maximal Belastung (1,2 facher Nennbelastung) zur Berücksichtigung von möglichen Zusatzlasten und Schwingungen des Prüfkörpers.

Tabelle 3.1.: Gestell-Lagerbelastungen (Wägezellenbelastung) durch das Eigengewicht des Prüfstands und durch das Rotorblatt M5000-135

Lager	Gestell- Eigengewicht $F_{GCG}$ [N]	M5000-135 Belastung ( $F_{CG}$ ) [N]	1,2 fache M5000-135 Belastung ( $1,2 \cdot F_{CG}$ ) [N]	Eigengew. + Belastung [N]	Eigengew + 1,2·Belastung [N]
A ( $F_A$ )	295263	-137029	-164434	52593	25188
B' ( $F_{B'}$ )	52821	198501	238202	251322	291023
B'' ( $F_{B''}$ )	52521	158418	190102	211239	242923

Diese Ergebnisse sind entscheidend bei der Wahl der Wägezellen und nehmen starken Einfluss auf die mögliche Genauigkeit der zu Messenden Kräfte und der Rückführung auf die Momente. Einerseits müssen die Messbereiche so weit ausgereizt werden, dass bei Nennbelastung des M5000-135 Rotorblattes auch der Nenn- Messbereich der Wägezelle erreicht wird. Andererseits darf die Wägezelle auch nicht bei zusätzlichen Belastungen wie kleinen Schwingungen der Rotorblätter überlastet werden. Die Tabelle zeigt, dass bei der Belastung mit dem 1,2 fachen des Rotorblattgewichtes, eine Wägezelle benötigt wird die einen Messbereich bis 30t hat.

Im folgendem Abschnitt werden die Toleranzen bei den Messungen bestimmt, anhand der Wägezelleneigenschaften zusammen mit den obigen Ergebnissen.

### 3.3. Berechnung des Rotorblattgewichtes und der Massenmomente aus den Lagerreaktionen

Um aus den durch die Wägezellen gemessenen Werten das benötigte Rotorblattgewicht und die Massenmomente, bzw. die Schwerpunktlage zu bestimmen, werden die im Abschnitt 3.2 erstellten Gleichungen so umgeformt, dass mit den nun bekannten Kräften ( $F_A$ ,  $F_{B'}$  und  $F_{B''}$ ) die gesuchten Kräfte und Momente  $F_{CoG}$ ,  $M_{y-b}$ ,  $M_{x-b}$  (s. Abb.:3.3) und die Abstände  $c$  und  $ap$  (s. Abb.:3.4) berechnet werden können. Mit der Messung ohne das Rotorblatt, wird das Gestellgewicht und dessen Schwerpunktlage bestimmt.

Die Belastung einer Wägezelle ist zusammengesetzt aus der Belastung durch das Rotorblatt und der durch das Prüfstands eingewicht. Der Indexzusatz „M“ soll dabei kennzeichnen, dass es sich um eine gemessene Größe handelt, „oB“ ist die Messung ohne Blatt.

$$F_{AMges} = F_{AoB} + F_A \quad (3.42)$$

$$F_{B'Mges} = F_{B'oB} + F_{B'} \quad (3.43)$$

$$F_{B''Mges} = F_{B''oB} + F_{B''} \quad (3.44)$$

Die Kräfte  $F_{AoB}$ ,  $F_{B'oB}$  und  $F_{B''oB}$  bleiben als Konstanten in dieser Gleichung, da diese (solange keine Veränderungen am Gestell vorgenommen werden) nur einmal ermittelt werden müssen, oder vor jeder Messung das Leergewicht bestimmt wird.

#### 3.3.1. Gestell- Gewicht und Schwerpunktlage

Zwar ist es für das Messen der Rotorblätter nicht von Interesse wie schwer der Prüfstand ist, oder wo sich sein Schwerpunkt befindet, die Kenntnis dient aber zur Überprüfung und der Sicherheit, da das Gestell selber als Gegengewicht fungiert und dafür die Schwerpunktlage entscheidend sein kann.

Für die Serienmessung der Rotorblätter muss einmalig (oder beim Kalibrieren, s.3.7) das Gestellgewicht und seine Schwerpunktlage aufgenommen werden. Aus der Summe der Einzelkräfte wird das Gestellgewicht bestimmt und durch umformen der in 3.2.2 aufgeführten Gleichungen die Lage des Schwerpunktes ermittelt.

Gesucht sind also  $F_{GCG}$ ,  $l_{CGx}$  und  $l_{CGy}$ . Aus Gleichung 3.25 wird:

$$\Rightarrow F_{GCG} = F_{AoB} + F_{B'oB} + F_{B''oB} \quad (3.45)$$

### 3.3. Berechnung des Rotorblattgewichtes und der Massenmomente aus den Lagerreaktionen

---

Gleichung 3.36 wird nach  $l_{CGx}$  umgestellt und  $F_{GCG}$  mit 3.45 ersetzt:

$$\Rightarrow l_{CGx} = l \cdot \frac{F_{AoB}}{F_{AoB} + F_{B'oB} + F_{B''oB}} \quad (3.46)$$

Gleichung 3.39 wird nach  $l_{CGy}$  umgestellt und für  $l_{CGx}$  Gleichung 3.46 eingesetzt:

$$\Rightarrow l_{CGy} = \frac{l_b}{2} - \frac{F_{AoB}}{2 \cdot F_{GCG}} - \frac{F_{B''oB}}{F_{GCG}} \quad (3.47)$$

#### 3.3.2. Ermittlung der Masse und Momente aus den Messungen

Wie im vorherigem Abschnitt beschrieben setzten sich die Messungen aus dem Gestell Leergewicht und der vom Rotorblatt verursachten Kräfte zusammen. Aus den Gleichungen 3.42 bis 3.44 folgt:

$$F_A = F_{AMges} - F_{AoB} \quad (3.48)$$

$$F_{B'} = F_{B'Mges} - F_{B'oB} \quad (3.49)$$

$$F_{B''} = F_{B''Mges} - F_{B''oB} \quad (3.50)$$

Mit den drei Gleichungen kann nun das Rotorblattgewicht, das Massenmoment  $M_M$  - damit die Sschwerpunktlage  $c$ , s. Abb.:3.4 - und den Abstand des Schwerpunktes zur Pitchase  $ap$ .

Dabei ist die Rotorblatt- Gewichtskraft die Summe aus:

$$F_{PL} + F_{PM} = F_{CGRotorblatt} \quad (3.51)$$

und mit 3.8 folgt:

$$\Rightarrow F_A + F_{B'} + F_{B''} = F_{PL} + F_{PM} = F_{CGRotorblatt} \quad (3.52)$$

Das Massenmoment folgt aus 3.9:

$$\Rightarrow M_M = a \cdot (F_{B'} + F_{B''}) - F_A \cdot (l - a) \quad (3.53)$$

Mit  $M_M = c \cdot F_{CGRotorblatt}$  ist  $c$ :

$$\Rightarrow c = a \cdot \frac{(F_{B'} + F_{B''})}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} - (l - a) \cdot \frac{F_A}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \quad (3.54)$$

$$\Rightarrow c = a \cdot \frac{(F_{B'} + F_{B''})}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} - (l - a) \cdot \frac{F_A}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \quad (3.55)$$

Aus Gleichung 3.10 erhält man:

$$\Rightarrow l_{PM} \cdot F_{PM} = F_{B'} \cdot \frac{l_b}{2} - F_{B''} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.56)$$

mit Gleichung 3.5 wird  $ap$ :

$$\Rightarrow ap = \frac{1}{F_{CGRotorblatt}} \cdot \left( F_{B'} \cdot \frac{l_b}{2} - F_{B''} \cdot \frac{l_b}{2} \right) \quad (3.57)$$

$$\Rightarrow ap = \frac{l_b}{2} \cdot \frac{F_{B'} - F_{B''}}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \quad (3.58)$$

(Zu berücksichtigen ist dabei, dass sich  $ap$  in horizontaler Lage befindet. Je nach dem wie das Rotorblatt gepitcht ist, kann  $ap$  kleiner als der tatsächliche Abstand zur Pitchachse sein. Hier muss zuerst eine Auswertung nach dem Maximum von  $F_{B'}$  und dem damit verbundenen Minimum von  $F_{B''}$  gemacht werden. Dann kann mit dem aufgenommenen Pitchwinkel die genaue Lage innerhalb des Profils ermittelt werden.)

Dadurch ist auch das Pitchmoment bekannt:

$$M_P = ap \cdot F_{CGRotorblatt} \quad (3.59)$$

$$\Rightarrow M_P = \frac{l_b}{2} \cdot (F_{B'} - F_{B''}) \quad (3.60)$$

### 3.3.3. Zusammenfassung der benötigten Gleichungen

Zusammengefasst sind folgende Gleichungen für das Messen des Rotorblattes nötig:

Das Rotorblattgewicht:

$$F_{CGRotorblatt} = F_A + F_{B'} + F_{B''} \quad (3.52)$$

Das Massenmoment:

$$M_M = a \cdot (F_{B'} + F_{B''}) - F_A \cdot (l - a) \quad (3.53)$$

Das Pitchmoment:

$$M_P = \frac{l_b}{2} \cdot (F_{B'} - F_{B''}) \quad (3.60)$$

Schwerpunktlage bezogen auf Blattlänge (von der Blattwurzel aus):

$$c = \frac{1}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \cdot (a \cdot (F_{B'} + F_{B''}) - (l - a) \cdot F_A) \quad (3.55)$$

Schwerpunktlage, Abstand von der Pitchachse:

$$ap = \frac{l_b}{2} \cdot \frac{F_{B'} - F_{B''}}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \quad (3.58)$$

Um die genaue Länge des Abstands (ap) zu ermitteln, muss zusätzlich der Pitchwinkel aufgenommen werden. Dafür sollte das Rotorblatt einmal um 180° gepitcht werden. Unter kontinuierlicher Aufzeichnung der Lasten an Lager B' oder B'' kann bei den maximalen Belastungen der Pitchwinkel festgestellt werden bei dem ap am höchsten ist. Zusammen mit dem Pitchwinkel lässt sich somit die genaue Lage innerhalb des Profilschnitts ermitteln.

## 3.4. Bestimmung der zu erwartenden Messabweichungen

Bei jeder Messung treten bestimmte Messabweichungen auf. Der bei einer Messung angezeigte Wert hat immer eine Abweichung zum wahren Wert. Da die gesuchten Kräfte und Momente aus Messwerten berechnet werden, müssen die Messabweichungen berücksichtigt werden und eine Aussage über die Genauigkeit der berechneten Werte getroffen werden. Wie zuvor schon erwähnt müssen bestimmte Toleranzen eingehalten werden. In diesem Abschnitt wird ermittelt welchen maximalen Messabweichungen die Wägezellen haben dürfen. Bei der Rückführung, von den gemessenen Kräften zu den vom Rotorblatt verursachten Kräften und Momenten, müssen mehrere Toleranzen berücksichtigt werden. Zum einen wird die Gesamtgenauigkeit von den Wägezellen bestimmt, Kriechfehler und Temperaturschwankungen. Zum anderen muss berücksichtigt werden dass die Abstände der Wägezellen zueinander und dem Blattflansch, also alle in den Berechnungen benötigten Längen, über Messmittel (wie Zollstock oder Lasertracker, o.ä.) bestimmt werden und deren Messabweichungen in die Berechnungen einfließen.

### 3.4.1. Genauigkeiten der Wägezellen

Um geeignete Wägezellen auswählen zu können, müssen der erforderliche Messbereich und die erforderliche Genauigkeit bekannt sein. Kraftsensoren und Wägezellen werden anhand ihres Messbereiches und ihrem zusammengesetzten Fehler eingeteilt. Der Fehler wird dabei in % des Nennwerts  $S$  angegeben. Üblicherweise werden Wägezellen in Klassen eingeteilt welche die Genauigkeiten widerspiegeln. Wägezellen entsprechen oft den internationalen Eichvorschriften. Zuständig für die Empfehlungen zur Regelung der gesetzlichen Eichvorschriften ist die „Organisation Internationale de Métrologie Légale“ (OIML). Nach der Vorschrift EN 45501, müssen Wägezellen in Übereinstimmung mit der OIML Empfehlung R60 geprüft sein. Wichtig zum Verständnis und der Auswahl einer Wägezelle, sind die Genauigkeitsklassen.

Unterteilt werden Wägezellen in die vier Genauigkeitsklassen: „Klasse A“, bis „Klasse D“, wobei Klasse A die genaueste Klasse ist. Häufig sind aber nur die Klassen C und D zu finden, gerade bei den höheren Nennlasten.

Nach OIML R60 ergibt sich für die Genauigkeitsklasse „C“ die Tabelle 3.2. Angegeben ist der Zusammengesetzte Fehler in % der Nennlast  $S$ .

Die Zahl nach der Klassenbezeichnung gibt die maximale Unterteilung der Nennlast in Tausend an. So bedeutet C1, dass der Messbereich der Wägezelle in 1000 Teile unterteilt wird, C3 in 3000 Teile, C4 in 4000 Teile.

Tabelle 3.2.: Genauigkeitsklasse „C“ in %S (S=Nennlast)

OIML R60	C1	C3	C4	C6
%S	0,03	0,02	0,015	0,01

Diese Angaben werden verwendet um eine erste Abschätzung der Messunsicherheit zu erhalten. Die Ungenauigkeit einer Wägezelle wird beschrieben durch:

$$u = \pm \frac{\%S}{100\%} \cdot GK \quad (3.61)$$

wobei die

- u = Messunsicherheit
- %S = max. Fehler bei Nennlast
- GK = Messbereich der Wägezelle

ist.

### Überschlägige Wiegegenauigkeit (Absolutmessung)

Mit den in Abschnitt 3.3 erstellten Berechnungen und der Messunsicherheit nach 3.61, kann eine erste überschlägige Bestimmung der gesamten Messunsicherheit erfolgen. Voraussetzung ist dabei die Kenntnis der Prüfstand-Leermasse. Die Prüfstandmasse wird mit allen Anbauteilen überschlägig mit 35t angenommen. Mit der Aufteilung nach 3.1 ergibt sich die erforderliche Nennlast der einzelnen Lager, gerundet auf 1t und unter Berücksichtigung das bei Lager B'' die gleiche Wägezelle wie Lager B' eingebaut wird (da das Blatt um min. 180° Gedreht wird treten bei beiden Lagern die gleichen max. Belastungen auf). Für die Bestimmung der Messunsicherheiten wird von der Verwendung einer gängigen Wägezelle mit der Genauigkeit C3 ausgegangen.

Tabelle 3.3.: Messunsicherheiten bei den Lagern A, B' und B'' bei einer verwendeten Wägezelle der Genauigkeitsklasse C3

Lager	Nennlast [t]	Messunsicherheit	Messunsicherheit	Messunsicherheit
		u mit C1 [N]	u mit C3 [N]	u mit C4 [N]
A, B' und B''	26	±77	±51	±38

Mit Hilfe der zuvor Aufgestellten Gleichungen von  $M_M$  (3.53),  $M_P$  (3.60),  $c$  (3.55) und

ap (3.58) werden die Messunsicherheiten bestimmt.

$$F_{CGRotorblatt,min} = (F_A - |u_A|) + (F_{B'} + F_{B''} - 2|u_B|) \quad (3.62)$$

$$F_{CGRotorblatt,max} = (F_A + |u_A|) + (F_{B'} + F_{B''} + 2|u_B|) \quad (3.63)$$

$$M_{M,min} = a \cdot (F_{B'} + F_{B''} - 2|u_B|) \cdots \\ - (F_A + |u_A|) \cdot (l - a) \quad (3.64)$$

$$M_{M,max} = a \cdot (F_{B'} + F_{B''} + 2|u_B|) \cdots \\ - (F_A - |u_A|) \cdot (l - a) \quad (3.65)$$

$$M_{P,min} = \left(\frac{l_b}{2}\right) \cdot (F_{B'} - F_{B''} - 2|u_B|) \quad (3.66)$$

$$M_{P,max} = \left(\frac{l_b}{2}\right) \cdot (F_{B'} - F_{B''} + 2|u_B|) \quad (3.67)$$

Die halbe Differenz zwischen den maximalen und minimalen Werten ist die gesuchte Messunsicherheit.

Damit ergeben sich die Messunsicherheiten der Rotorblattgewichtskraft  $F_{CGRotorblatt}$  (nach 3.52), des Massenmoments  $M_M$  (nach 3.53) und des Pitchmoments  $M_P$  zu:

Tabelle 3.4.: Erste überschlägige Bestimmung der Messunsicherheiten

	Messunsicherheit u mit C1	Messunsicherheit u mit C3	Messunsicherheit u mit C4
$F_{CGRotorblatt}[\text{N}]$	$\pm 230$	$\pm 153$	$\pm 115$
$M_M[\text{Nm}]$	$\pm 1589$	$\pm 1059$	$\pm 794$
$M_P[\text{Nm}]$	$\pm 536$	$\pm 357$	$\pm 268$

Diese Werte würden sich nur ergeben, wenn das Rotorblatt ohne Gestell gemessen würde. In Wahrheit muss aber zuerst das Gewicht des Prüfstands bestimmt werden und anschließend vom Gesamtgewicht abgezogen werden wodurch sich die Messunsicherheit verdoppeln würde. Tatsächlich kann aber durch Trieren der Wägezellen diese Verdoppelung des Fehlers vermieden werden. Die genauere Betrachtung findet bei der Untersuchung der Tatsächlichen Messmethode, messen von Messdifferenzen (Relativmessung), statt.

### Relativmessung

Da die hier vorhandene Messaufgabe eine Differenzmessung ist und bei der Messung nicht wichtig wie schwer das Prüfgestell selber ist, sonder nur die veränderte Gesamtmasse nach anbringen des Rotorblattes, muss die Abschätzung des Fehlers genauer betrachtet werden. Durch das Trieren des Messsignals wird die Nullpunktverschiebung



ausgeblendet (vorausgesetzt bei der Messung bleibt die Temperatur konstant).

Folgende Abschätzung der Wiegegenauigkeit bei Relativmessungen bietet der Wägezellenhersteller Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM) [9].

$$u = d_{Lin} \cdot n \cdot \sqrt{M \cdot B} + TK_c \cdot \Delta T \cdot \frac{M}{\sqrt{n}} \quad (3.68)$$

mit

- $u$  = Messunsicherheit
- $d_{Lin}$  = Linearitätsabweichung
- $n$  = Anzahl der Wägezellen
- $M$  = Messwert
- $B$  = Mesbereich einer Wägezelle
- $TK_c$  = Temperaturkoeffizient des Kennwerts
- $\Delta T$  = Differenz zur Referenztemperatur

Durch die Berechnung der Messe und der Momente aus den einzelnen Lagerreaktionen muss diese Gleichung einzeln für jedes Lager Angewandt werden. Unter der Annahme das der benötigte Messbereich jeder Wägezelle bei 26t liegt und die max. Temperaturdifferenz ca. 10K beträgt, ergeben sich mit den Nennbelastungen (s.3.1) und den Kennwerten einer Wägezellen (Typ HBM RTN C3, s. Anhang C, [8]) folgende Abweichungen:

$$\begin{aligned} d_{Lin} &= 0,02\% \\ B &= 255060N \\ TK_c &= 0,008 \frac{\%}{10K} \\ \Delta T &= 10K \text{ Annahme: Messung bei Referenztemperatur} \end{aligned}$$

Für die beiden Rotorblätter M5000-116 und -135 ergeben sich die Messunsicherheiten an den Lagern nach der Gleichung 3.68 die Werte in Tabelle 3.5.

Tabelle 3.5.: Bei Relativmessung auftretende Messunsicherheiten

Lager	$u_{relativ, M5000-116}$	$u_{relativ, M5000-135}$
A [N]	$\pm 127$	$\pm 139$
B [N]	$\pm 137$	$\pm 147$

Damit ergeben sich die Momenten- und Gewichtskraftmessunsicherheiten (nach den

Gleichungen 3.62-6.67) in Tabelle 3.6.

Tabelle 3.6.: Bei Relativmessung auftretende Messunsicherheiten

Messunsicherheit	$u_{relativ,M5000-135}$	$u_{relativ,M5000-116}$
$F_{CGRotorblatt}$ [N]	$\pm 434$	$\pm 401$
$M_M$ [Nm]	$\pm 3941$	$\pm 3659$
$M_P$ [Nm]	$\pm 1031$	$\pm 1031$

### Ergebnisse der Messunsicherheiten Abschätzung

Im Vergleich zu den Kennwerten der Rotorblätter zeigen sich folgende Abweichungen für ein Wägezelle der Klasse C3:

Tabelle 3.7.: Vergleich der Messunsicherheiten bei Genauigkeitsklasse C3

	Messunsicherheit Absolutmessung	Messunsicherheit bei Differenzm. $+ \Delta T = 10K$	Messunsicherheit bei Differenzm. $+ \Delta T = 0K$
M5000-135:			
$F_{CGRotorblatt}$ % Nenngewicht	$\pm 0,070$	$\pm 0,197$	$\pm 0,057$
$M_M$ % Nenn- Massenmoment	$\pm 0,023$	$\pm 0,087$	$\pm 0,026$
$M_P$ % Nenn- Pitchmoment	$\pm 0,254$	$\pm 0,735$	$\pm 0,222$
M5000-116:			
$F_{CGRotorblatt}$ % Nenngewicht	$\pm 0,095$	$\pm 0,248$	$\pm 0,057$
$M_M$ % Nenn- Massenmoment	$\pm 0,038$	$\pm 0,133$	$\pm 0,032$
$M_P$ % Nenn- Pitchmoment	$\pm 0,735$	$\pm 2,124$	$\pm 0,642$

Der Vergleich zeigt einen deutlichen Unterschied von der ersten Abschätzung zur Messung der Relativkräfte bei erhöhter Temperatur. Für das Schwerere Rotorblatt M5000-135 sind die Abweichungen noch innerhalb des erforderlichen Bereichs, anders als beim kleinerem Blatt, bei dem das Moment nicht mehr auf 0,1% genau bestimmt werden kann. Dies liegt zum einen bei der Auswahl der Wägezellen anhand der vom schwereren Rotorblatt verursachten Lagerkräfte, aber zum größten Teil an dem Einfluss der Temperatur.

Der Temperatureinfluss lässt sich relativ einfach bei der Auswertung kompensieren mit der Kenntnis des Temperaturkoeffizienten der Wägezelle und der Temperatur. Der vom Hersteller angegebene Temperaturkoeffizient  $TK_c$  beschreibt die Steigungänderung der Geraden, die das Verhältnis zwischen Last und Ausgang herstellt (s. Abb.:3.9).

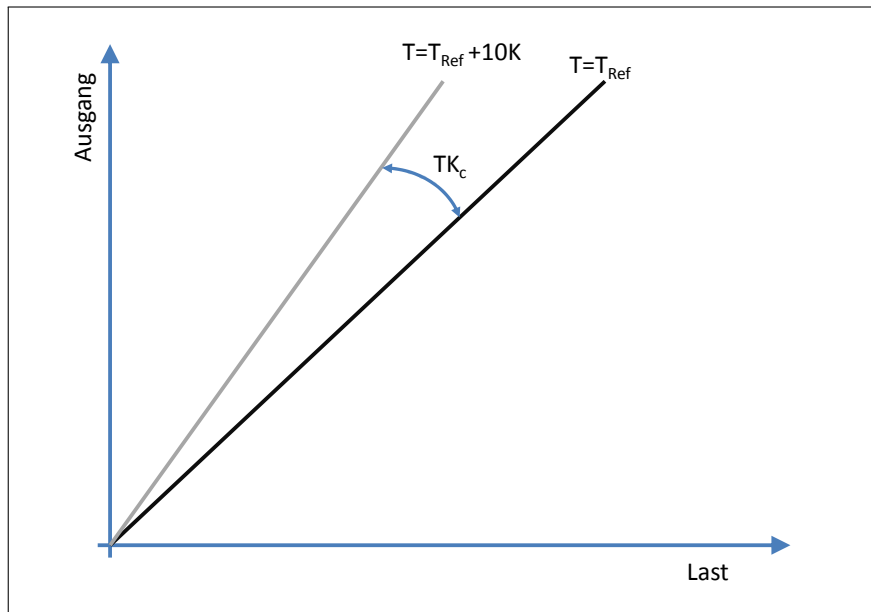


Abbildung 3.9.: Änderung der Wägezellenübertragungsgeraden durch Temperatureinfluss

Bei der Auswahl der Wägezellen sollte noch in Betracht gezogen werden, dass der Investitionsunterschied in Wägezellen der Klasse C3 zu C4 um die 20% liegt (laut dem Hersteller HBM[8] 2011, Wägezelle C16I3C4/30T und C16A2C3/30T).

### 3.4.2. Abstandstoleranzen (Einfluss der Abstandsmessungen)

Aufgrund der Berechnung der Momente mit den Lagerkräften (s. 3.2), ist es entscheidend zu wissen wie die Abstände der Wägezellen ausgehend vom Bezugspunkt (Pitchlager KOS) und Blattanschlussebene sind, bzw. welchen Abstand sie zueinander haben. Für die Auslegung, und das Einmessen des aufgebauten Prüfstands, wird die Genauigkeit eines Laserentfernungsmessers verwendet mit einer Messungenauigkeit  $u_{Abstand} \leq \pm 1,5mm$  (z.B. [5]).

Für die Messabweichungen innerhalb der Serie, wobei davon ausgegangen wird das der Prüfstand nicht verändert wird, nicht bewegt oder die Kraftmessdosen ausgetauscht werden, ist Abweichung verursacht durch die Abstandsmessung nicht mehr zu berücksichtigen. Dies ist besonders wichtig, da bei einem Blattsatz die Abweichung des Massenmoments der Blätter untereinander kleiner als  $\pm 0,1\%$  sein soll.

#### **Einfluss auf die Genauigkeit der Rotorblatt- Gewichtsbestimmung**

Die Bestimmung der Rotorblattmasse ist nicht von den Positionen der Wägezellen zueinander, also einer Entfernungsmessungen, abhängig sondern allein von den Messunge-

nauigkeiten der Wägezellen.

#### **Einfluss auf die Genauigkeit der Momentenbestimmung $M_M$ und $M_P$**

Wie bereits erwähnt, spielt bei der Berechnung des Massenmoments und Pitchmoments die genaue Ausmessung der Wägezellenposition eine wichtige Rolle. Aber natürlich auch der Messfehler der Wägezellen selber. Über die aufgestellten Gleichungen von  $M_M$  (3.53),  $M_P$  (3.60),  $c$  (3.55) und  $ap$  (3.58) werden die erzielten Gesamttoleranzen bestimmt. Wie aus den Gleichungen hervorgeht, spielen nur die Längen

- $a$
- $(l-a)$
- $\frac{l_b}{2}$

bei der Berechnung eine Rolle.

Zu erst wird der Einfluss auf die Momente ermittelt und danach auf die Längen  $c$  und  $ap$ , da diese durch das Momenten- Rotorblattmasse- Verhältnis bestimmt werden. Als Absoluten Wert, wie bei den Messunsicherheiten durch die Wägezellen, lässt sich der Einfluss der Längenabweichungen nicht mehr darstellen. Deshalb wird mit den eingesetzten Längenunsicherheiten und Wägezellenmessunsicherheiten jeweils die maximale und minimale Abweichung von den Nennwerten der Rotorblätter ermittelt. Folgende Gleichungen beschreiben die max. und min. Werte der gesuchten Größen (wobei  $u$  die Messunsicherheit nach 3.61ist). Da bei die Lager B' und B'' die gleichen Wägezellen eingesetzt werden, haben sie auch die gleiche Messunsicherheit. Lager A kann eine andere Messunsicherheit als die Lager B' und B'' haben. In den nachfolgenden Gleichungen muss der Betrag von  $u$  eingesetzt werden.

$$F_{CGRotorblatt,min} = (F_A - |u_A|) + (F_{B'} + F_{B''} - 2|u_B|) \quad (3.69)$$

$$F_{CGRotorblatt,max} = (F_A + |u_A|) + (F_{B'} + F_{B''} + 2|u_B|) \quad (3.70)$$

$$M_{M,min} = (a - |u_{Abstand}|) \cdot (F_{B'} + F_{B''} - 2|u_B|) \cdots \\ - (F_A + |u_A|) \cdot ((l - a) + |u_{Abstand}|) \quad (3.71)$$

$$M_{M,max} = (a + |u_{Abstand}|) \cdot (F_{B'} + F_{B''} + 2|u_B|) \cdots \\ - (F_A - |u_A|) \cdot ((l - a) - |u_{Abstand}|) \quad (3.72)$$

$$M_{P,min} = \left( \frac{l_b}{2} - |u_{Abstand}| \right) \cdot (F_{B'} - F_{B''} - 2|u_B|) \quad (3.73)$$

$$M_{P,max} = \left( \frac{l_b}{2} + |u_{Abstand}| \right) \cdot (F_{B'} - F_{B''} + 2|u_B|) \quad (3.74)$$

$$ap_{min} = \frac{M_{P,min}}{F_{CGRotorblatt,max}} \quad (3.75)$$

$$ap_{max} = \frac{M_{P,max}}{F_{CGRotorblatt,min}} \quad (3.76)$$

$$c_{min} = \frac{M_{M,min}}{F_{CGRotorblatt,max}} \quad (3.77)$$

$$c_{max} = \frac{M_{M,max}}{F_{CGRotorblatt,min}} \quad (3.78)$$

### 3.4.3. Zusammengefasste Abweichungen

Zusammengefasst ergeben sich, aus der Wägenzellen- Messunsicherheit und den Messfehlern beim einmessen der Wägezellenabstände, die Messunsicherheiten in Tabelle 3.8. Ausgegangen wird von den Werten aus Tabelle 3.1 und der Wägezelle HBM RTN C3 (s. Anhang C, [8]) und stattfindender Temperaturkompensation.

Tabelle 3.8.: Zusammengesetzte Abweichungen (Wägezellenmessfehler + Längenmessfehler) bezogen auf die Nennwerte der Rotorblätter. Mit Temperaturkompensation.

	M5000-135	M5000-116
	Relativmessung	Relativmessung
$F_{CGRotorblatt}$ % Nenngewicht	$\pm 0,057$	$\pm 0,057$
$M_M$ % Nenn- Massenmoment	$\pm 0,035$	$\pm 0,044$
$M_P$ % Nenn- Pitchmoment	$\pm 0,279$	$\pm 0,699$

Für beide Rotorblätter zeigt sich das die Bestimmung der Massenmomente und Eigengewichte mit Wägezellen der C3 Genauigkeit unterhalb der geforderten Toleranzen liegen.

### 3.5. Ermittlung der Eigenfrequenzen

So wie das Rotorblatt befestigt werden soll, können auch seine Eigenfrequenzen gemessen werden. Um eine solche Messung durchzuführen muss das Rotorblatt zur Schwingung angeregt werden, z.B. durch einen kurzen Stoß oder kurzes Anfahren des Pitchantriebs. Mit am Blatt befestigten Beschleunigungsaufnehmern können dann die Schwingungen ausgewertet werden.

Im Folgenden soll kurz erklärt werden wie eine solche Messung durchgeführt werden könnte (Quelle [3]).

Je nach Anzahl der eingesetzten Beschleunigungsaufnehmern, können Eigenfrequenzen in verschiedenen Achsen gemessen werden: Schlag-, Schwenk- oder Torsionseigenfrequenz. Bei dem Einsatz von 3 Beschleunigungsaufnehmern an einem Profilschnitt, wie in Abbildung 3.10, können sogar alle Eigenfrequenzen in allen Achsrichtungen ermittelt werden.

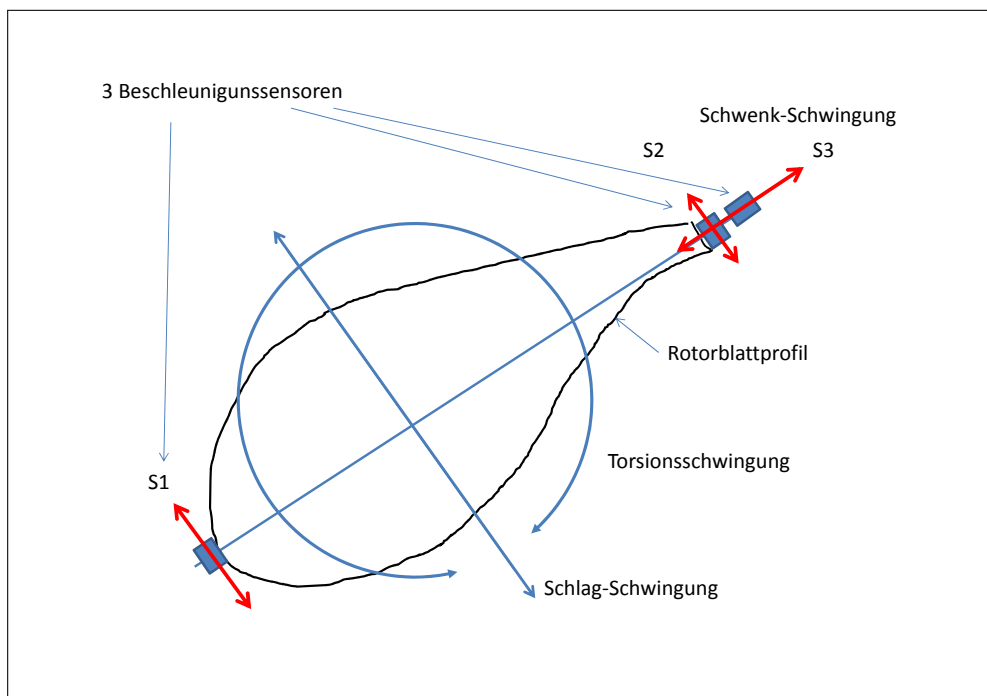


Abbildung 3.10.: Beispielhafte Anordnung von Beschleunigungsaufnehmer zur Ermittlung der Schlag- Schwenk- und Torsions- Eigenfrequenzen

Aus der Kombination der Messsignale der Beschleunigungsaufnehmer S1 und S2 (s. Abb.:3.10) kann die Schlag-Eigenfrequenz bestimmt werden. Aus einem der beiden kann wiederum die Torsionseigenfrequenz gewonnen werden und durch den dritten Sensor, dessen Achse orthogonal zu den Sensoren S1 und S2 verläuft, kann die Schwenk-Eigenfrequenz bestimmt werden.

### **3.6. Berücksichtigung der Schwerpunktverschiebung bei statischer Durchbiegung**

Bei der Auslegung wird festgelegt ob das Rotorblatt eher biegeweich oder eher eine höhere Steifigkeit haben soll. Das hängt insbesondere von den eingesetzten Materialien der Gurte ab. Ein mit Kohlefasergurten gebautes Blatt (wie das M5000-116) ist deutlich biegesteifer als ein vergleichbares aus Glasfaser (M5000-135), da die Kohlenstofffasern einen um ca. 2,9 fach höheren E-Modul besitzen und die Dehnungsniveaus entsprechend sind.

Um bei der Bestimmung des Schwerpunktes in radialer Richtung die Lageänderung dessen, verursacht durch die Biegung, zu berücksichtigen, muss die Verformung bei den Prüfbedingungen bekannt oder bestimmbar sein. Wichtig für die Bestimmung des Schwerpunktes innerhalb des Profils ist die Verdrehung des Profils gegenüber dem Blattanschluss.

Betrachtet man das relativ biegesteife Rotorblatt der M5000-116 Anlage bei Blattlänge 16,5m (berechnete Schwerpunktlage), so zeigt sich eine Durchbiegung in Schlagrichtung (bei 80° Pitchwinkel) von 19,5mm und damit eine Radiusverschiebung des Schwerpunkts um 0,011mm in Richtung Blattwurzel.

In Schwenk-Richtung ist es um ca. das 2,5 fache Biegesteifer und die Abweichung ist noch geringer.

Trotz der geringeren Biegesteifigkeit des 66m Rotorblattes ist die Verschiebung des Profils bei 20.69m Blattlänge und 80° Pitchwinkel nur 109mm und damit wiederum die Verschiebung des Schwerpunkts zur Blattwurzel nur 0,026mm.

Unter selbigen Bedingungen ist die Verdrehung des Schwepunktprofils ähnlich gering (0,8-1,0mm) so das bei den Messungen keine Korrekturen vorgenommen werden müssen da selbst die höchste Abweichung die Berechnung des Massenmoments nur um 0,13‰ ändert.

### **3.7. Kalibrieren der Messmittel am Prüfstand**

Gefordert durch die ISO 9001:2008 ist auch, dass die Mess- und Prüfmittel wie in 2.1.2 beschrieben, kalibriert und/oder validiert werden. Durch die Messung der Kräfte und die Bestimmung der Momente mit dem Gestell, müssen die Messungen nach der Einrichtung und vor der Benutzung validiert werden.

Zur Validierung sollte ein Prüfkörper (dessen Auslegung nicht Teil dieser Arbeit ist) eingesetzt werden, welcher in der Lage ist die späteren Prüfbedingungen nachzubilden. Er muss somit neben der Gewichtsbelastung auch Momente in das Pitchlager einleiten. Die Dimensionierung muss den Messbereichen und Möglichkeiten der Wägezellen entsprechen, was bedeutet dass das Gewicht, bzw. das erzeugte Moment, nicht unter den bestimmten max. Toleranzbereich der Wägezellen liegen darf. Mit den in 3.2 festgelegten und bestimmten Toleranzen sind die Anforderungen an den Kalibrierungskörper:

- $m > 15,6kg$
- $M_{y,z} > 1100Nm$
- $M_x > 357Nm$

Das Hilfsmittel zur Validierung und Kalibrierung der Messungen muss selbst mit anhand dritter Mess- und Prüfmittel überprüft und gegebenenfalls justiert werden.



# 4

---

## Vergleich der beiden Prüfverfahren

Das neue Prüfverfahren nimmt alle Aufgaben der bisherigen Endabnahme auf. Im Ergebnis bietet die neue Vorgehensweise eine vielfache Erweiterung der Prüfaufgaben und somit weitere Kenntnisse über die Rotorblätter.

Der wesentlich Unterschied liegt in der Art der Messungen. Anders als zuvor wird das Rotorblatt an seinem Flansch befestigt und kann dadurch in seiner vorgesehenen Lage vermessen werden und bietet auch den Zugang zur gesamten Rotorblattoberfläche.

Für das **bisherige Verfahren** spricht

- + Einfache Messung über Kranwaagen beim Transport
- + keine extra Stellfläche nötig
- + da im Betrieb Kranwaagen für diverse Anwendungen benötigt werden, müssen keine weiteren Investitionen vorgenommen werden
- + bei präziser Einmessung der Kranwaagenpositionen sind gute Messungen des Massenmomentes und des Rotorblattgewichtes möglich

Die Nachteile ergeben sich aus den beschränkten Möglichkeiten der Messungen:

- die Wiederholbarkeit, also das Positionieren der Kranwaagen ist nicht gegeben. Es ist möglich das die Gurte zum Anheben falsch Positioniert werden und somit Ergebnisse ausserhalb der benötigten Toleranzen liefern
- es ist nur die Messung des Rotorblattgewichtes und die Bestimmung des Massenmomentes möglich

Für den Einsatz eines **Prüfstands** zur Endabnahme spricht:

- + sichergestellte Wiederholbarkeit der Messungen innerhalb der Serie, alle Rotorblätter werden unter exakt gleichen bedingungen gemessen
- + Bestimmung des Pitchmomentes
- + Messen der Rotorblattgeometrie

- 
- + Bestimmung der Pitchachsenabweichung
  - + Überprüfung der statischen Eigenverformung der Rotorblätter in allen Pitch-Positionen
  - + er bietet die Möglichkeit der Eigenfrequenzbestimmung der Rotorblätter
  - + die Flanschgeometrie kann auf seine Rundheit hin untersucht werden
  - + die Rundheit des Blitzschutz-Schleifrings kann überprüft werden

Nachteilig wirken sich voraussichtlich folgende Punkte aus:

- höherer Zeitlicher Aufwand
- zusätzlicher Raumbedarf
- Zusätzliche Investitionen Nötig

Die Wichtigste Komponente des Prüfstands werden die Wägezellen sein. Von ihnen hängt im Wesentlichen die Genauigkeit und die Einhaltung der geforderten Toleranzen ab. In der folgenden Tabelle sind die erreichbaren Toleranzen bei der Bestimmung des Rotorblattgewichtes, des Massenmomentes und des Pitchmomentes des M5000-116 Rotorblattes gegenübergestellt.

Tabelle 4.1.: Gegenüberstellung der erreichbaren Toleranzen bei der Bestimmung des Rotorblattgewichtes, des Massenmomentes und des Pitchmomentes

	Kranwaagen	Prüfstand
$F_{CG, Rotorblatt}$ % Nenngewicht	$\pm 0,045$	$\pm 0,057$
$M_M$ % Nenn- Massenmoment	$\pm 0,088$	$\pm 0,044$
$M_P$ % Nenn- Pitchmoment	nicht möglich	$\pm 0,699$

Der Vergleich zeigt das in beiden Fällen die Einhaltung der Toleranzen gegeben ist, beim Massenmoment sogar mit höherer Genauigkeit!

Zusammengefasst lässt sich also feststellen:

- der Prüfstand bietet die Einhaltung der Toleranzen
- die bisherigen Prüfaufgaben können alle durchgeführt werden
- die Messwiederholbarkeit ist gegeben und somit das sichere Prüfverfahren
- es lassen sich deutlich mehr Eigenschaften des Produktes überprüfen

Berücksichtigt man dass Betrieb in der Lage ist, den Prüfstand in Eigenleistung zu bauen, sollte sich die Investition in den Prüfstand lohnen.

## Konstruktion des neuen Serienprüfstands

Aus den zuvor dargestellten Anforderungen und den Erkenntnissen aus Kapitel 3 wird im folgenden ein CAD-Modell aufgebaut das als Grundlage für die spätere Erstellung von Fertigungszeichnungen und die Analyse durch die Finite-Element-Methode mit dem Programm FEMAP<sup>®</sup> dient. Da das Konzept eine Lagerung des Gestells an drei Punkten vorsieht und die Krafteinleitung in den Boden möglichst weit unter das Rotorblatt reichen soll, um die entstehenden Kräfte durch das Massenmoment gering zu halten, entsteht ein Gestell aus langen Profilen. Daher bietet sich (bis auf die Anbindung des Pitchlagers) eine Stabwerkskonstruktion an.

Durch die, bei AREVA Blades GmbH, vorhandene Menge an IPB500 Stahlträger wird daher die Auslegung unter anderem mit diesem Profil geführt. Zunächst werden die Abmessungen aus den Rahmenbedingungen ermittelt und anschließend das Stabwerkmodell analysiert um vor der Ausarbeitung des CAD-Modells sicherzustellen das die gewählten Profile ausreichend dimensioniert sind.

### 5.1. Rahmenbedingungen für die Konstruktion

In Kapitel 3 wurde beschrieben wie der Prüfstand aussehen muss um die geforderten Prüfungen durchzuführen. Zur Eingrenzung der Abmessungen (Aufstellungsort- und Prüfling- Abmessungen) des Prüfstands sind folgende Rahmenbedingungen gegeben:

- max. Breite:  $l_{b,max} = 7m$
- max. Bodenlast:  $0,1 \frac{N}{mm^2}$
- die Rotorblattabmessungen der Anlagen M5000-116 und -135
- vorwiegend aus IPB500 Profilen

### 5.2. Prüfstand als Stabwerk

Der Aufbau des Stabwerks orientiert sich an dem kleineren Rotorblatt (der M5000-116 Anlage) da der zylindrische Wurzelbereich kürzer ist und dadurch für die Pitchbarkeit, die Hinterkante des Rotorblattes als innere Abgrenzung der Gestellabmessungen, berücksichtigt werden muss.

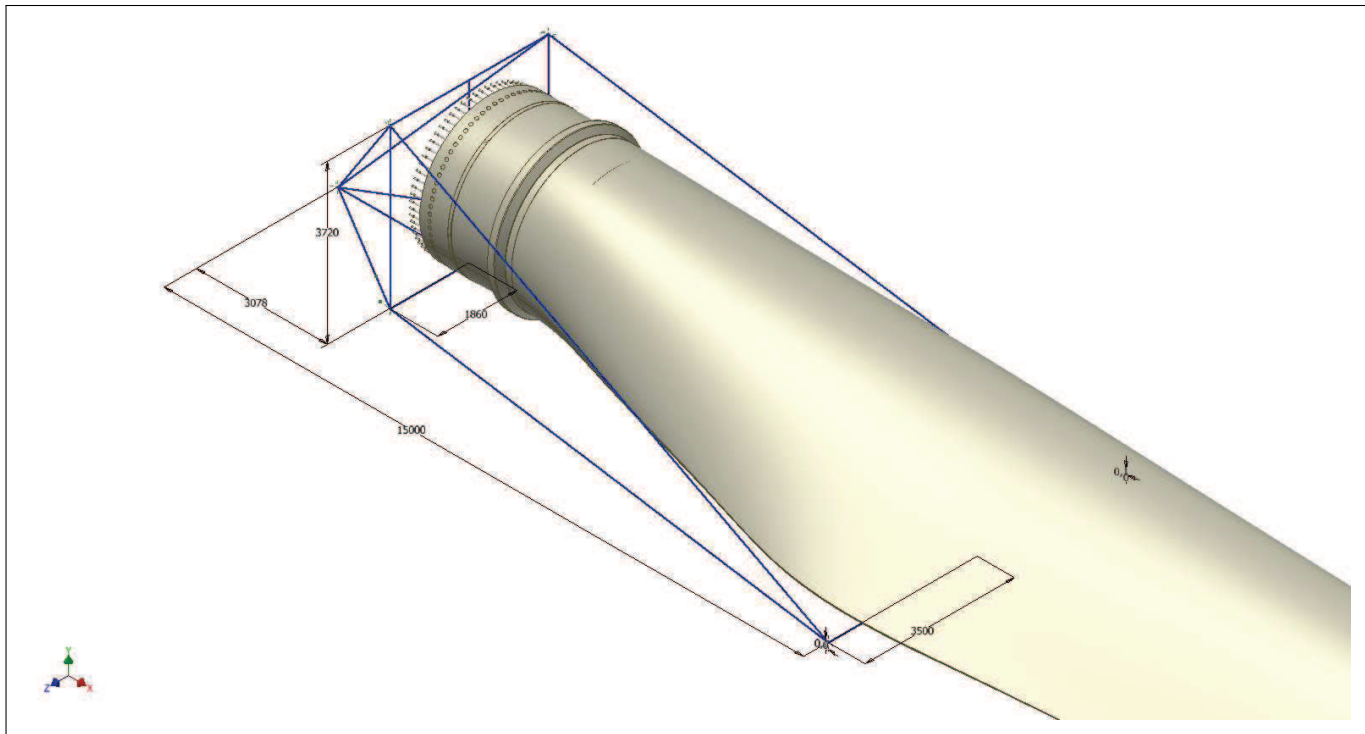


Abbildung 5.1.: M5000-116 Rotorblatt mit Gestellstabwerk

Um die Steifigkeit bei der Blattanbindung möglichst hoch zu halten, sind die Abmessungen dort so gering wie möglich gehalten, aber breit genug um das Pitchlager unterzubringen und die Rotorblätter, inklusive nötigen Adaptern, anzubinden. Die Abbildung 5.1 zeigt das kleinere Rotorblatt in dem Gestellstabwerk. Die Breite von 7m wird eingehalten jedoch ist die Pitchbarkeit von  $180^\circ$  nicht möglich. Daher werden die beiden Streben die direkt am Rotorblatt vorbeiführen nach hinten versetzt. Dadurch erhöht sich der Pitchwinkel auf  $225^\circ$ , wodurch die Erfassung des max. Pitchmoments gegeben ist. Die Verschiebung der Stäbe hat aber auch den Nachteil das sich eine deutliche Zunahme der Durchbiegung des Gestells zeigt. Da die Steifigkeit, also auch die Durchbiegung, des Gestells, für der Messung der Rotorblatt- Eigenfrequenzen möglichst hoch sein soll, wird für die weitere Untersuchung der untere Träger vergrößert (von IPB500 auf IPB1000). Aus der folgenden Stabwerkberechnung werden die Stabkräfte (Zug- und Druck- Kräfte) für den Festigkeitsnachweis gewonnen, sowie die Anschlusskräfte und Momente der Stäbe für den Festigkeitsnachweis der Schweißnähte. Im Abschnitt 5.4 wird dann das gesamte Gestell mit der Finite-Element-Methode (FEM) genauer überprüft.

### 5.2.1. Berechnung des Stabwerks

Das Stabwerk wird mit Hilfe der Autocad Inventor CAD [2] Software und dessen Gestellanalyse-Programm berechnet. Stab- oder Träger- Nummern wurden aus Inventor übernommen. Die Abbildung 5.2 zeigt das angepasste Stabwerk mit der Gewichtskraft (Pfeil in Y-Richtung) und der Kombination der beiden Momente  $M_M$  und  $M_P$  (Belastung durch das Rotorblatt M5000-135) im Zentrum der des Rotorblattanschlusses.

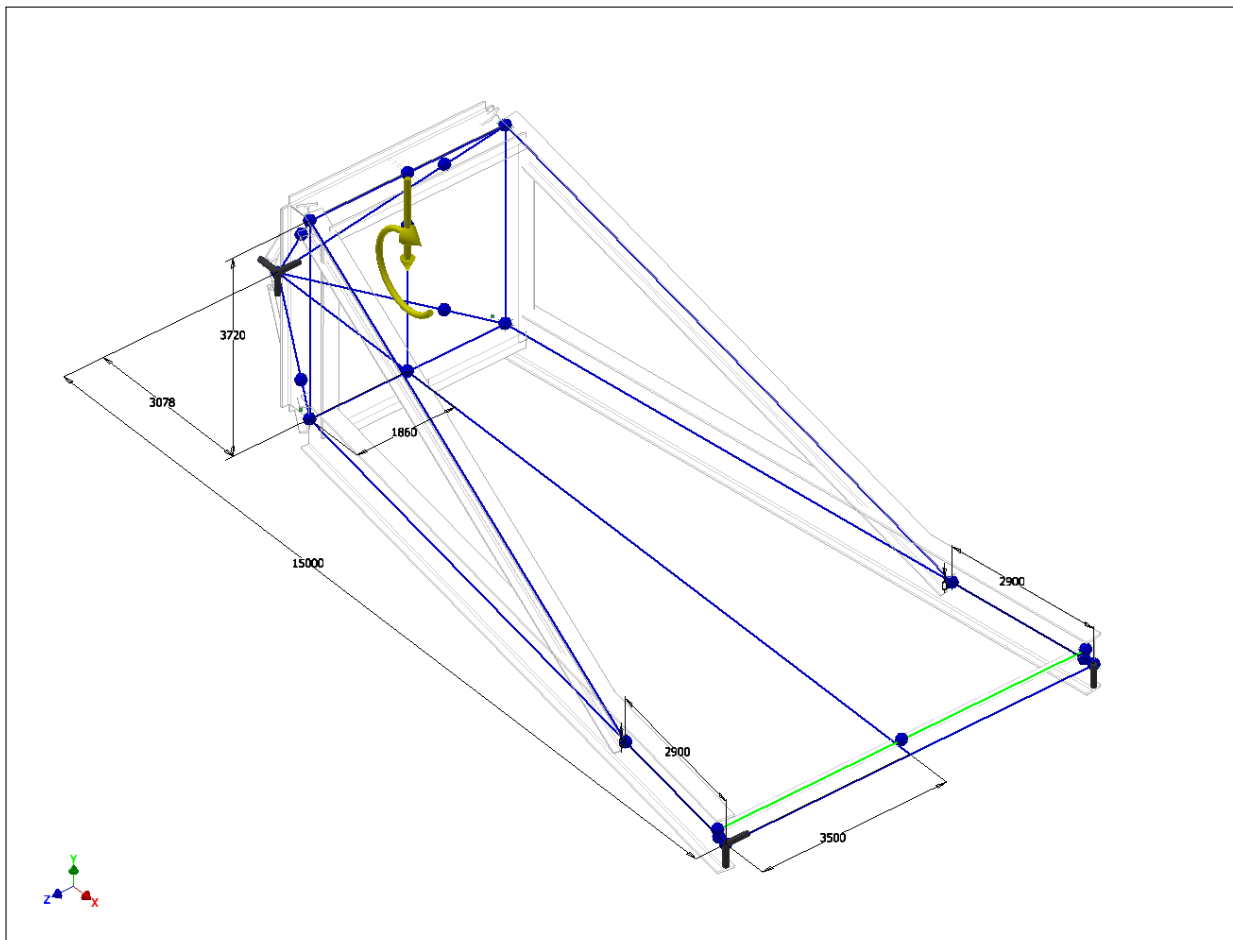


Abbildung 5.2.: Prüfstandgestell als Stabwerk mit der eingeleiteten Nennlast

Die Belastungen für die Auslegung sind durch das Rotorblatt M5000-135 gegeben und sind in Tabelle 5.1 angegeben.

Für alle nachfolgenden Berechnungen werden diese Haupt-Lasten mit einen Faktor zur Berücksichtigung von Zusatzlasten (wie z.B. kleine Schwingungen) versehen.

$$S_Z = 1,2$$

Zur Überprüfung und zum Vergleich der in Abschnitt 3.2 bestimmten Reaktionskräf-

Tabelle 5.1.: Gestellbelastungen

Last	Hauptlastfall (H)	Haupt- und Zusatzlastfall (HZ)
Gewichtskraft $F_{CG,y}$ [N]	$-2,2 \cdot 10^5$	$-2,6 \cdot 10^5$
Massenmoment $M_{M,z}$ [Nmm]	$-4,55 \cdot 10^9$	$-5,5 \cdot 10^9$
Pitchmoment $M_{P,x}$ [Nmm]	$1,4 \cdot 10^8$	$1,7 \cdot 10^8$
Schwerkraft (Y) [ $\frac{mm}{s^2}$ ]	-9810	-9810

ten, wird das Modell erst einmal ohne Schwerkraft gerechnet um das Eigengewicht des Gestells zu elementieren. Anschließend wird das Gestellgewicht und dessen Angriffspunkt hinzugenommen und die Lagerreaktionskräfte, die Stabkräfte, die Verformungen und die Verbindungskräfte (an den Knoten) betrachtet. Zusätzlich soll eine Überlastung (z.B. für die Eigenfrequenzmessung) von mindestens der 1,2 fachen Nennbelastung zugelassen sein.

Die Tabelle 5.2 zeigt die Lagerrückstoßkräfte von der Berechnung des Stabwerks durch Inventor. Der Vergleich mit Tabelle 3.1 zeigt die Übereinstimmung der Berechnungsgrundlage und der daraus erstellten Rückrechnung zu den Massenmomenten und des Eigengewichts der Rotorblätter.

Tabelle 5.2.: Lagerreaktionskräfte durch Nennlast (M5000-135) mit und ohne Eigengewicht des Prüfstands

	Nennlast
Lager A	-128,5kN
Lager B'	194,3kN
Lager B''	154,2kN

Die Abbildung 5.3 zeigt das Berechnete Stabwerk mit eingetragenen Stabkräften. Positive Werte sind Druck-Kräfte und negative sind entsprechend Zug-Kräfte. Nicht berücksichtigt werden vorerst die Stäbe (Träger 9 bis 14) die einen vertikal stehenden Kasten bilden. Dieser Kasten, der die Verbindung des restlichen Gestells mit den Rotorblättern herstellt, wird im Abschnitt 5.4 genauer untersucht (FEM Berechnung).

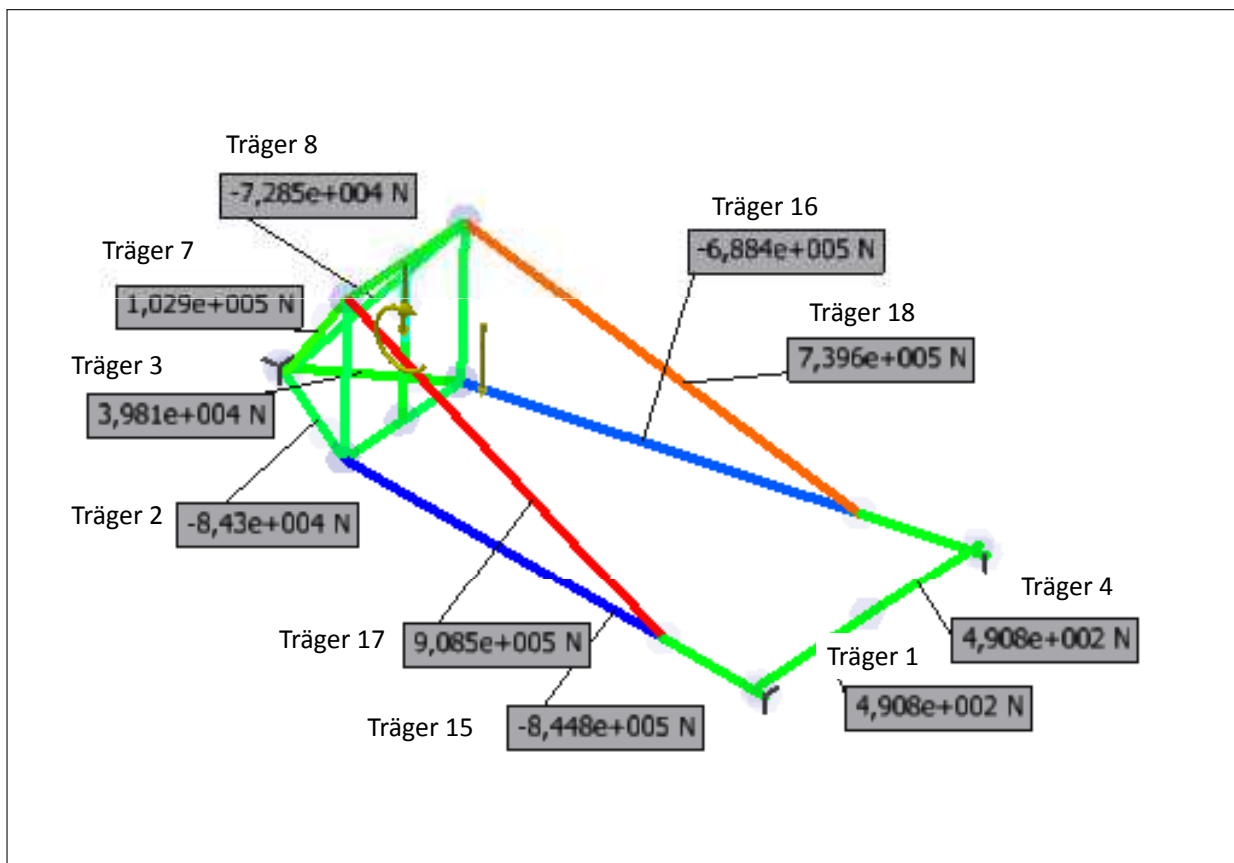


Abbildung 5.3.: Berechnetes Stabwerkmodell mit eingetragenen Stabkräften (Druckkräfte sind positiv dargestellt, Zugkräfte mit negativem (-) Vorzeichen)

Tabelle 5.3.: Stabbelastungen durch Lastfall HZ (Haupt und Zusatzlast)

Stab	Zug- (-) bzw. Druck- Kräfte [kN]
Träger 1 $F_{S,1}$	0,491
Träger 2 $F_{S,2}$	-84,3
Träger 3 $F_{S,3}$	39,81
Träger 4 $F_{S,4}$	0,491
Träger 7 $F_{S,7}$	102,9
Träger 8 $F_{S,8}$	-72,85
Träger 15 $F_{S,15}$	-844,8
Träger 16 $F_{S,16}$	-688,4
Träger 17 $F_{S,17}$	908,5
Träger 18 $F_{S,18}$	739,6

Als erstes werden die Stäbe auf ihre Festigkeit hin untersucht. Dazu werden sie in zwei Gruppen eingeteilt. Die die hauptsächlich mit Zug- und diejenigen die hauptsächlich mit Druck- Kräften belastet werden.

In Tabelle 5.3 sind noch einmal die Werte der Zug- und Druck- Kräfte aus der obigen

Abbildung. Für die Berechnung werden von gleichen Trägerpaaren immer die höchsten Belastungen verwendet.

### Mit Druckkraft belastete Stäbe

Die mit **Druck** belasteten Stäbe sind Träger 1,3,4,7,17 und 18 (alle IPB500). Für des Versagen unter Druck wird im folgenden der längste Stab mit der höchsten Druckkraftbelastung auf Knickung hin untersucht (Träger 17). Für die kürzeren Druckstäbe (Träger 7,4,3 und 1), die ja den gleichen Querschnitt haben, wird Nachweis nicht explizit dargestellt, da sie einerseits wesentlich weniger belastet sind (Faktor 7,5 bis 40), und sie auch deutlich kürzer sind. Mit der Knicksicherheit soll gezeigt werden das sie unter Druck und der daraus resultierenden leichten Auslenkung in ihre weichere Richtung, nicht gefährdet sind zu versagen.

Da die vorliegenden realen Stäbe nicht perfekt gerade sind, sondern vor dem Einbau schon eine leichte Krümmung aufweisen können, muss davon ausgegangen werden, dass schon bei „normaler“ Belastung eine überhöhte Spannung am Rand des Bauteils auftritt. Würde der Stab noch weiter belastet, so würde der Stab durchgehend plastifizieren - bis zum Erreichen der Druckkraft im vollplastischen Zustand  $F_{pl}$ . Diese liegt unter der idealen Knicklast (die nach Euler bestimmt werden kann). Der vorliegende Stabquerschnitt wird auf Biegeknicken hin untersucht und überprüft ob die vorhandene Druckkraft  $F$  unter der Druckkraft im vollplastischen Zustand  $F_{pl}$  liegt. [10] ( 6.5a bis 6.9a).

Zur Bestimmung der Knickgefährdung wird der Schlankheitsgrad  $\lambda_{kx}$ , bzw.  $\lambda_{ky}$  des Trägerquerschnitts bestimmt. Das Verhältnis beschreibt die Knicklänge zum Trägheitsradius, welcher wiederum die Wurzel aus dem Verhältnis des Flächenträgheitsmoment zur Fläche ist.

Aus dem Verhältnis ( $\bar{\lambda}_k$ ) zu dem Bezugsschlankheitsgrad  $\lambda_a$  (bei dem die ideale Knickspannung der Streckgrenze des verwendeten Werkstoffes entspricht, nur Werkstoffabhängig) ist erkennbar ob der einfache Spannungsnachweis ausreicht:  $\frac{\lambda_k}{\lambda_a} \leq 0,2$ . Wenn dieses Verhältnis höher ist muss bestimmt werden wie weit die vollplastische Druckkraft nach unten korrigiert werden muss.

Maßgebender Schlankheitsgrad ist der größere der beiden Werte  $\lambda_{kx}$  oder  $\lambda_{ky}$ .



$$\lambda_a = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad (5.1)$$

$$\rightarrow \lambda_a = \pi \sqrt{\frac{210000 \frac{N}{mm^2}}{240 \frac{N}{mm^2}}} = 92,9 \quad (5.2)$$

Aus der Knicklänge  $l_K = 9400mm$  und dem (kleineren) Trägheitsradius ( $i_y = 72,7mm$ ) des IPB500 ergibt sich der maßgebende Wert  $\lambda_k$ :

$$\lambda_{ky} = \frac{l_K}{i_y} \quad (5.3)$$

$$\rightarrow \lambda_{ky} = \frac{9400mm}{212mm} = 129,3 \quad (5.4)$$

Der Schlankheitsgrad  $\bar{\lambda}_k$  ist damit:

$$\bar{\lambda}_k = \frac{\lambda_{ky}}{\lambda_a} \quad (5.5)$$

$$\rightarrow \bar{\lambda}_k = \frac{129,3}{92,9} = 1,39 \quad (5.6)$$

Es zeigt sich das  $\frac{\lambda_k}{\lambda_a} = 1,39 \geq 0,2$  ist. In diesem Fall muss der Abminderungsfaktor  $\kappa$  berücksichtigt werden um die zulässige vollplastische Druckkraft zu bestimmen.

Für die Stabdrukraft  $F$  muss dadurch folgende Bedingung erfüllt sein:

$$F \leq \kappa \cdot F_{pl} \quad (5.7)$$

, wobei  $F_{pl}$  die Druckkraft in vollplastischem Zustand ist:  $F_{pl} = A \cdot R_e / S_M$  (mit der Querschnittsfläche  $A$  und dem Teilsicherheitsbeiwert  $S_M = 1,1$ ).

$\kappa$  ergibt sich zu 0,3854 und damit die zulässige Druckkraft:

$$F_{zul} = 0,3854 \cdot 5206kN = 2006kN \quad (5.8)$$

Nach der Stabwerkberechnung ist die max. Druckkraft des Stabs 775,5kN. Mit dem Teilsicherheitsbeiwert  $S_M$  von 1,1 (eingeflossen bei der Berechnung von  $F_{pl}$ ) ergibt sich die Gesamtsicherheit zu:

$$S = 1,1 \cdot \frac{2006kN}{908,5kN} = 2,43 \quad (5.9)$$

Dadurch ist nun gezeigt, dass der Stab zwar teilweise plastifizieren kann und dass die Kraft auf fast das Dreifache steigen darf, bevor der Stab vollplastifiziert und es bei noch höherer Belastung zum Knicken kommt.

Wie schon erwähnt sind die übrigen Druckstäbe weniger belastet und deutlich kürzer, die Sicherheit liegt dem entsprechend auch höher:

$$S_{Träger7} = 44,9$$

$$S_{Träger3} = 271$$

Im folgenden soll der gefährdete Querschnitt des Trägers überprüft werden. Der Träger 17 muss die Druckkraft in den Unteren Träger leiten. Durch den Winkel der beiden zueinander entsteht in der Verbindung ein Biegemoment. Die an der Verbindungsstelle auftretenden Belastungen des Trägers sind in der Tabelle 5.4 eingetragen.

Tabelle 5.4.: hoch belasteter Biegeträger (Träger 15, bzw. 16) am Knotenpunkt mit Träger 17

unterer Zug-Stab (Träger 15)	
$Fx_{max}$ [kN]	0,801
$Fy_{max}$ [kN]	-15,65
$Fz_{max}$ [kN]	-908,5
$Mx_{max}$ [Nm]	95797
$My_{max}$ [Nm]	3155
$Mz_{max}$ [Nm]	-25
$\sigma_{max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	-64,152
$\tau_{x,max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	-0,07
$\tau_{y,max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	2,89
$\tau_{max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	0,184

Die Grenze soll die Dehngrenze  $Rp_{0,2}$  sein, was bei einem verwendeten Stahl S235RJ mit  $Re = 225 \frac{N}{mm^2}$  (bei einer Dicke von  $16 < t < 40 \text{ mm}$  [10]) einen Wert von

$$\sigma_{zul} = 0,8 \cdot 225 \frac{N}{mm^2} = 180 \frac{N}{mm^2} \quad (5.10)$$

ergibt.

Aus den vorliegenden maximalen Normal-, Schub- und Torsionsspannungen wird die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  nach [10] Gl.3.2a gebildet:

$$\sigma_{v,max} = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3 \cdot (\tau_{x,max} + \tau_{y,max} + \tau_{max})^2}$$

Damit ergibt sich die Vergleichsspannung zu  $\sigma_{v,17} = 64,15 \frac{N}{mm^2}$ . Daraus resultiert, mit

der zulässigen Spannung, die vorhandene Sicherheit von

$$S_{Träger17} = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{v,15}}$$

$$\rightarrow S_{Träger17} = \frac{180 \frac{N}{mm^2}}{64,15 \frac{N}{mm^2}} = 2,8$$

Die maximale Spannung liegt also unterhalb der Zugelassenen Spannung, der Träger ist also auch in dieser Hinsicht nicht gefährdet zu versagen.

### Mit Zugkraft belastete Stäbe

Für die Druckstäbe wurde schon gezeigt das sie den Belastungen mit ausreichender Sicherheiten Standhalten. Im folgenden werden nun der untere mit **Zug** belasteter Stab (Träger 15, bzw. 16) auf seine Festigkeit hin untersucht. Die übrigen, weniger belastete Träger, werden später bei der FEM-Analyse genauer untersucht.

Der untere Stab ist hauptsächlich mit einer Zugkraft belastet. Durch die Anbindung des Trägers 17, bzw. 18 auf der gegenüberliegenden Seite, wird aber zusätzlich eine Querkraft aufgebracht die eine starke Biegebelastung hervorruft.

Tabelle 5.5.: hoch belasteter Biegeträger (Träger 15, bzw. 16) am Knotenpunkt mit Träger 17

unterer Zug-Stab (Träger 15)	
$Fx_{max}$ [kN]	0,904
$Fy_{max}$ [kN]	-281,22
$Fz_{max}$ [kN]	-844,78
$Mx_{max}$ [Nm]	798392
$My_{max}$ [Nm]	1228
$Mz_{max}$ [Nm]	345
$\sigma_{max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	75,026
$\tau_{x,max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	-0,06
$\tau_{y,max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	17,051
$\tau_{max}$ [ $\frac{N}{mm^2}$ ]	-1,4

Die Tabelle zeigt die berechnete Belastung des unteren Trägers (berechnet mit Inventor2012), die maximalen vorhandenen Kräfte, Momente und die resultierenden Biege-, Zug-, Schub- und Torsions- Spannungen.

Der gefährdetste Querschnitt, an dem die in der Tabelle gezeigten Schnitt- Kräfte, Momente und Spannungen vorliegen, des unteren Balkens, ist der Knotenpunkt mit dem Träger 17. Mit den Daten kann nun überprüft werden ob die Spannungen unterhalb der

zulässigen Werte liegen 5.10.

Die Vergleichsspannung ergibt sich nach 5.11 zu  $\sigma_{v,15} = 81,6 \frac{N}{mm^2}$ . Daraus resultiert, mit der zulässigen Spannung, die vorhandene Sicherheit von

$$\begin{aligned} S_{Träger15} &= \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{v,15}} \\ \rightarrow S_{Träger15} &= \frac{180 \frac{N}{mm^2}}{81,6 \frac{N}{mm^2}} = 2,2 \end{aligned}$$

Die übrigen Stäbe erfahren deutlich weniger Belastungen und ergeben, bei gleicher Vorgehensweise, vorhandene Sicherheiten von  $S_{Träger2} = 4,3$  bis  $S_{Träger8} = 18,5$ .

Auch hier ist gezeigt, dass die verwendeten Träger ausreichend dimensioniert sind um die Belastungen zu tragen. Somit muss kein anderes Trägerprofil gewählt werden. Eine genauere Beurteilung der vorhandenen Spannungen zeigt sich bei der FEM-Analyse in Abschnitt 5.4.

### 5.2.2. Schweißnähte

Die Übergänge der Stäbe werden mittels Schweißverbindungen hergestellt. Die aus der Stabwerkberechnung vorhandenen Stabkräfte sind die Grundlage für die Ausgeführten Berechnungen.

Die Übersicht der nachgewiesenen Schweißnähte zeigt Bild 5.4. Die Berechnungen wurden mit dem Programm MDESIGN Roloff/Matek Edition Version 9.1 der Firma TE-DATA GmbH durchgeführt [6].

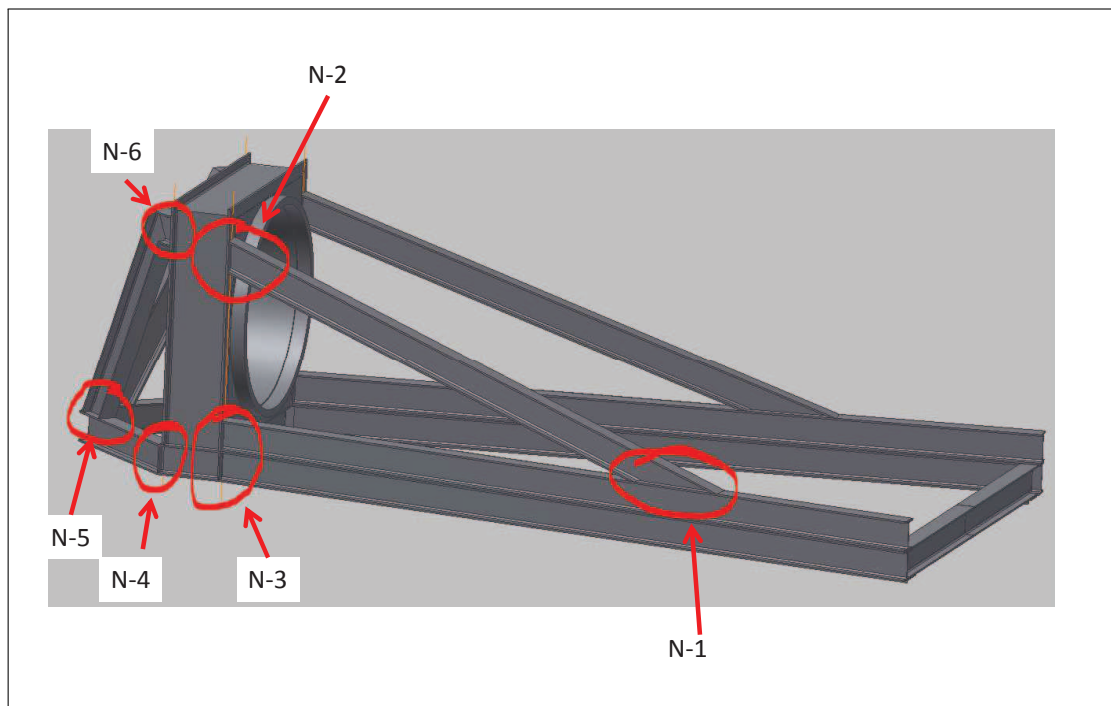


Abbildung 5.4.: Übersicht über die nachgerechneten Schweißnähte N-1 bis N-6

Aufgrund der Symmetrie des Prüfstands (des Stabwerks) werden sechs Verbindungsstellen, die im Bild 5.4 dargestellt sind, für den jeweiligen am höchsten belasteten Fall, nachgerechnet. Das soll heißen, dass nicht unbedingt die max. Belastung der Verbindung z.B. N-6 zur selben Zeit auf der gleichen Seite auftritt wie N-1.

Die Schweißnähte haben alle die Form wie in Abbildung 5.5 und bestehen aus acht Teilflächen, wobei an schwer zugänglichen Stellen (z.B. bei N-1) Teil-Schweißnahtflächen weggelassen werden.

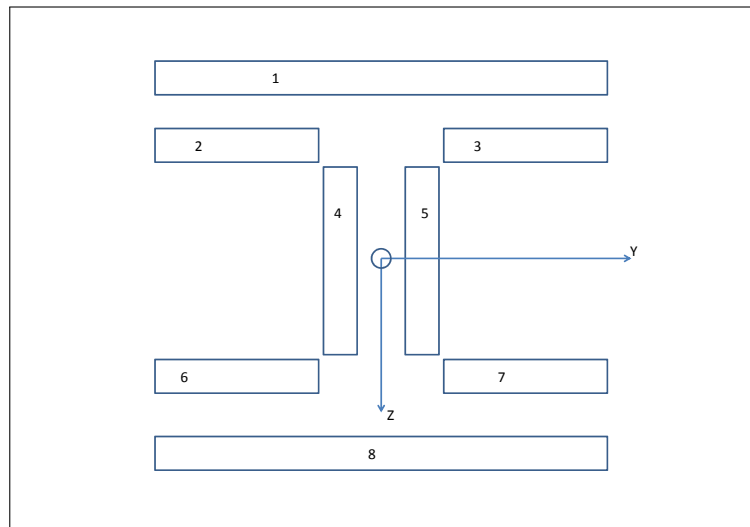


Abbildung 5.5.: Schweißnähte an IPB- Trägern

Für den Nachweis der Schweißnähte werden die betreffenden Träger an ihren Knotenpunkten betrachtet und die berechneten Kräfte und Momente raus geschrieben. Diese, in Stab-Koordinaten ausgedrückte Werte, müssen nur noch für auf die jeweilige Schweißnahtebene transformiert werden.

Die Nähte werden als Kehlnaht ausgeführt, jeweils mit den maximal möglichen Breiten (die Schweißnahtbreite  $a$  sollte nicht größer als  $0,5 \cdot t$  ( $t$ =Materialdicke) für den verwendeten Werkstoff S235JR sein). Bei den Gurten der IPB500 Träger deshalb mit  $a=14\text{mm}$  und an den Stegen mit  $a=7,25\text{mm}$ .

Tabelle 5.6.: Schweißnahtspannungen und Resultierende Sicherheiten in den Nähten N-1 bis N-6

Naht	$\sigma_{vorh.} [\frac{N}{mm^2}]$	$\tau_{vorh.} [\frac{N}{mm^2}]$	S
N-1	3,0	87,39	1,8
N-2	-40,8	65,1	2,0
N-3	34,4	89,0	1,6
N-4	23,4	66,4	3,0
N-5	5,6	-26,5	5,8
N-6	12,3	-81,1	1,9

Die Tabelle 5.6 zeigt die in den Schweißnähten vorhandenen Zug-, bzw. Druck- und Schub- Spannungen und die Sicherheit gegen Versagen. Um die Dauerfestigkeit zu gewährleisten muss die Gesamtsicherheit über 1 liegen. Sie ergibt sich aus [10]:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{vorh.}}{\sigma_{zul.}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{vorh.}}{\tau_{zul.}}\right)^2}}$$

Dabei sind die zulässigen Spannungen:  $\sigma_{zul} = 136 \frac{N}{mm^2}$  und  $\tau_{zul} = 158 \frac{N}{mm^2}$  [10].

### **Fazit**

Die Berechnung zeigt, dass an allen Verbindungen die Schweißnähte ohne zusätzliche Verstärkungen ausgeführt werden können. Bei den durch hohen Schub beanspruchten Verbindungen (N-1, N-3, N-4, und N-6) zeigte sich, dass die maximal vorhandene Schubspannungen dicht an die zulässigen Werte kommt. Für eine höhere Sicherheit sollten deshalb die I-Profile mit zusätzlichen Stegen versehen werden. Zu beachten ist, dass der größte Teil mit einer Dicke von 14mm ausgeführt werden muss und dadurch für einen erhöhten Aufwand bei der Vorbereitung der Schweißnahtflächen sorgt.

### **5.2.3. Blattanschluss, Lastaufnahme**

Für die Anbindung des Pitchlagers und die Einleitung der Kräfte in das Prüfstandsgestell, wird eine Art Kasten vorgesehen. Der Rahmen dieses Kastens muss möglichst steif sein um bei der Prüfung möglichst wenig Verformungen zu erfahren. Vorgeschlagen wird daher ein quadratischer Rahmen aus IPB1000 Trägern, dessen innere Abmessungen möglichst dicht am Pitchlagerdurchmesser liegen (s. Abb.:5.6). Die Rahmen- Stirnflächen bieten zudem die Möglichkeit, die Stützträger anzubinden.

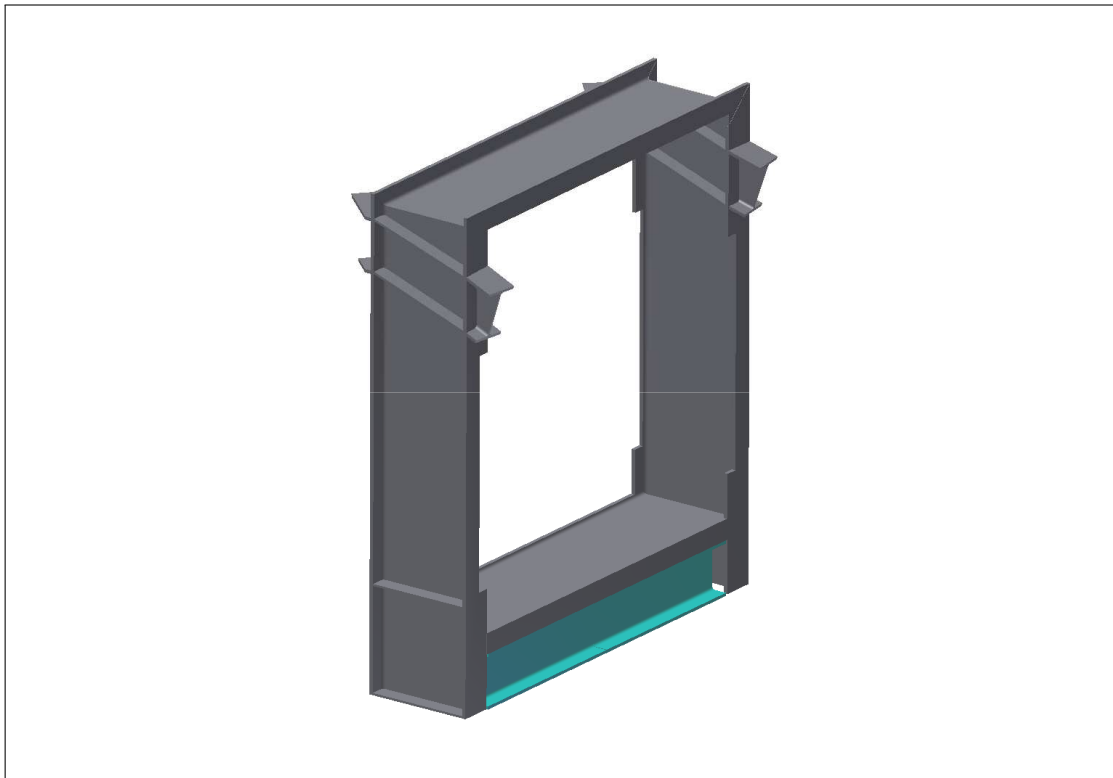


Abbildung 5.6.: Kastenkonstruktion (Rahmen) zur Aufnahme des Pitchlagers und Motors

Abgeschlossen wird der Kasten durch zwei Platten (vorderseitig und rückseitig). Um die Montage der Rotorblätter zu ermöglichen, werden die Platten mittig soweit kreisförmig ausgeschnitten das die Montage der Rotorblätter am Pitchlager möglich ist. Das Pitchlager selber wird über Gewindestangen, von der Rückseite aus durch den Kasten gespannt (s. Abb.:5.7). Zusätzlich wird der Innenbereich durch einen Blechring verstärkt.



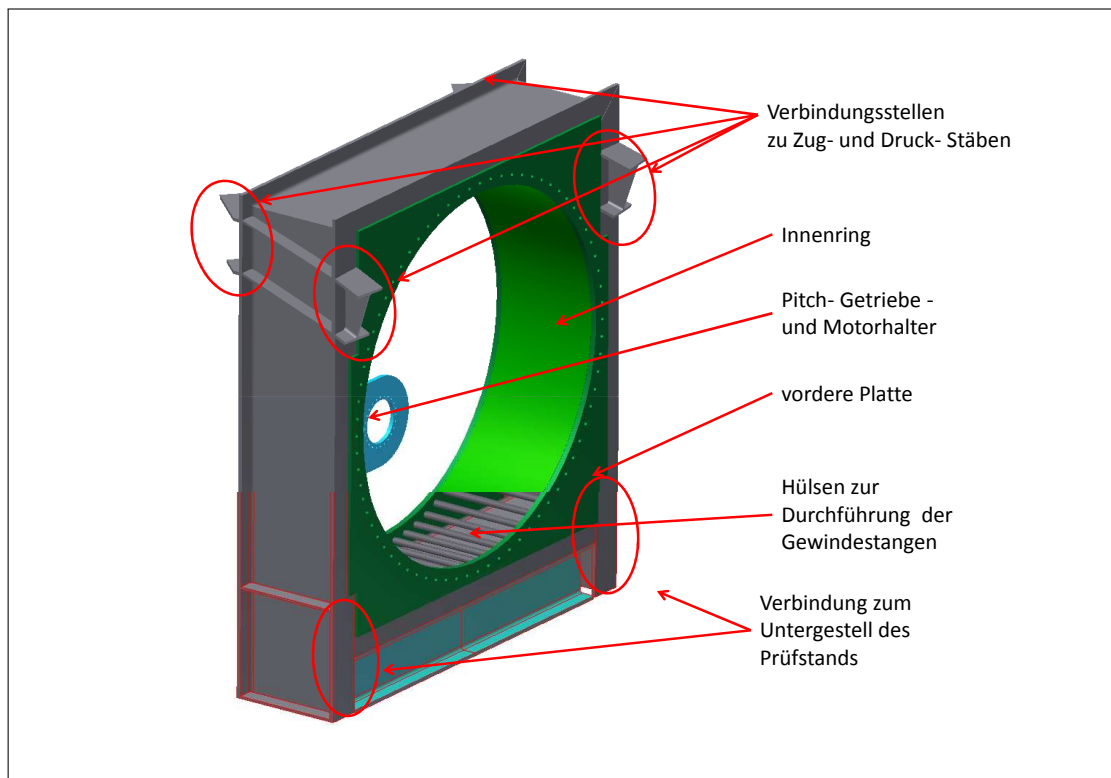


Abbildung 5.7.: Kastenkonstruktion, dargestellt mit allen Teilen

Dieser Kasten wird über die im Bild 5.7 beschriebenen Verbindungen (Schweißnähte N-1 bis N-6) mit dem übrigen Gestell verbunden.

In dem Abschnitt 5.4 wird die Festigkeit dieser Lastaufnahme genauer untersucht. Für die grobe Abschätzung, ob die Verbindung zwischen der vorderen, bzw. der hinteren Platte, mit den Rahmen aus IPB100 Trägern ausreichen kann, wird zunächst ermittelt welche Belastungen an den Übergängen vorherrschen.

### Pitchlageranschluss

Das Pitchlager wird mit 72 Schrauben angeschraubt. Diese Schrauben übertragen das Massenmoment und das Eigengewicht des Rotorblattes an die Anschlussplatten (Flanschplatten), wodurch Quer- und Normalkräfte sowie Biegemomente in den Schweißnähten der Flanschplatten entstehen, die zum Stabwerk übertragen werden müssen. Zusätzlich werden die Verbindungsstellen durch das Eigengewicht des Pitchlagers und des Eigengewicht der Flanschplatte belastet.

Bei dieser Vorbetrachtung soll nur die Verbindung der vorderen Platte (s. Abb.:5.7) unter voller Belastung stehen. Die Verbindung über den Innenring zur hinteren Flanschplatte wird vorerst nicht berücksichtigt. Zwar wird auch darüber ein Teil der Last an den

Rahmen weiter gegeben, dies wird in der FEM-Analyse 5.4 genauer betrachtet werden. In den Schweißverbindungen sollte die Vergleichsspannung nicht die zulässige Grenzscheißnahtspannung  $\sigma_{wzul}/\tau_{wzul} = 207 \frac{N}{mm^2}$  ([10], TB6-6) überschreiten. Das Resultat soll auch hier für die Gestaltung der Pitchlageranbindung und damit den Aufbau des CAD- und FEM-Modells dienen.

Für die folgende Auslegung ist die Maßgebende Stelle in der Mitte des oberen Trägers, bzw. des unteren. In der oberen Verbindung tritt die maximale Kraft  $F_{Smax,x}$  auf die in die Schraubenverbindung eingeleitet wird. Bezogen auf die Drehachse des Massenmoments  $M_M$  ist  $F_{Smax,x} = F_{S1,x}$ :

$$F_{Smax,x} = M_M \cdot \frac{1}{2 \cdot z} \cdot \frac{l_1}{(\sum_{i=1}^n l_i^2)} \quad (5.11)$$

$M_M$ : Massenmoment

$z$ : Anzahl Schrauben auf gleicher Höhe

$l_1$ : Abstand der obersten Schraube zur Drehachse des Moments

$l_i$ : Abstand der Schraube  $i$

$n$ : Anzahl der Schrauben mit unterschiedlichen Abständen zur Drehachse des Moments

Die übrigen Schraubenkräfte sind

$$F_{Si,x} = F_{Smax,x} \cdot \frac{l_i}{l_1} \quad (5.12)$$

Mit dem Bezug der Drehachse durch den Mittelpunkt des Pitchlagers sind die Kräfte symmetrisch aufgeteilt. Daher müssen nur die Kräfte für 1/4 der Pitchlagerschrauben bestimmt werden. Die Symmetrie zur Y-Achse wird mit dem Faktor  $z$  berücksichtigt. Um auch die Symmetrie um die Z-Achse zu berücksichtigen, wird das Moment für die Berechnung halbiert. Somit müssen für die 72 Schrauben nur noch 18 berechnet werden.

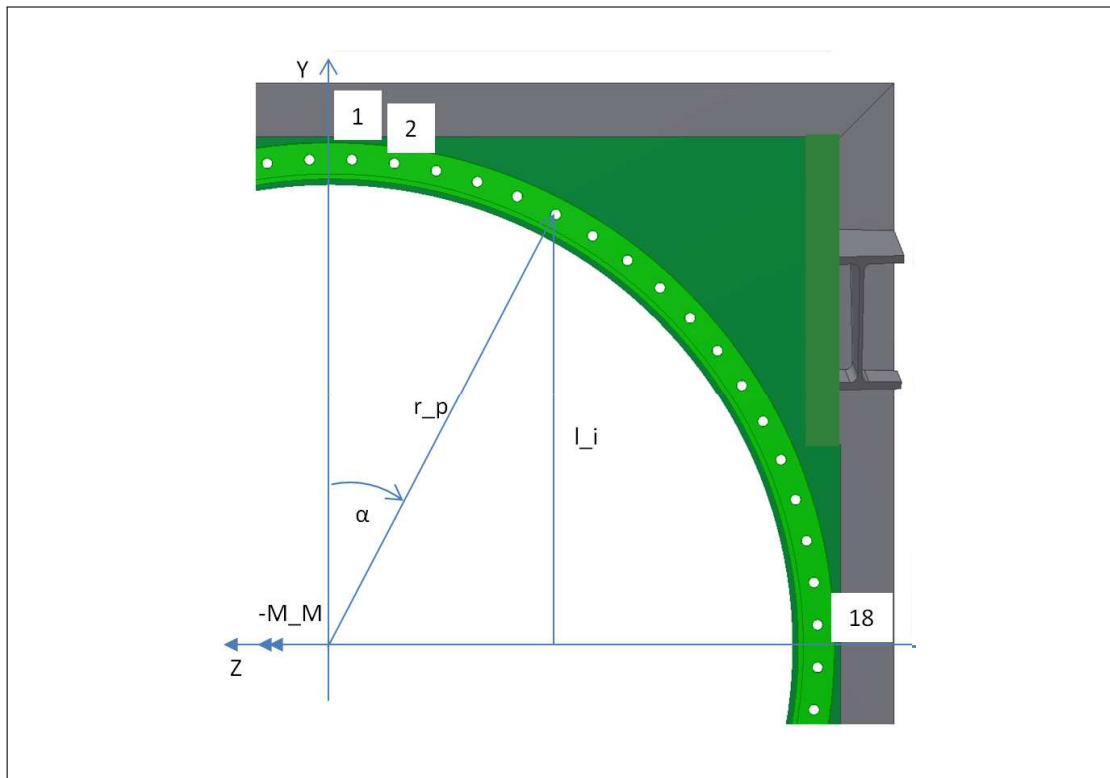


Abbildung 5.8.: Berechnung der Pitchlagerbefestigung

Abbildung 5.8 zeigt die Frontansicht der Pitchlagerbefestigung mit den Schraubenlöchern 1 bis 18. Die benötigten Abstände  $l_i$  werden über den Winkel  $\alpha$  mit dem Lochkreisradius  $r_P$  bestimmt, angefangen bei  $2.5^\circ$  in  $5^\circ$  Schritten.

Durch die Symmetrie zur Z-Achse, entsprechen die unteren Kräfte auf die Schraubenverbindungen (19 bis 36) den negativen Werten der oberen Kräfte (18 bis 1). Durch die Berücksichtigung, dass immer zwei Schrauben auf gleicher Höhe sind (Symmetrie zur Y-Achse), entsprechen die Kräfte 39 bis 72 den Werten von 36 bis 1.

Das Ergebnis ist eine maximale Zugkraft in der oberen Verbindung von

$$F_{Smax,x} = 72561N$$

Durch den geringen Abstand zum oberen Träger (ca. 81mm) wird für die erste überschlägige Bestimmung der Schubspannung angenommen, dass die Kraft sich auf eine Länge von 150mm gleichmäßig an der oberen Verbindung verteilt (s. Abb.:5.9).

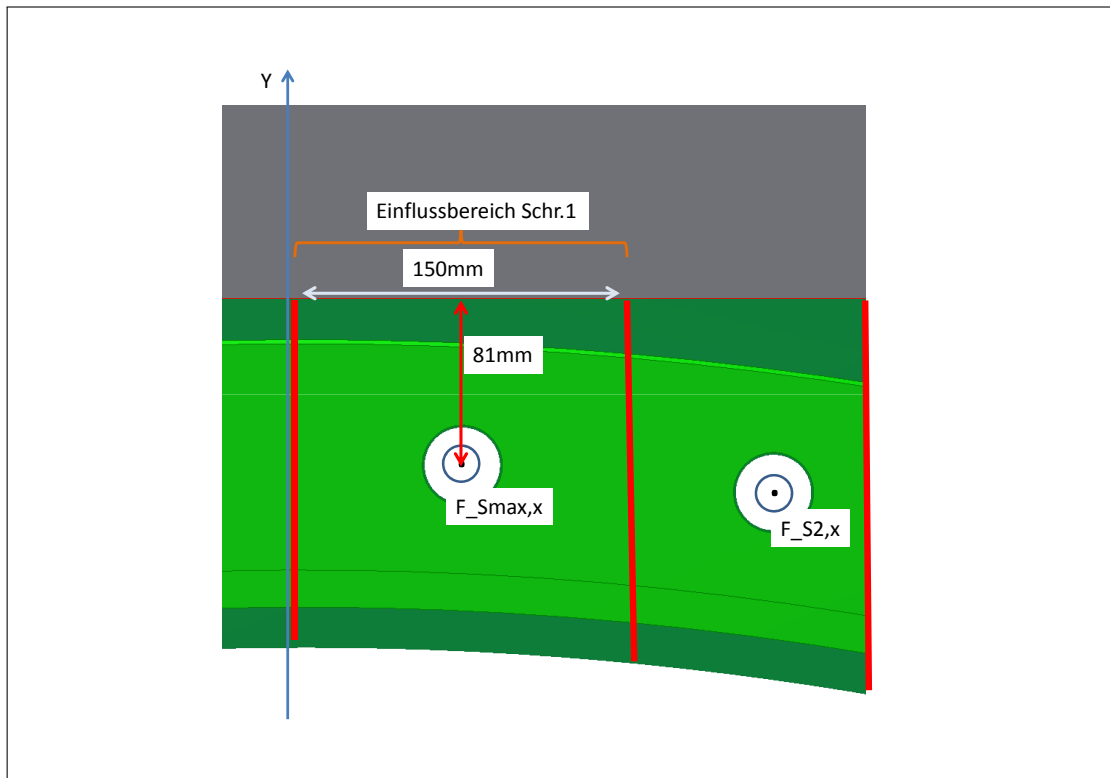


Abbildung 5.9.: Verteilung der Schraubenkraft  $F_{Smax,x}$  auf die Verbindungsstelle vom oberen Träger und Frontplatte

Mit einer Schweißnahtdicke  $a=20\text{mm}$  (durch Verschweißen der Flanschplatte an der Vorder- und Rückseite mit einer 10mm dicken Schweißnaht), ergibt sich die vorhandene Schubspannung  $\tau_{sx,vorh}$  von:

$$\begin{aligned} \tau_{sx,vorh} &= \frac{F_{Smax,x}}{150\text{mm} \cdot a} & (5.13) \\ \rightarrow \tau_{sx,vorh} &= \frac{72561\text{N}}{150\text{mm} \cdot 10\text{mm}} = 48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Nicht zu vernachlässigen ist die von der Schraubenkraft verursachte Biegespannung. Für die (Vor-) Dimensionierung werden wieder die oben genannten vereinfachungen gemacht, hinzu kommt hierbei aber die Bestimmung des Widerstandsmoments. Dabei wird die Platte wieder vereinfacht. Wie zuvor wird der Plattenabschnitt (150mm Breite) betrachtet der der oberen Schraubenverbindung zur Verfügung steht. Vernachlässigt wird dabei das dieser Abschnitt auch eine Seitliche Verbindung besitzt, da die Platte Links und Rechts vom Abschnitt auch mit ähnlich hohen Kräften belastet werden. Mit einer möglichen Schweißnahtdicke von 20mm (vorder- und rückseitige Schweißnaht) wird das Widerstandsmoment in der Schweißnaht bestimmt. Die mögliche Biegelänge des Abschnittes ist vom Außenrand des Pitchlagers 31mm zur Schweißnaht.

Die vorhandene maximale Biegespannung:

$$\sigma_{bz,max} = \frac{M_b}{W_z} \quad (5.14)$$

$M_b$ : Biegemoment, hier Verursacht von  $F_{Smax,x}$  und dem Abstand, vom Außenring des Pitchlagers zur Schweißnaht, von 31mm

$W_z$ : Widerstandsmoment aus der Breite des Einflussbereichs der Schraube (150mm) und der Schweißnahtdicke (20mm)

Index  $z$ : Z-Achse

Es ergibt sich eine maximale Biegespannung von

$$\begin{aligned} \sigma_{bz,max} &= \frac{72561N \cdot 31mm}{\frac{(20mm)^2 \cdot 150mm}{6}} \\ \rightarrow \sigma_{bz,max} &= 225 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

ein Wert über einer möglichen zulässigen Biegespannung. Hier ist also festzuhalten das die Konstruktion ohne eine Versteifung, z.B. zusätzliche Rippen im Kasten, nicht auskommt.

Zur Belastung der Verbindung kommt, wie beschrieben noch eine Normalspannung. Die verursachende Kraft setzt sich aus der Gewichtskraft des Rotorblattes, dem Pitchlager, des Eigengewichts der Frontplatte zusammen.

$$\begin{aligned} F_{n,y} &= F_{CG,Rotorblatt} + F_{CG,Pitchlager} + F_{CG,Platte} \\ F_{n,y} &= 219891N + 42830N + 16491N = 264412N \end{aligned}$$

Geht man davon aus, dass sich die Kraft gleichmäßig auf die vier Verbindungsseiten verteilt, so ergibt sich an der oberen Verbindung eine Normalspannung  $\sigma_{ny,vorh}$

$$\begin{aligned} \sigma_{ny,vorh} &= \frac{F_{n,y}}{4 \cdot b \cdot a} \quad (5.15) \\ \rightarrow \sigma_{ny,vorh} &= \frac{264412N}{4 \cdot 3640mm \cdot 20mm} = 0,91 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

Aus den beiden Spannungen ergibt sich die Vergleichsspannung die kleiner als die

zulässige Grenzsweißnahtspannung  $\sigma_{wzul} = 201 \frac{N}{mm^2}$  ([10], TB6-6) sein muss.

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{ny,vorh} + \sigma_{bz,max})^2 + 3 \cdot \tau_{sx,vorh}^2} \leq \sigma_{wzul} \quad (5.16)$$

$$\rightarrow \sigma_v = \sqrt{(0,91 \frac{N}{mm^2} + 225 \frac{N}{mm^2})^2 + 3 \cdot (24 \frac{N}{mm^2})^2} = 229,7 \frac{N}{mm^2} > 201 \frac{N}{mm^2}$$

Diese überschlägige Betrachtung zeigt, dass die vordere Platte unter voller Nennlast nicht ohne zusätzliche Rippen an dem Rahmen angebunden werden kann. Die Konstruktion sieht zwar, wie schon dargestellt, einen Aufbau aus zwei Platten vor, wodurch sich die Last auf beide Platten verteilt und die max. Spannungen sich verringern werden, aber wahrscheinlich nicht ausreichend. Abhilfe sollen hier mehrere Rippen schaffen, die quer zwischen den Anschlussplatten liegen und mit dem Rahmen verbunden werden wie in Abbildung 5.10 dargestellt.

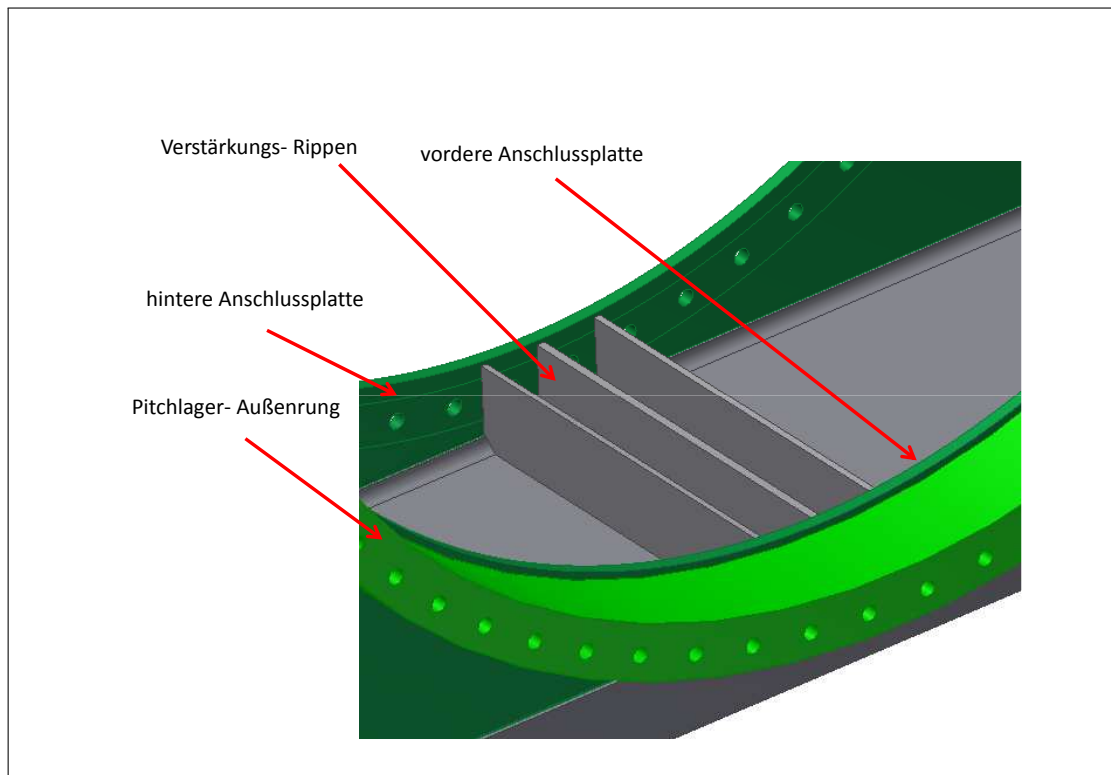


Abbildung 5.10.: Verbesserte Verteilung der Krafteinleitung in die Rahmenkonstruktion

Die FEM- Berechnung wird auch hier zur Überprüfung der Spannungen genutzt. Im folgendem Abschnitt wird das fertige CAD-Modell vorgestellt in dem alle hier gewonnenen Erkenntnisse umgesetzt wurden.

### 5.3. 3D CAD Modell

Aus dem Konzept wurde ein Stabwerk erstellt und mit diesem die Dimensionierung, bzw. Nachprüfung der ausgewählten Stäbe (Träger) ermöglicht. Es wurde gezeigt, dass die Druckstäbe nicht gefährdet sind zu knicken, dass der untere sehr hoch belastete Zugstab ausreichend ist und dass die Schweißverbindungen den Belastungen standhalten.

Die Gesamtkonstruktion, mit dem „kleinen“ Rotorblatt, sieht wie in Abb.:5.11 aus. Zum Vergleich ist neben dem Prüfstand eine Person (Länge 1,8m) mit dargestellt.

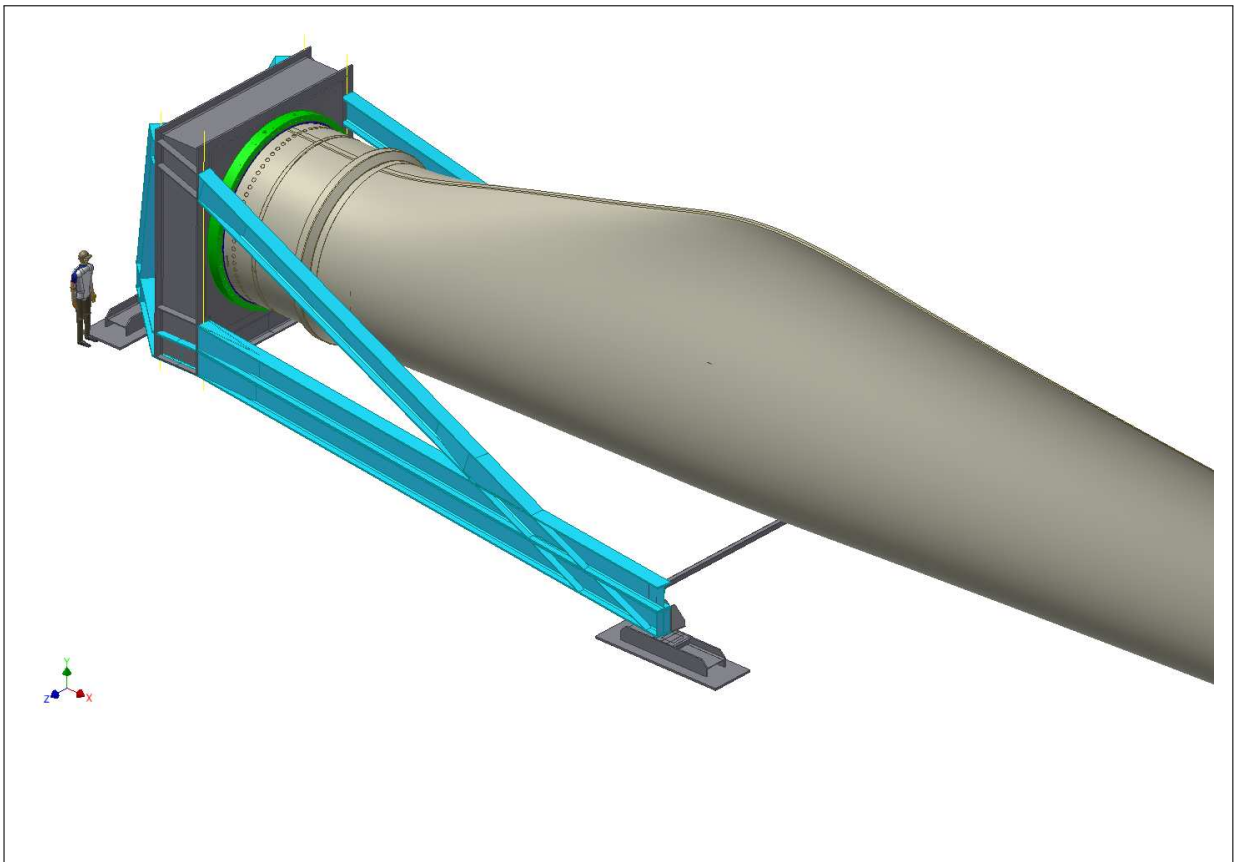


Abbildung 5.11.: Das komplette CAD-Modell aus Blattlageranbindung und Stabwerk-Konstruktion

Aus der Übersichtszeichnung (Abb.: 5.12) sind die Gesamtabmessungen zu erkennen (weitere Übersichtszeichnungen im Anhang B). Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet die maximal mögliche Breite von 7,5m einzuhalten. Deshalb müssen die drei Lagerpunkte (die Füße des Prüfstands) so ausgeführt werden, dass trotz der benötigten Fläche zur Krafteinleitung in den Boden, die Breite nicht überschritten wird.

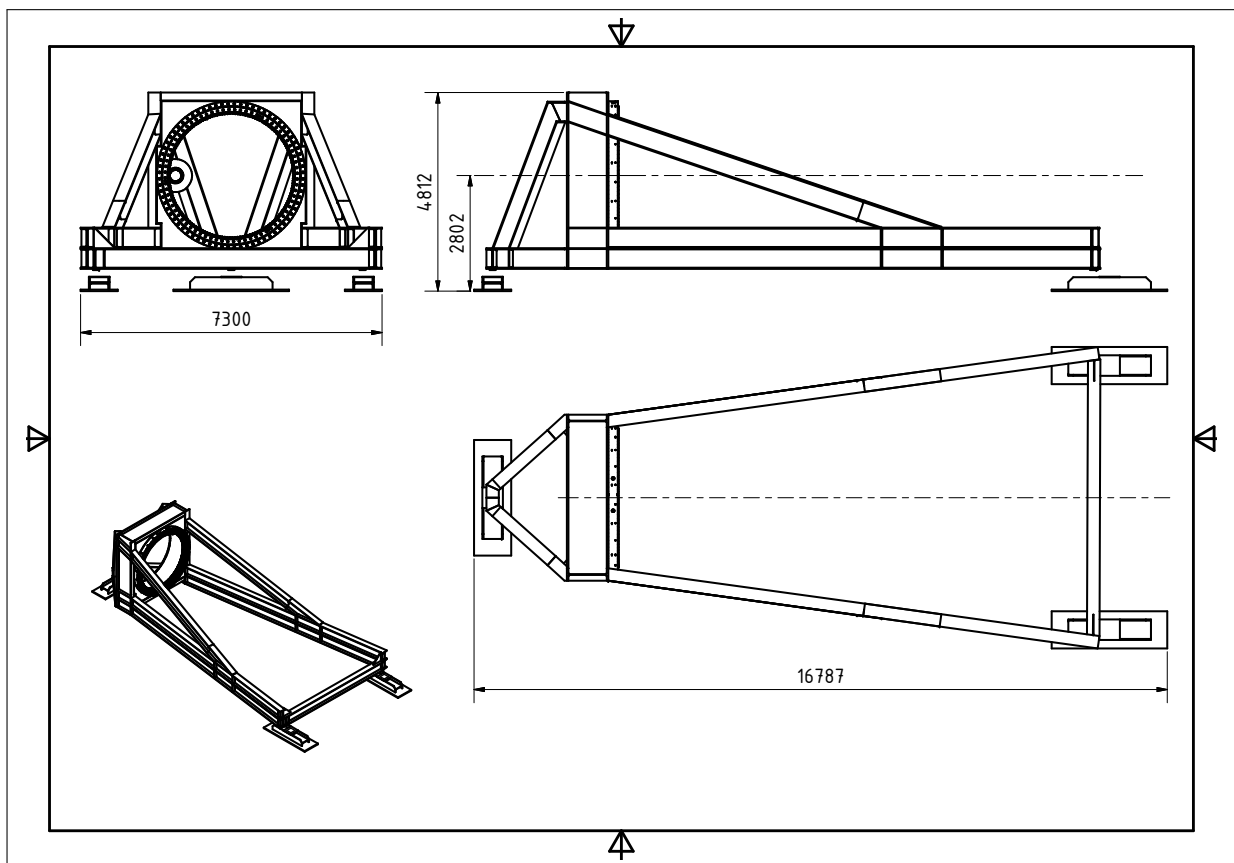


Abbildung 5.12.: Hauptabmessungen des Prüfstands

Die Füße müssen außerdem so gestaltet werden, dass sie der Kraftübertragung in den Boden ausreichend Fläche bieten. So wird durch AREVA-Blades GmbH eine Flächenlast von  $10t/m^2$  zugelassen. Wie in der Auslegung in Tabelle 3.1 angegeben, müssen die Füße bei den Lagern B eine maximale Druckkraft von 291kN übertragen. Mit der zugelassenen Flächenlast ergeben sich somit ca.  $3m^2$  Auflagefläche für einen Fuß. Die hier dargestellten Füße entsprechen der benötigten Auflagefläche, sind aber nur Entwürfe. Für eine gleichmäßige Kraftübertragung auf der gesamten Fläche sollten die Füße genauer untersucht/berechnet werden.

Auf den Füßen werden die Wägemodule (mit den Wägezellen) montiert und Stellen die Verbindung mit dem Prüfstandgestell her. In Abbildung 5.13 ist ein Wägemodul dargestellt.



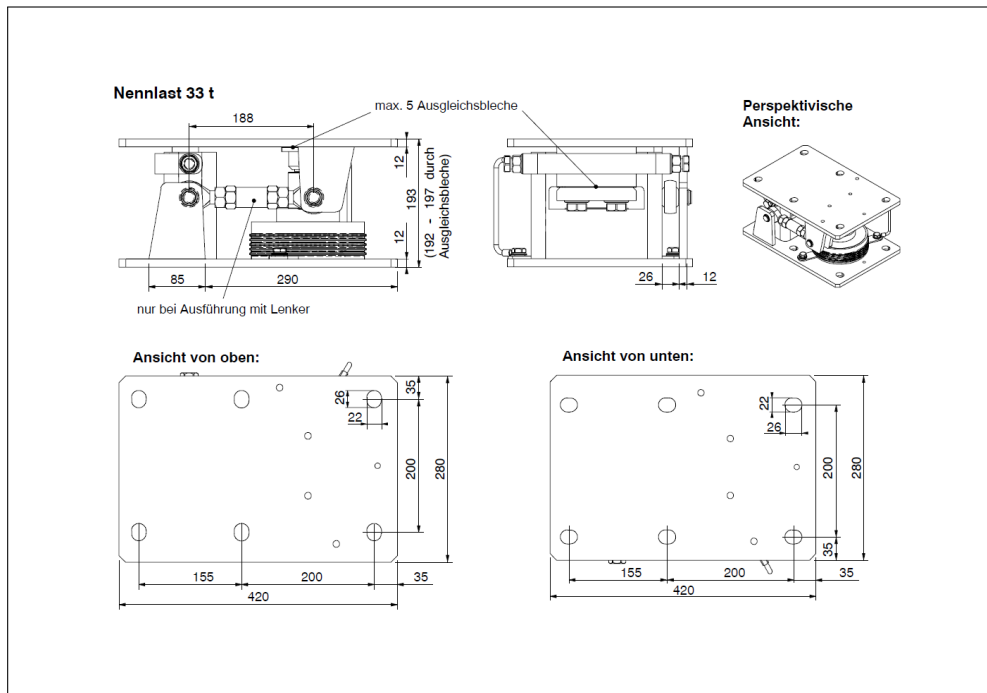


Abbildung 5.13.: Wägemodul zur Aufnahme der Wägezelle und Verbindung des Prüfstands mit den Füßen [8]

Die Wägemodule müssen an den drei vorgesehenen Stellen platziert werden wie in Abbildung 5.14.

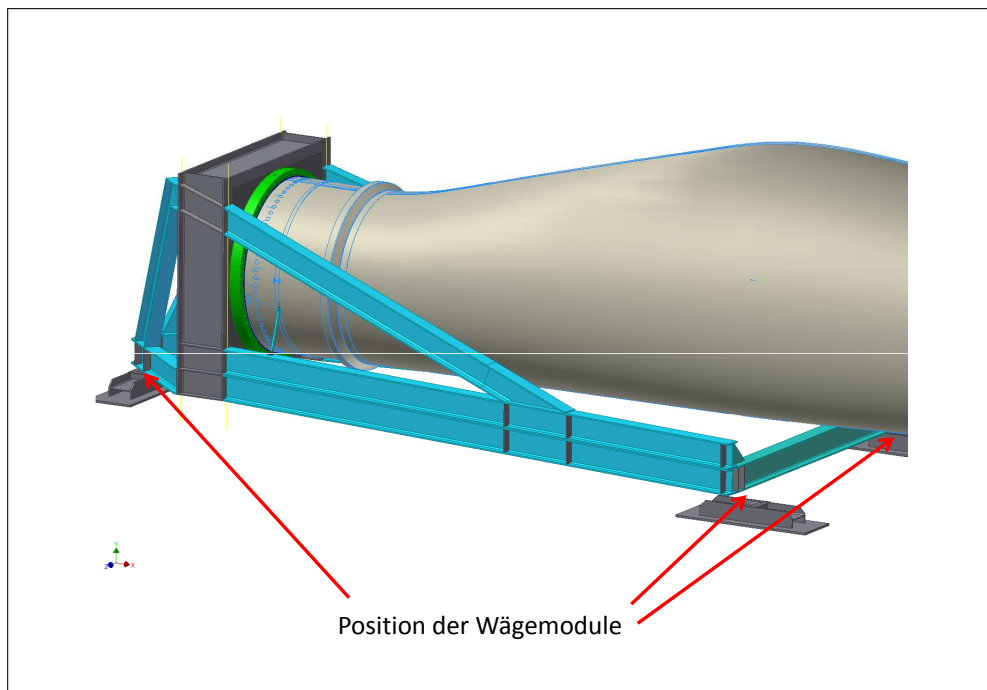


Abbildung 5.14.: Position der Wägemodule

Für die Überprüfung der Blitzschutzanbindung wird der Prüfstand mit den Original Schleifringbürsten ausgestattet. Über einen klappbaren Arm (wie in Abb.:5.15) werden die Bürsten mit dem Schleifring verbunden.

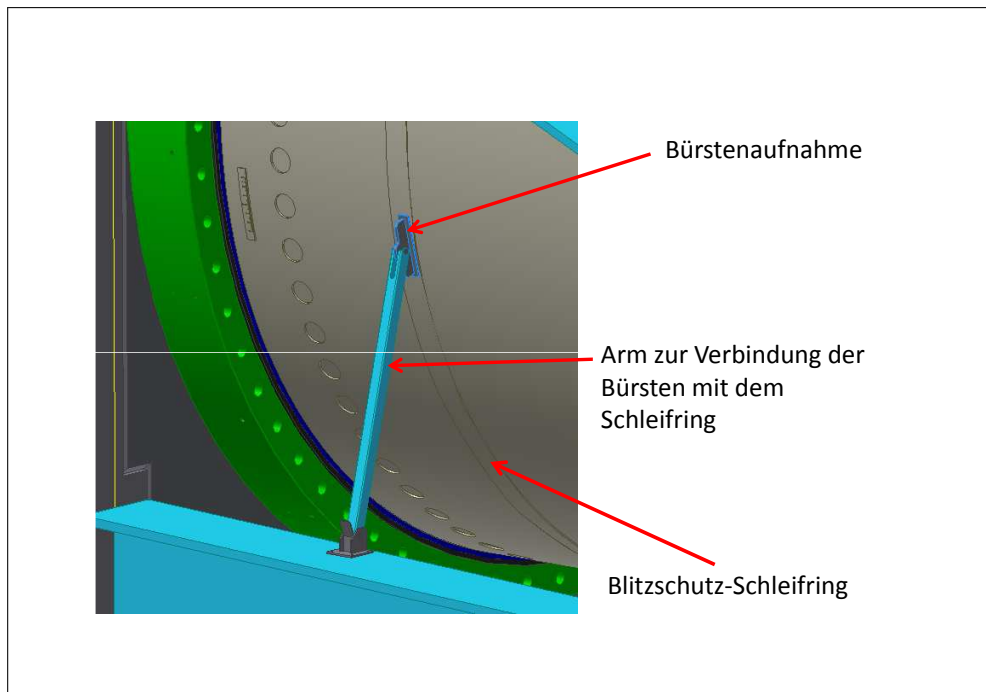


Abbildung 5.15.: Blitzschutzanbindung für die Widerstandsprüfung

Um das Rotorblatt pitchen zu können, wird der Prüfstand auch mit entsprechender Technik ausgerüstet. Dazu gehört der Pitchmotor samt Getriebe. Diese werden wie in Abbildung 5.16 dargestellt in das Prüfgestell eingebunden.

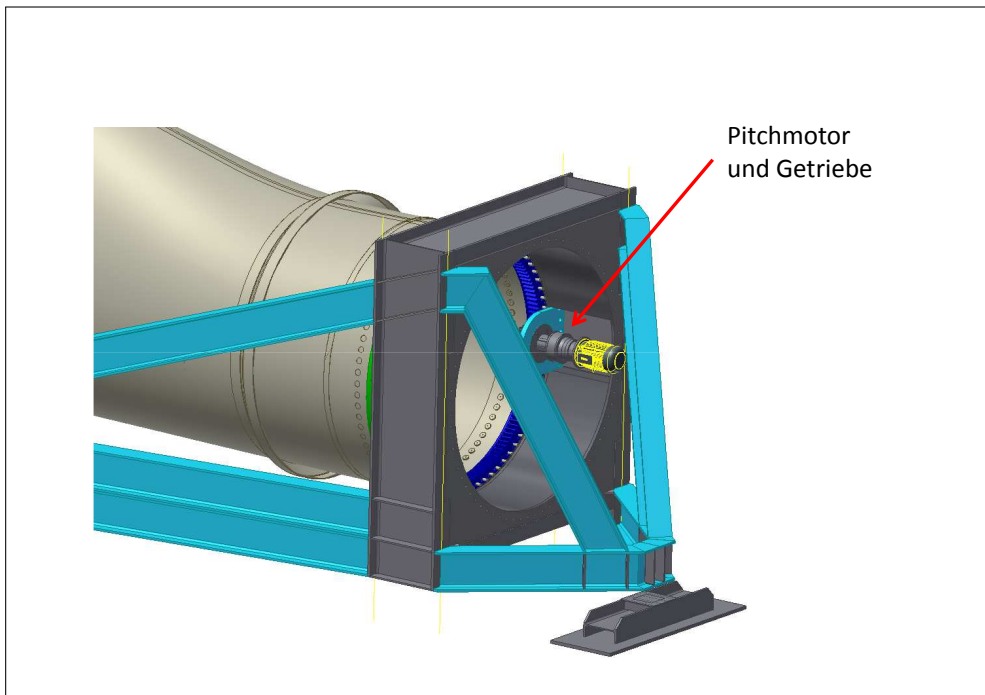


Abbildung 5.16.: Pitchmotor und Getriebe zum Pitchen des Prüfkörpers

Um den Flansch auf seine Rundheit zu Prüfen, werden zwei Abstandssensoren eingesetzt (da das Rotorblatt nur um etwas mehr als  $180^\circ$  gedreht werden kann). Die Halterungen sollen mittig über und unter der Pitchachse, wie in Abbildung 5.17 angebracht werden.

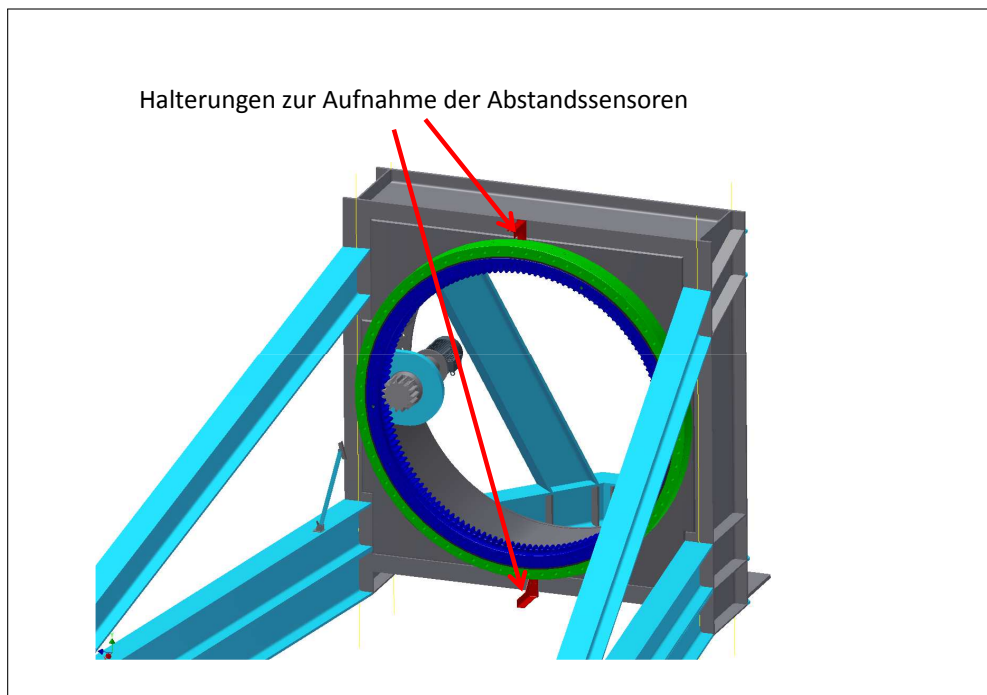


Abbildung 5.17.: Zwei Distanssensoren zur Bestimmung der Flanschrundheit

Anhand dieses CAD-Modells können später Fertigungszeichnungen erstellt werden. Weiterhin kann es, wie in dem folgenden Abschnitt gezeigt wird, zu einer Festigkeits- und Verformungsanalyse genutzt werden. Anhand dieser Analyse wird gezeigt an welchen Punkten die Konstruktion stark belastet ist und an welchen Stellen die Konstruktion verbessert werden kann.

## 5.4. Analyse mit der Finite-Element-Methode

In der Auslegung der Konstruktion wurde vom Prüfstand das Stabwerk berechnet. Es wurde auf seine Festigkeit untersucht und die Verbindungen nachgerechnet. Für den Rotorblattlageranschluss fand eine grobe Betrachtung der möglichen maximalen Spannungen in den Schweißnähten statt. Im Zuge der im folgenden dargestellten Berechnung des Prüfstands über die Finite-Element-Methode (FEM) sollen die schon bekannten Ergebnisse validiert und Teile die noch nicht Betrachtet wurden, wie der Pitchlageraufnahme (s. 5.2.3), analysiert werden.

### 5.4.1. Angewendete Software

Zur Berechnung nach der Finite-Element-Methode wurde das Programm FEMAP<sup>®</sup> verwendet. FEMAP<sup>®</sup> wird von Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. (kurz

Siemens PLM), einer Geschäftseinheit der Siemens-Division Industry Automation (ein amerikanischer Softwarehersteller aus Plano (Texas)), entwickelt. Die verwendeten theoretischen Grundlagen sind dem Handbuch „User Guide FEMAP<sup>®</sup> ([13])“ und „Getting started with FEMAP<sup>®</sup> ([12])“ dokumentiert. Zur Berechnung ist in FEMAP<sup>®</sup> das Programmpaket NX NASTRAN<sup>®</sup> eingebunden. Die verwendete Version von FEMAP<sup>®</sup> ist 10.3.

### 5.4.2. Einheitensystem, Koordinatensystem

In FEMAP wird mit folgenden Grundeinheiten bei der Analyse gearbeitet:

- Länge [mm]
- Kraft [N]
- Zeit [s]
- Masse [kg]

Nicht angegebene Abgeleitete Größen basieren auf den Grundeinheiten wenn nicht anders angegeben.

### 5.4.3. FEM-Modell

Für die Analyse wird das Modell in zwei Teile unterteilt die separat untersucht werden:

- das Trägerwerk
- der Blattanschluss-Kasten

Durch die Konstruktion des CAD-Modells als Volumenmodell wird die FEM-Analyse mit diesen Modellen durchgeführt. Da die Untersuchung von Volumenmodellen eine recht hohe Elementanzahl benötigt (grade bei solch dünnen und Langen Elementen wie bei der Vorliegenden Konstruktion) wird das Modell in seiner Symmetrieebene halbiert. Dies ist möglich unter Verwendung von Symmetriebedingungen an den Schnittflächen. Dadurch können die Modelle unter Beibehaltung der Elementanzahl in kleinere Elemente unterteilt und damit die Elementqualität verbessert werden. Die Untersuchung des kompletten Modells ist Aufgrund der benötigten Elementanzahl und der damit verbundenen hohen Rechen- und Speicherbedarfs nicht möglich. Möglich war eine Berechnung mit max. 900000 Knoten und 450000 Elementen. Dies hat aber zur Folge, dass nur symmetrische Belastungen berechnet werden können (also ohne das Pitchmoment).

Im Modell für die Untersuchung der Träger wird die Geometrie zur Anbindung der Rotorblätter vereinfacht. Die inneren Elemente wie die Versteifungsrippen und Hülsen für die Schrauben (die in dem Rotorblattanbindungsmodell untersucht werden), werden

Unterdrückt. Dadurch wird das Modell auf die Grundgeometrie reduziert ohne wichtige Elemente des Trägermodells zu Vernachlässigen.

Bei der separaten Untersuchung des Rotorblattanschlusses werden dann die langen Träger auf Stabelemente reduziert, mit den gleichen Eigenschaften wie zuvor aber mit weniger Elementen. Dadurch kann die Elementanzahl der untersuchten Geometrie erhöht werden.

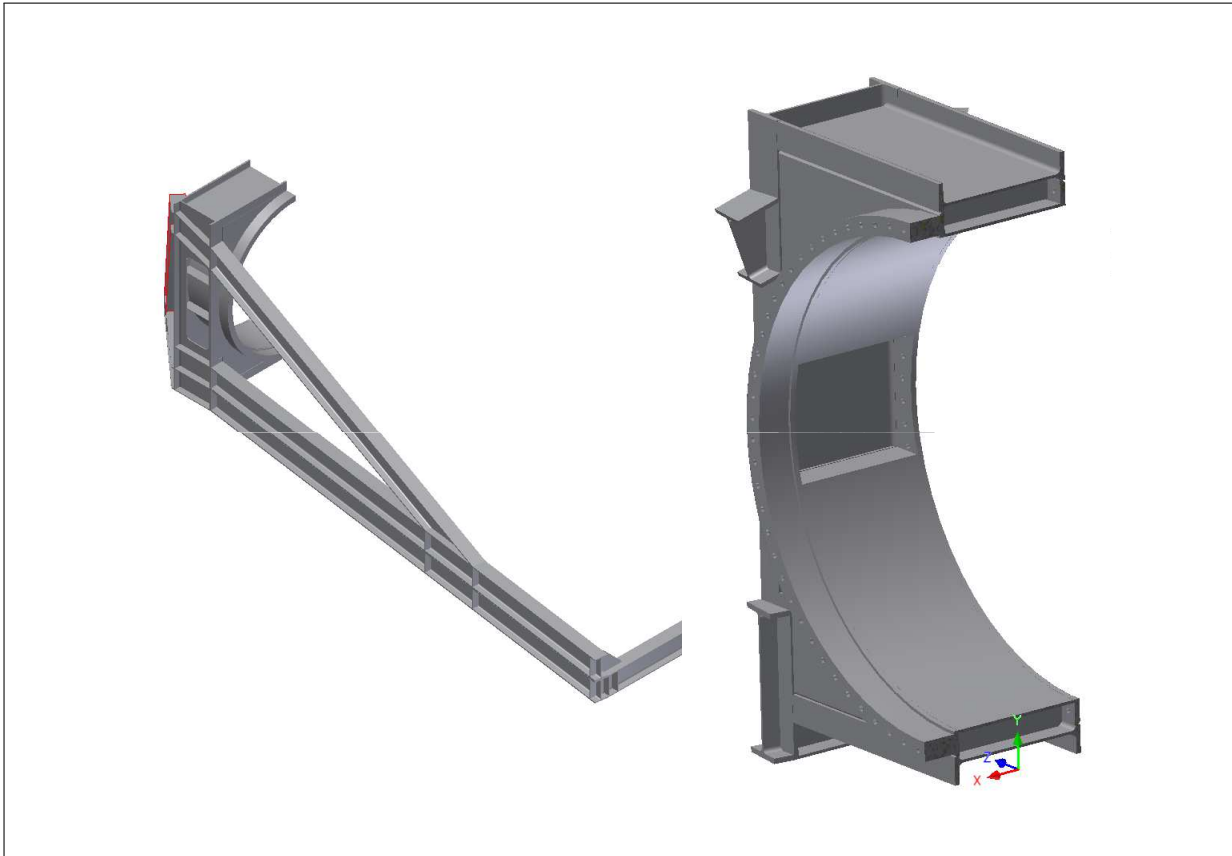


Abbildung 5.18.: Halbierte Solid-Modelle des Prüfstands, aufbereitet für die Vernetzung.  
Rechts: Prüfstand-Trägermodell mit vereinfachter Rotorblattanbindung.  
Links: Rotorblattanbindung und globales Koordinatensystem(KOS)

Die Abb.:5.18 zeigt die halbierten Inventor 3D Geometriemodell aufbereitet für die FEM-Analyse. Im rechten Bild ist zudem das globale Koordinatensystem (KOS) dargestellt.

Für die Berechnung wird ein Geometrie-Baugruppe erzeugt bei dem einige für die Berechnung nicht notwendigen Features, wie Schraubenlöcher und kleine Geometrien (Fasen und Radien an Kanten), unterdrückt werden. Dadurch werden zu stark verzerrte Netzgeometrien oder sehr kleine Elemente vermieden. Von Inventor wird die Baugruppe im .sat CAD Format nach FEMAP exportiert. Danach werden in FEMAP für die einzelnen Teile die beziehungen untereinander hergestellt. Die Kontaktflächen sind so vorbereitet

das sie der Schweißkonstruktion entsprechen, dadurch die in FEMAP erstellten Beziehungen und Flächenkontakte als „glued“<sup>1</sup> angenommen werden.

#### 5.4.4. Materialdaten

Verwendet wurden die Materialkennwerte von Baustahl (S355JR).

Tabelle 5.7.: Materialkennwerte Stahl S355JR

Dichte:	$\rho = 7,85 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$
E-Modul:	$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$
poissonsche Konstante:	$\nu = 0,3$
Zugfestigkeit:	$R_m = 470 \frac{N}{mm^2}$

Die vernetzten Modelle sind in Abbildung 5.19 dargestellt.

<sup>1</sup>A brief description of Glued Contact:

An option to „Glue“ elements together during a solution is available in NX Nastran version 4.1 and above. Glue definitions can be used in all solution sequences except SOL 144-146 (Aeroelasticity) and SOL 701 (Explicit Transient Dynamics). The „Glue“ option creates stiff springs or a „weld like“ connection to connect pre-defined Connection Regions and prevents relative motion in all directions (these springs and „weld like“ connections are essentially „glue elements“).

„Glue elements“ are created from the „free face“ of one Connection Region to another if the regions are within the specified separation distance (Search Distance) for gluing to occur. Many different glued connections can occur in the same model and all of the connections will be placed in the same „Glue Set“ (BGSET entry) in the NX Nastran input deck.[11]

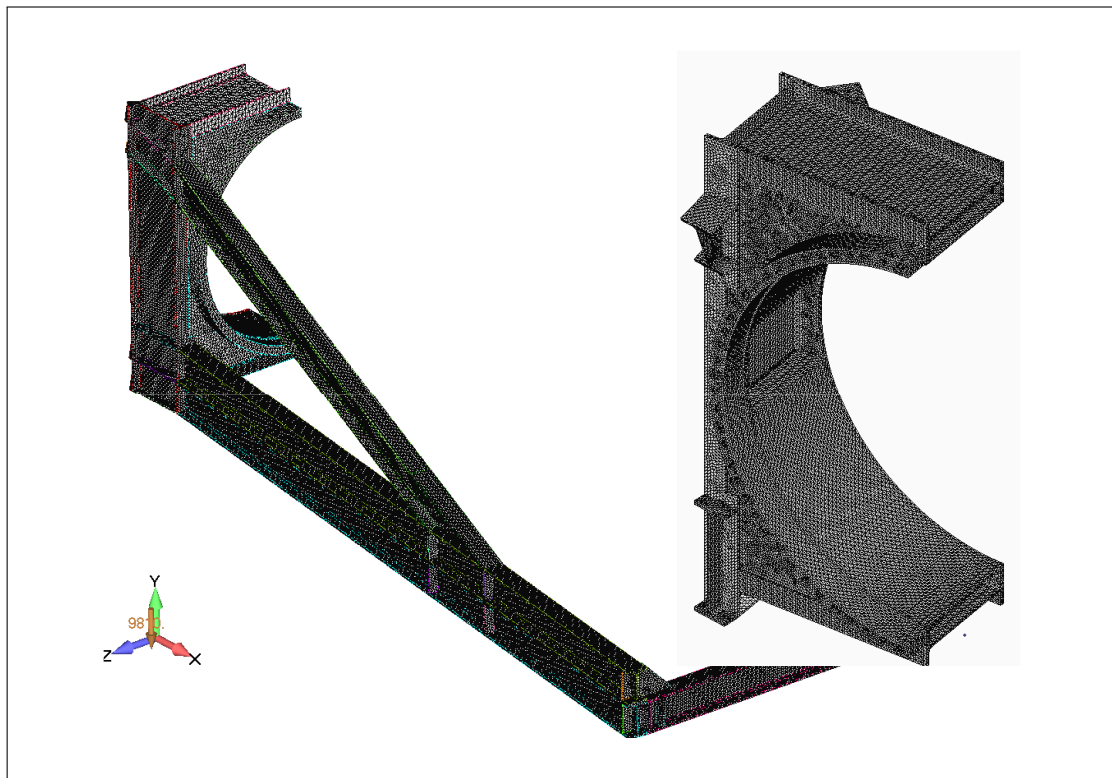


Abbildung 5.19.: Netzstruktur der beiden FEM-Modelle

Das Trägermodell wurde mit 376037 Elementen und 748440 Knoten Vernetzt, dabei wurde, wie bereits erwähnt, das Netz für die Träger optimiert und der Rotorblattanschluss vereinfacht (Unterdrückte Geometrien wie Schraubenlöcher und innere Rippen). Für das Modell zur Analyse des Rotorblattanschluss-Kastens ist ebenfalls die Elementanzahl so hoch wie möglich gewählt wurden so dass sich hierfür 489001Elemente und 851431 Knoten ergaben.

#### 5.4.5. Lagerbedingungen

Gemäß dem Konstruktion sind drei Auflager vorgesehen. Dafür werden dem Modell entsprechende Aufnahmeplatten hinzugefügt an denen dann die Freiheitsgrade (FEMAP: Constraints) entsprechend der Lagerbedingungeng erstellt werden können.

Beim Lager A werden die Translationen in X-, Y- sowie Z- Richtung unterbunden. Rotationen sind um alle Achse möglich. Das Lager B darf keine Translation in Y Richtung erfahren. Die Rotationen sind ebenfalls in allen Richtungen zugelassen.



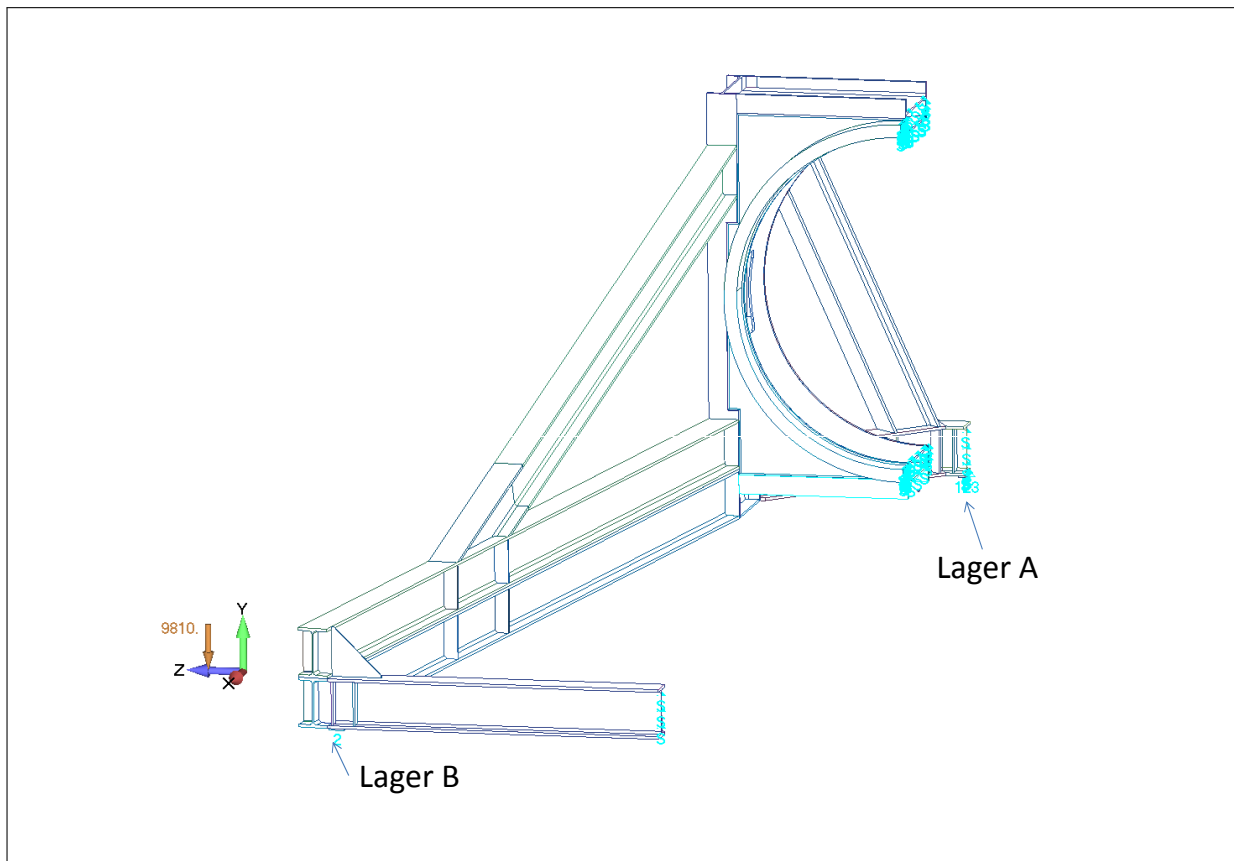


Abbildung 5.20.: Lagerbedingungen des Prüfstandmodells

An den „Schnittflächen“ des Modells werden die entsprechenden Freiheitsgrade zur Berücksichtigung der Symmetrie erstellt.

Um bei dem Trägermodell die Verdrehungen zuzulassen, werden die Lagerpunkte als einzelne Punkte definiert, welche RBE-Spinnen<sup>2</sup> mit den Auflagerplatten verbunden werden.

<sup>2</sup>RBE-Spinne: RBE (Rigid- Body- Element) bezeichnet ein Starrkörperelement. Eine Spinne aus RBEs stellt kinematische Abhängigkeiten zwischen den Elementen des Körpers und den Mittelpunkt der Spinne her.

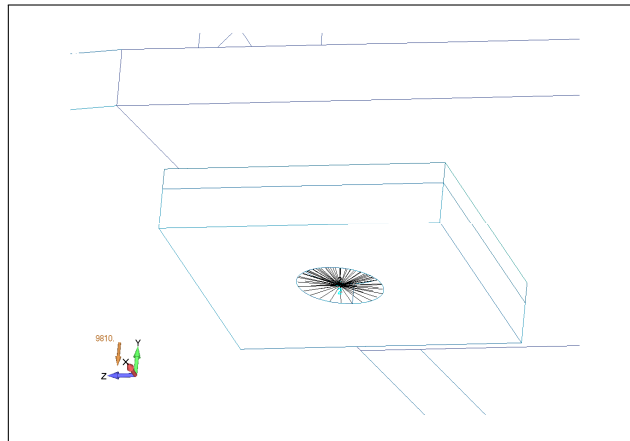


Abbildung 5.21.: RBE-Spinne der an den beiden Lagerpunkten A und B des Prüfstands zur Ermöglichung der gewünschten Freiheitsgrade der Lager.

Bei dem Blattanschluss-Kasten Modell sind die RBE-Spinnen an den Lagern nicht nötig, da hier die Träger als Stäbe modelliert sind welche an den ihren Enden nur einen Knoten besitzen. Diesen Knoten können werden dann die Freiheitsgrade für die Translationen und Rotationen hinzugefügt.

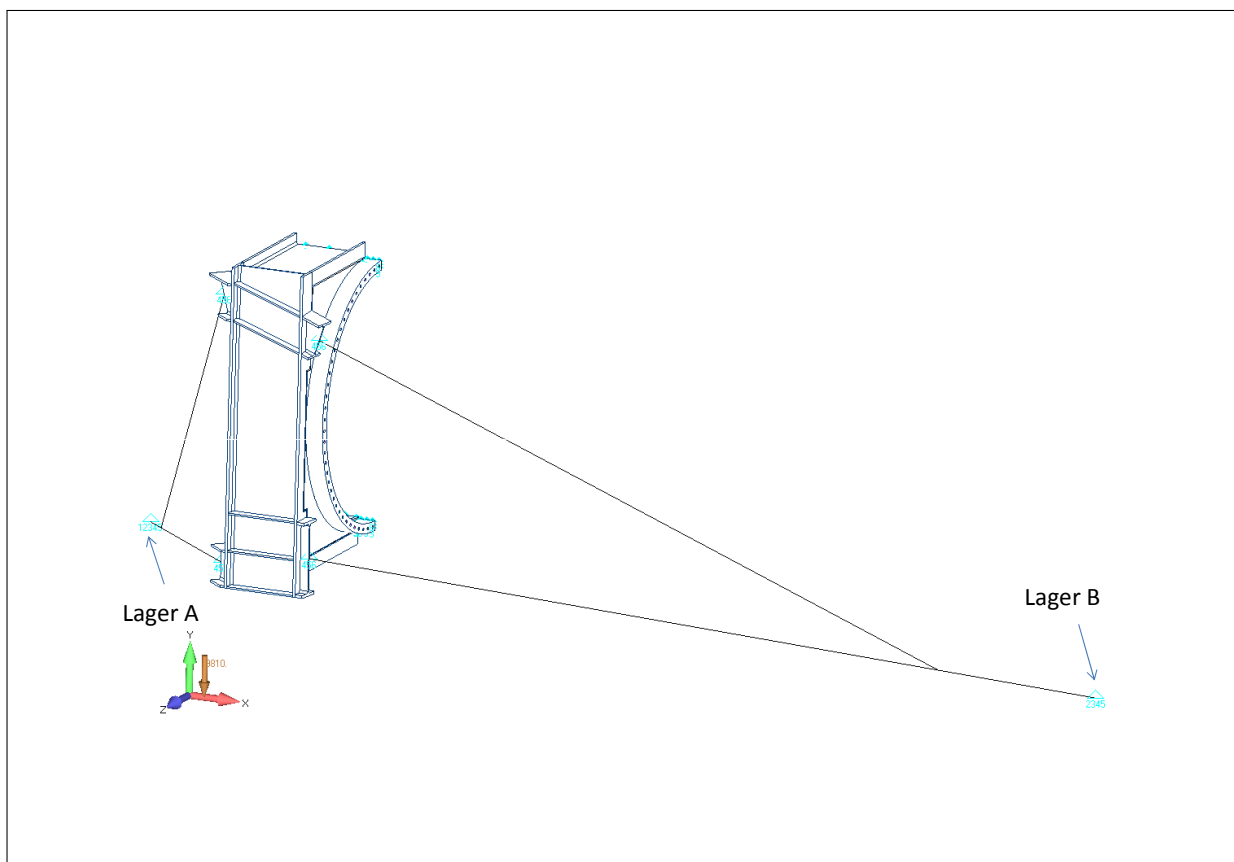


Abbildung 5.22.: Lagerbedingungen für die Analyse des Blattanschluss-Kastens

### 5.4.6. Belastungen

Die Belastungen richten sich nach den durch die Rotorblätter ausgeübten, statischen Gewichtskräften. Für die maximale Belastung wird wie bei den analytischen Berechnungen (s.5) von dem 1,2 fachen der Hauptlast ausgegangen.

Angriffspunkt der Kräfte und Momente ist das Pitchlager an der Innenfläche des Ausserings. Zusätzlich wirkt auf den Prüfstand die Belastung durch sein Eigengewicht. Die Belastungen aus Tabelle 5.8 werden bei beiden Modellen benutzt. Zu beachten ist, dass durch die Halbierung des Modells und die Berücksichtigung der Symmetrie nur die halben Belastungen benötigt werden.

Tabelle 5.8.: Belastungsfälle des Prüfstands

Fall	$F_{CG}$ [N]	$M_M$ [Nmm]
1 (1,2 x $\frac{1}{2}$ Last M5000-135)	132e3	2,73e9
2 (1,0 x $\frac{1}{2}$ Last M5000-135)	110e3	2,28e9
3 (ohne Nennlast)	-	-
4 (1,0 x $\frac{1}{2}$ Last M5000-116)	80,9e3	1,38e9

Die Fälle 1 und 2 werden für die Analyse des Gestells bei der Belastung durch das Rotorblatt M5000-135 benötigt. Fall 1 soll zeigen wie sich der Prüfstand bei der Haupt-(Nenn-) und Zusatzlast, insgesamt dem 1,2 fachen der Nennlast, verhält. Darin enthalten sein sollen kleine Eigenschwingungen des Prüfkörpers und zusätzliche Lasten wie das Gewicht von Schrauben, Muttern und Adapterplatten am Rotorblattflansch. Anhand der hierbei auftretenden Spannungen werden die gefährdeten Stellen festgestellt und evtl. benötigte Änderungen der Geometrie aufgezeigt.

Zusammen mit den beiden Fällen 2 und 3 soll weiterhin aufgezeigt werden welche Verformungen sich ohne und mit Last einstellen (im Fall 3 wirkt nur die Eigengewichtskraft auf das Modell). Daraus können dann Rückschlüsse über den Einfluss auf die Vermessung der Rotorblätter getroffen werden.

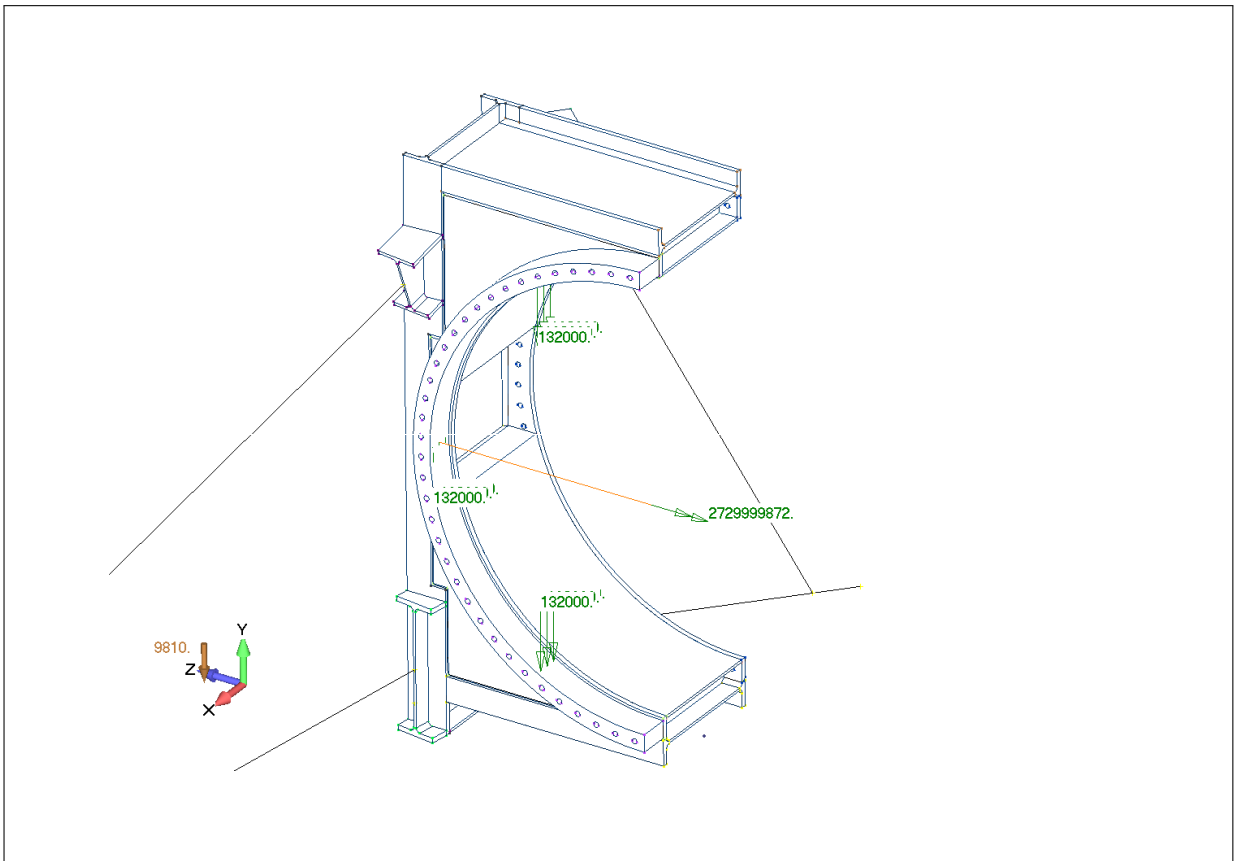


Abbildung 5.23.: Einleitung der äußeren Lasten (Last- Fall 1) auf die Innenfläche des Pitchlageraußenrings

In Abbildung 5.23 ist die Aufbringung der Lasten in die FEM-Modell beispielhaft an dem Modell der Rotorblattanbindung gezeigt. Die äußeren Lasten werden an der Innenfläche des Pitchlager-Außenrings auf die Geometrie aufgebracht. Gezeigt ist der Lastfall 1 mit der halben Gewichtskraft des Rotorblattes  $F_{CG} = 132kN$  und dem halben Massenmoment  $M_M = 2,73MNm$ .

Da das Pitchlager durch eine Schraubenverbindung mit 72 Schrauben gehalten wird und diese mit einer Vorspannkraft angezogen werden, wird dies durch entsprechende Elemente in der FEM-Berechnung berücksichtigt. Dafür werden an den der Pitchlager-Vorderseite und der hinteren Flanschplattenseite den Schraubenlöchern RBE-Spinnen hinzugefügt, wie in Abbildung 5.24 gezeigt. Die Verbindung wird über ein Stab mit dem Querschnitt der Schraube hergestellt, welches mit der Schraubenvorspannkraft versehen wird.

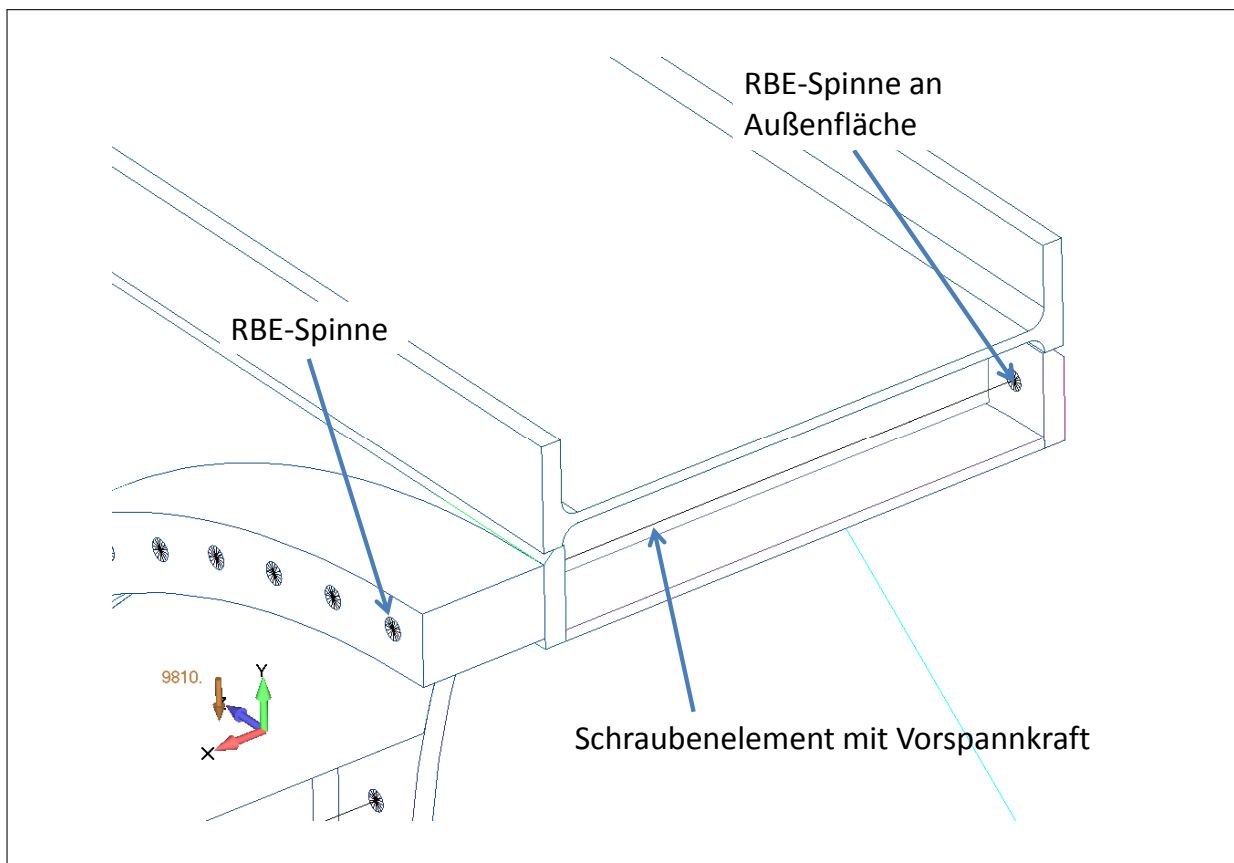


Abbildung 5.24.: Erzeugung der Schraubenvorspannkraft zur Verbindung des Pitchlagers mit dem Prüfgestell

Die vorläufige Schraubenberechnung ergab eine benötigte Vorspannkraft von 118kN für den Lastfall 1 um eine ausreichende Sicherheit gegen Gleiten und Klaffen zu erhalten.

Auf gleiche Weise, nur mit REB-Spinnen an den Schraubenlöchern die an den Innenseiten der Flanschplatten positioniert werden, werden die Abstandshülsen hinzugefügt. Ausgeführt werden sie mit einem Innendurchmesser von  $d_i = 40\text{mm}$  und einer Wandstärke von  $s = 15\text{mm}$ .

#### 5.4.7. Ergebnisse der Festigkeitsnachweise

Für die untersuchten Modelle ist der Lastfall 1 für die Spannungsanalyse maßgebend, die Fälle 2 und 3 werden später zur Aufwertung der Verformungen benötigt. Der Festigkeitsnachweis erfolgt durch den Vergleich der vorhandenen Spannungen an den gefährdeten Querschnitten mit den maximal zulässigen Spannungen aus Tabelle 5.9. Maßgebend sind die zulässigen Spannungen des Bauteilwerkstoffes (S235JR).

Tabelle 5.9.: Maximal zulässige Spannungen ([10] TB3-3 Spalte c, TB6-5 und TB6-6)

Spannung	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
Zug- und Vergleichsspannung $\sigma_{zul}$	180
Druck, Nachweis auf Knicken $\sigma_{d,zul}$	160
Schub $\tau_{zul}$	104

### Maximale Spannung

Nachfolgend sind die vorhandenen Vergleichsspannungen an einigen Markantten Stellen gezeigt.

Die am höchsten belastete Stelle zeigt sich bei der Verbindung des oberen Druckstabs mit dem unteren Träger (Träger 15), dargestellt in Abbildung 5.25.

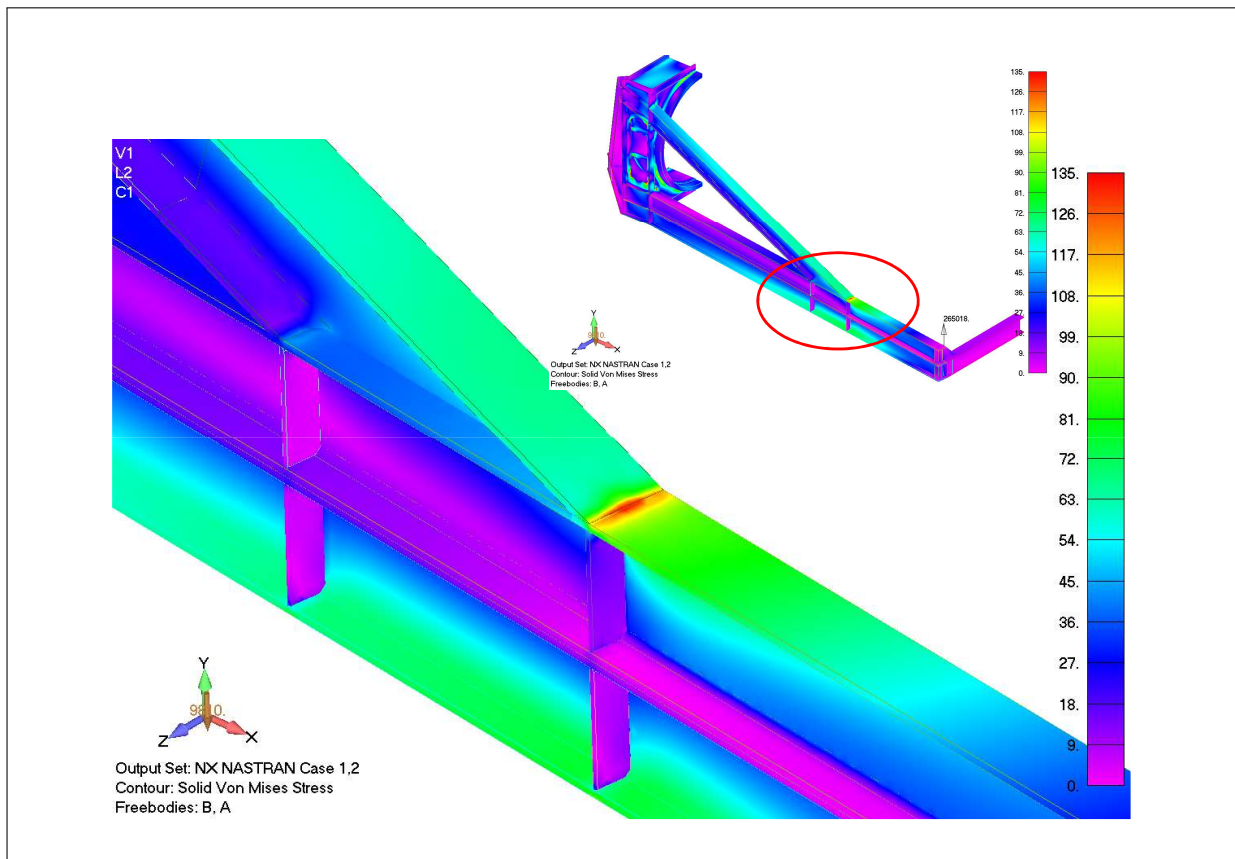


Abbildung 5.25.: Die am höchsten belastete Stelle des unteren Trägers. Die vorhandene maximale Vergleichsspannung ist  $\sigma_v = 120 \frac{N}{mm^2}$ .

Aus den dargestellten Werten der Tabelle 5.10 zeigt sich eine Auslastung des I-Trägers von 67%.

Zu Beachten ist, dass an dieser Stelle die Schweißnaht N-1 sitzt und deshalb zu einem

Tabelle 5.10.: Vergleich der vorhandenen mit den zulässigen Spannungen

Spannung	[ $\frac{N}{mm^2}$ ]	$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{zul}} \leq 1$
		$\frac{\tau_{max}}{\tau_{zul}} \leq 1$
max. Vergleichsspannung $\sigma_{v,max}$	120	0,67
max. Schubspannung $\tau_{max}$	60	0,58

Problem werden kann.

Bei der Anbindung der der Flanschplatten zu den IPB-Trägern, zeigt sich mit der Simulation der vorgespannten Schrauben und den Hülsen an der Oberseite eine maximale Spannung von  $\sigma_v = 45 \frac{N}{mm^2}$ .

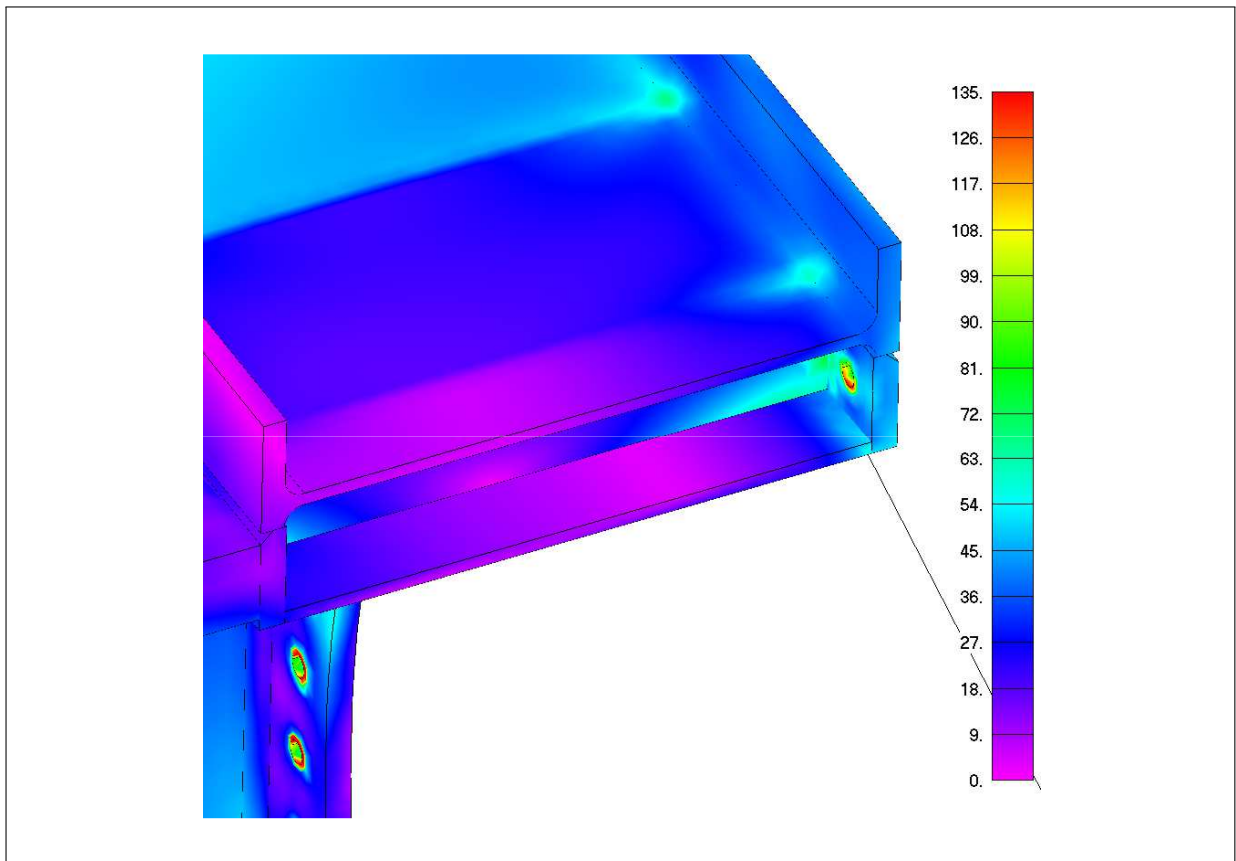


Abbildung 5.26.: Die am höchsten belastete Stelle an der Rückseite des Rotorblattanschluss-Kastens. Die vorhandene maximale Vergleichsspannung ist  $\sigma_v = 45 \frac{N}{mm^2}$ .

Lediglich an den Knoten der RBE-Spinnen zu den Elementen zeigten sich hohe Spannungsspitzen, welche aber innerhalb des verbundenen Elements auf  $\sigma_v = 90 \frac{N}{mm^2}$  senkten. Dies liegt daran, dass die komplette Schrauben-Vorspannkraft auf die Randknoten der Bohrlöcher übertragen und nicht wie in der Realität flächig eingeleitet werden (eigentlich

die Fläche der Unterlegscheiben was eine gleichmäßigere Krafteinleitung bedeutet).

### Hochbelasteter Druck und Zugstab

Wie in 5.2.1 (Betrachtung des mit Druckkraft belasteten Stabs) und 5.2.1 (Betrachtung des Zug- Stabs) gezeigt wurde befinden sich zwei Träger unter höheren Belastungen als die Übrigen. Im Druckstab zeigt sich die Spannungsverteilung wie in Abbildung 5.28.

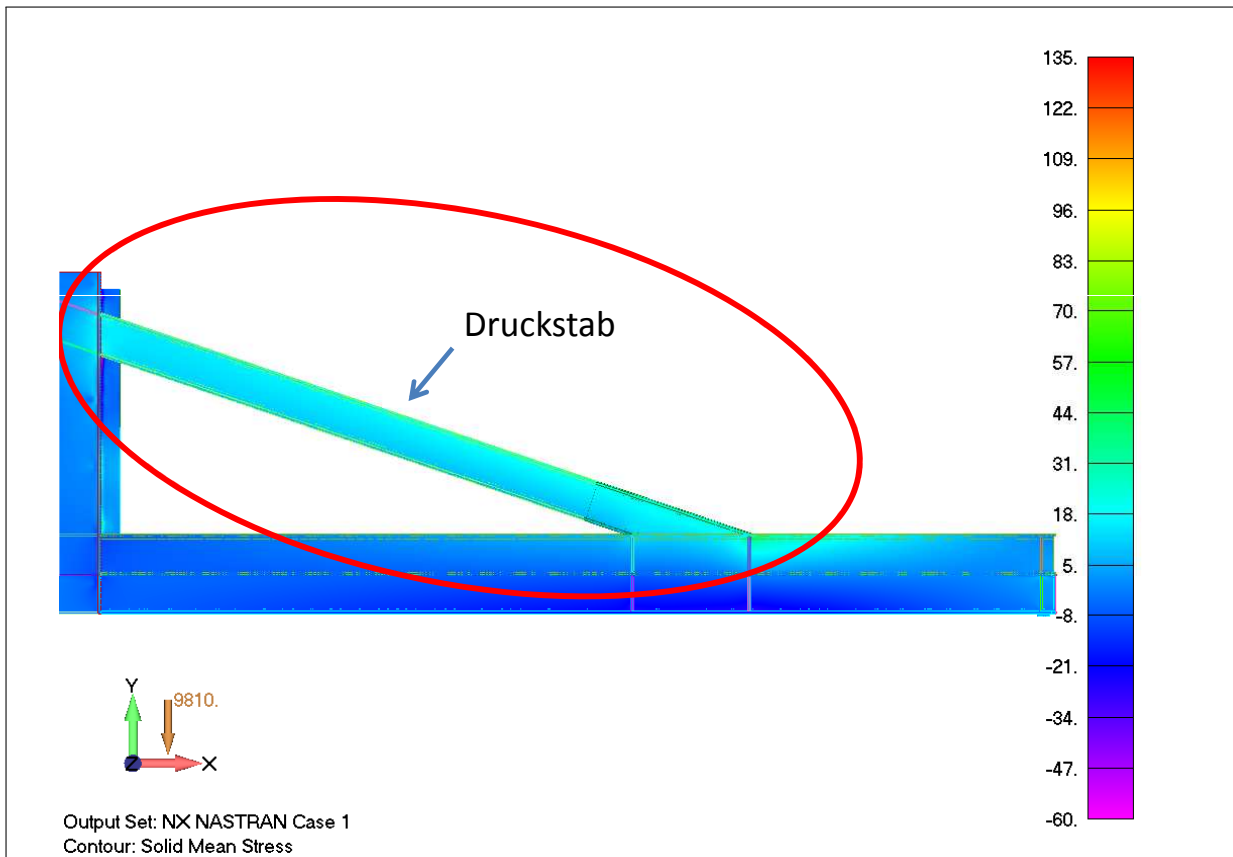


Abbildung 5.27.: Spannungsverlauf im Druckstab. Die Max. Druckspannung in dem oberen Gurt des Trägers ist  $\sigma_{d,max} = 57 \frac{N}{mm^2}$

Durch die vorhandene Druckspannung von  $\sigma_{d,max} = 57 \frac{N}{mm^2}$  ist zeigt sich beim Vergleich mit der zulässigen Druckspannung für Knicksicherheit:

$$\frac{\sigma_{vorh}}{\sigma_{zul}} \leq 1$$

$$\rightarrow \frac{57 \frac{N}{mm^2}}{160 \frac{N}{mm^2}} = 0,36 \leq 1$$

Der Stab ist also nur bis zu 36% der Ausgelastet und damit sicher gegen Knicken.



Der Vergleichsspannungsverlauf des Zugstabs (der Untere Träger) ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

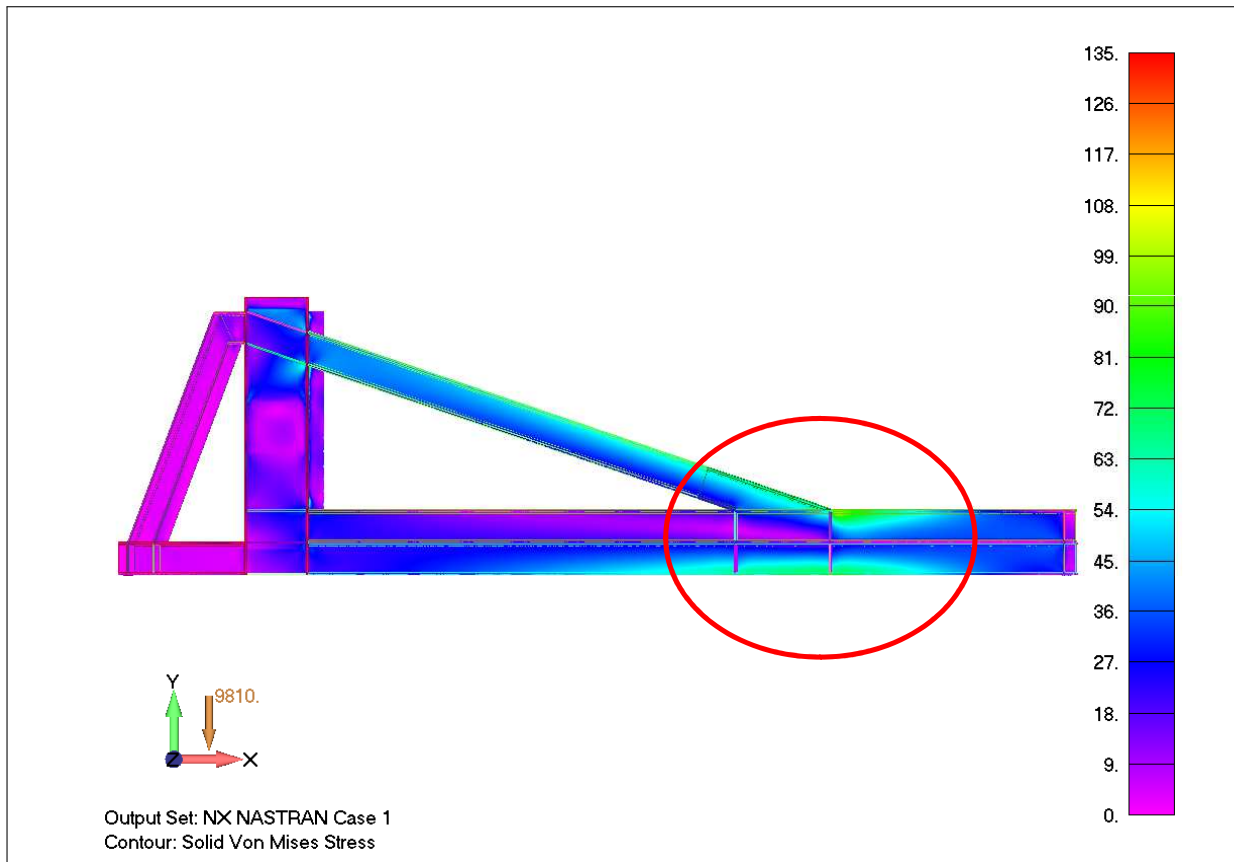


Abbildung 5.28.: Bereich der höchsten Belastung des unteren Stabs  $\sigma_{v,max} = 102 \frac{N}{mm^2}$

Der Vergleich mit der zulässigen Vergleichsspannung ergibt:

$$\frac{\sigma_{vorh}}{\sigma_{zul}} \leq 1$$

$$\rightarrow \frac{102 \frac{N}{mm^2}}{180 \frac{N}{mm^2}} = 0,57 \leq 1$$

und damit eine Auslastung von 57%.

### Fazit

Da bei der FEM Berechnung des Prüfstands nur von einem Symmetrischen Kraftangriff ausgegangen wird muss berücksichtigt werden, dass die Träger durch die Einleitung des Pitchmoments zusätzlich belastet werden. Aus der Stabwerkberechnung ergibt sich, dass im Falle des maximalen Pitchmomentes (inklusive des Lastzusatzfaktor 1,2) die Träger und die Verbindungen um zusätzliche 9,3% belastet werden.

Die Festigkeitsanalyse zeigte bei symmetrischer Krafteinleitung eine ausreichende Sicherheit im hoch belasteten Bereich. Mit der zusätzlichen Belastung vermindert sich aber die Sicherheit und die Schweißnaht würde zu 77% ausgelastet. Aufgrund der geringen Restsicherheit von 1,3 sollten deshalb Maßnahmen zur besseren Kraftübertragung getroffen werden.

Es zeigten sich bei der Analyse keine Weiteren Spannungsspitzen in den Bauteilen und an den Verbindungsstellen.

Die Betrachtung des Blattanschlusskastens zeigt, dass durch die Verteilung der Last auf zwei Platten mit dazwischen befindlichen Rippen eine gute Lastverteilung stattfindet.

### 5.4.8. Verformungen und resultierende Abweichungen der Pitchachse

Bei der Endabnahme sollen, wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben wurde, die statischen Verformungen der Rotorblätter gemessen werden. Dafür muss berücksichtigt werden, dass Aufgrund der eigenen Durchbiegung des Prüfstands, das Pitchlager Verdreht wird und somit die Pitch-Achse nicht wie gewünscht Horizontal verläuft sondern leicht nach unten geneigt wird (eine Verdrehung um die Z-Achse). Um abzuschätzen in welchen Bereichen die zusätzlichen Abweichungen liegen werden die aus der FEM-Berechnung gewonnenen Verformungen des Prüfstands im folgendem Ausgewertet.

Für die Winkelabweichung der Pitchachse wird die Verchiebung des Blattanschlusskastens betrachtet. Dazu werden in allen Fälle die beiden Punkte P1 und P2 betrachtet. Um die Verdrehung des Pitchlagers (um die Z-Achse) zu erhalten, werden die Bewegungen der Punkte P1 und P2 (s. Abbildung 5.29) zueinander Betrachtet. Punkt P1 ist an der oberen und P2 an der unteren Ecke des vertikal verlaufenden I-Trägers.

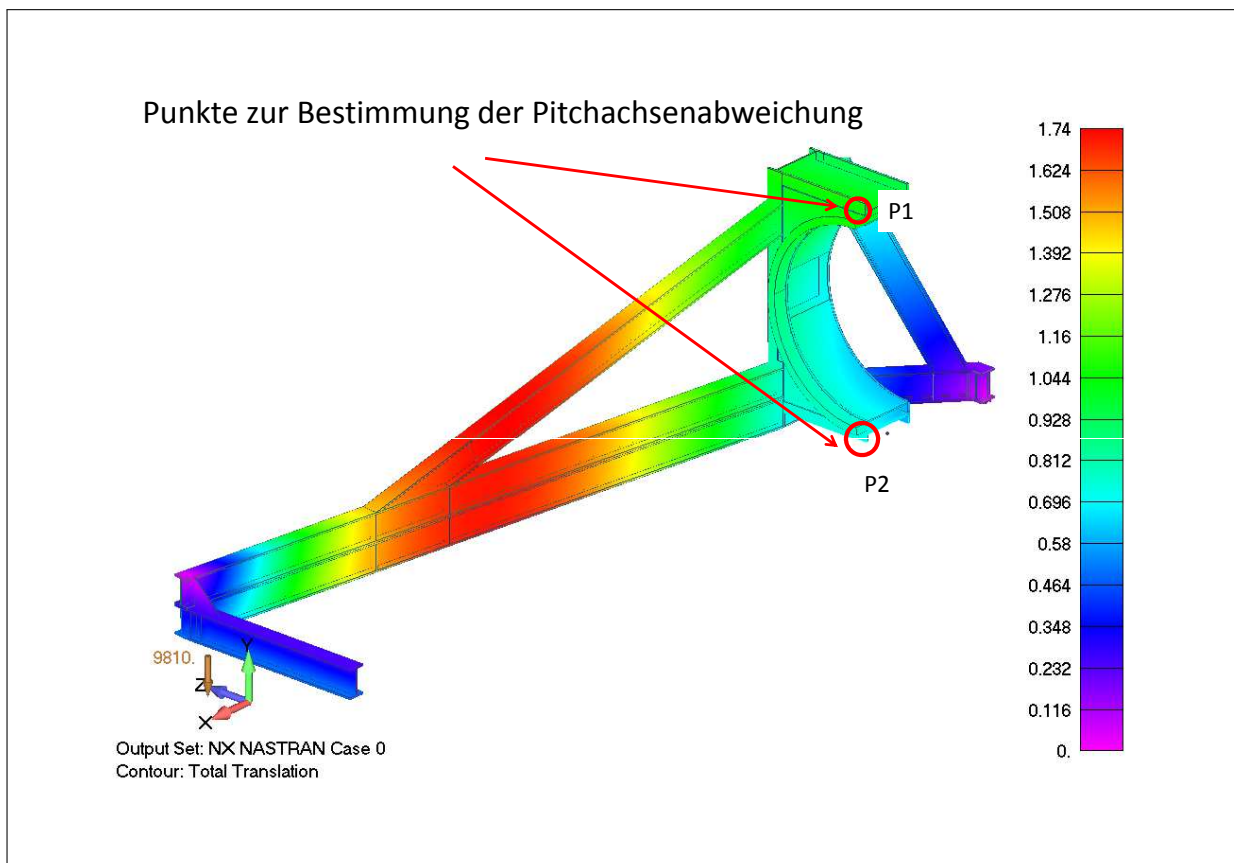


Abbildung 5.29.: Referenzpunkte P1 und P2 zur Bestimmung der Pitchachsenabweichung. Dargestellt sind die Verformungen des Prüfstands unter seinem Eigengewicht. Größte Verformung im Unteren Träger ( $s_{max} = 1,74mm$ )

Die Ursprungs- Koordinaten der Punkte sind:

$$P1(500; 4020; 0)$$

$$P2(500; -250; 0)$$

mit den resultierenden Verschiebungen der Punkte werden zunächst die neuen Koordinaten bestimmt.

$$P1'(500 + dx_1; 4020 + dy_1; dz_1)$$

$$P2'(500 + dx_2; -250 + dy_2; dz_2)$$

Mit dem Vektor von P2 zu P1

$$\overrightarrow{P2'P1'} = \begin{pmatrix} x_{P1'} - x_{P2'} \\ y_{P1'} - y_{P2'} \\ z_{P1'} - z_{P2'} \end{pmatrix}$$

Danach wird der Winkel zwischen dem Vektor  $\overrightarrow{P2'P1'}$  und einem Senkrecht stehenden Vektor ( $\vec{a}_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$ ) bestimmt.

$$\varphi = \arccos \left( \frac{\overrightarrow{P2'P1'} \cdot \vec{a}_0}{|\overrightarrow{P2'P1'}| \cdot |\vec{a}_0|} \right)$$

Da der Senkrechte Vektor nur eine Komponente (in Y-Richtung) besitzt, vereinfacht sich die Bestimmung des Winkels zu:

$$\varphi = \arccos \left( \frac{(y_{P1'} - y_{P2'})}{(\sqrt{(x_{P1'} - x_{P2'})^2 + (y_{P1'} - y_{P2'})^2 + (z_{P1'} - z_{P2'})^2})} \right)$$

Da die Achse Normal zu der Vektor  $\overrightarrow{P2'P1'}$  ist, wird auch die Pitchachse um den Winkel  $\varphi$  geneigt.

### Pitchachsenabweichung aufgrund der verschiedenen Lastfälle

Nach dem beschriebenen Vorgehen sind die in der Tabelle 5.11 angegebene Abweichungen der Pitchachse bestimmt worden. In der Tabelle sind die Verschiebungen der beiden Punkte eingetragen und die resultierende Verschiebung der Rotorblattspitze. Untersucht werden die Lastfälle 2,3 und 4, da diese bei der Untersuchung der statischen Durchbiegung der Rotorblätter auftreten.

Tabelle 5.11.: Resultierende Pitchachsen- Winkelabweichungen und Verschiebung der jeweiligen Rotorblattspitze für die Lastfälle 2,3 und 4

Lastfall	dP1 (dx;dy;dz)	dP2 (dx;dy;dz)	$\varphi$ [°]	ds <sub>Battspitze</sub> [mm]
3 (Prüfstand Eigengewicht)	(0,8;-0,7;0)	(0,1;-0,7;0)	$9,39 \cdot 10^{-3}$	-
2 (M5000-135, L=66m)	(5,1;-3,8;0)	(0,1;-3,7;0)	$67,09 \cdot 10^{-3}$	77,29
4 (M5000-116, L=56m)	(3,3;-2,4;0)	(0,1;-2,3;0)	$42,94 \cdot 10^{-3}$	41,53

**Fazit**

Der Vergleich zwischen den Lastenfällen 2 und 4 mit Lastfall 3 zeigt, dass die Durchbiegung des Prüfstands bei der Belastung durch die Rotorblätter nicht außer Acht gelassen werden darf. In der Tabelle 5.12 sind die statischen Durchbiegungen der beiden Rotorblätter an der Blattspitze, im Verhältnis zu den durch die Pitchwinkelabweichung hervorgerufenen Verschiebung der Blattspitze angegeben.

Tabelle 5.12.: Verhältnis der Verschiebung der Blattspitze durch die Pitchwinkelabweichung zur Verschiebung der Blattspitze durch statische Durchbiegung (von den jeweiligen Maxima)

Lastfall	% von Schwenk Durchbiegung	% von Schlag Durchbiegung
2 (M5000-135, L=66m)	20	4,9
4 (M5000-116, L=56m)	24	7,4
3 (Prüfstand Eigengewicht) Pitchachse L=66m	2,7	0,68
3 (Prüfstand Eigengewicht) Pitchachse L=56m	2,5	0,68

Diese Abweichungen müssen bei der Messung der statischen Durchbiegungen unbedingt berücksichtigt werden. Zusätzlich sollten weitere Untersuchungen der Durchbiegung erfolgen um die Abhängigkeit der Pitchwinkelabweichung von der Belastung vorherzusagen zu können. Eine weitere (einfachere Maßnahme) ist die Verminderung der Durchbiegung durch das Erhöhen der Prüfstandsteifigkeit. Der Vergleich zu der Abweichung durch das Eigengewicht des Prüfstands zeigt das selbst ein kleiner Winkel von  $0,0093^\circ$  ausreicht um eine Verschiebung an der Blattspitze von zusätzlich ca. 1% der Blattspitzenverschiebung (verursacht durch das Eigengewicht) zu erhalten.

# 6

---

## Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde die Auslegung und die Konstruktion eines Serienprüfstands zur Endkontrolle von Rotorblättern behandelt. Dafür wurden die Prüfaufgaben der jetzigen Endabnahme zusammengefasst und Möglichkeiten dargelegt die Endabnahme zu verbessern. Aus den Anforderungen der Endabnahme wurde ein Konzept gefunden welches alle alten Aufgaben zusammenführt und mit den zusätzlichen verbindet. Besondere Beachtung wurde dem Wunsch geschenkt, den Prüfstand nicht ausschließlich für eine Rotorblatt-Serie auszulegen.

Bei der Untersuchung der bisherigen Endabnahme stellte sich die Bestimmung des Massenmomentes als besonders kritisch dar. Gerade die Verwendung von Kranwaagen die keinen festen Abstand zu einander und zum Rotorblatt haben bergen die große Gefahr der Überschreitung der Toleranzen. Das neue Prüfverfahren und der konstruierte Prüfstand mit seiner festen Verbindung zum Rotorblatt schließt diese Gefahr aus.

Durch die Montage des Rotorblattes am Prüfstand, so wie es später an der Rotornabe befestigt wird, werden zudem realitätsnahe Bedingungen nachgebildet welche ohne den Prüfstand nur bei speziellen Blatttests oder an einer Windkraftanlage gegeben waren. Mit dem neuen Verfahren können so auch die statischen Verformungen einfach gemessen werden.

Für den Einsatz des Prüfstands innerhalb der ISO9001 zertifizierten QS, muss die Messmethode des Prüfstands validiert werden. Dafür kann ein spezieller Kalibrierkörper eingesetzt werden. Für diesen wurden Rahmenbedingungen festgelegt anhand derer der Prüfkörper konstruiert werden kann.

In der Erarbeitung des neuen Prüfkonzepts wurde gezeigt das die Bestimmung der Rotorblattmasse und des Massenmomentes in den geforderten Toleranzen über Wiegemodule ermittelt werden kann. Zudem bietet die neue Methode zusätzlich die Bestimmung des Pitchmomentes (was vorher nicht möglich war) wodurch die Kenntnis über die Rotorblätter verbessert wird.

Die Auslegung des Prüfstands wurde für Rotorblätter von über 60m Länge und Massenmomenten bis ca. 5,5MNm durchgeführt. Die analytischen Berechnungen, sowie die

---

FEM-Analyse zeigten, dass die Belastungen vom Prüfstand ausgehalten werden kann (mit einer Restsicherheit in den Schweißnähten von 1,6 gegen Versagen). Um die Sicherheiten der Schweißnähte zu erhöhen wurden konstruktive Vorschläge gemacht.

Bei der Berechnung der Konstruktion zeigte sich außerdem, dass für bestimmte Messaufgaben, wie der statischen Durchbiegung und dessen Vergleich zu den Auslegungswerten, die Verformung des Prüfstands durch die Belastungen der Prüfkörper berücksichtigt werden müssen. Besonders im Hinblick auf die Messung der Eigenfrequenzen muss die Durchbiegung, bzw. das Verhalten bei kleinen Schwingungen weiter untersucht werden um eine Auswertung der Messergebnisse und den Vergleich zu den analytischen Berechnungen der Rotorblätter zu ermöglichen.

# A

---

Erstellte Gleichungen



Belastung durch Rotorblatt (Ohne Gestelleigengewicht):

$$\sum F_y \uparrow: 0 = F_A + F_{B'} + F_{B''} - F_{PL} - F_{PM} \quad (3.8)$$

$$\sum M_{y-b}: 0 = F_A \cdot (l - a) + M_M - F_{B'} \cdot a - F_{B''} \cdot a \quad (3.9)$$

$$\sum M_{x-b}: 0 = -F_{B'} \cdot \frac{l_b}{2} + F_{PM} \cdot l_{PM} + F_{B''} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.10)$$

$$F_A = \frac{a}{l} \left( F_{PL} + F_{PM} - \frac{1}{a} \cdot M_M \right) \quad (3.19)$$

$$F_{B'} = F_{PL} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + F_{PM} \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + \frac{1}{2 \cdot l} M_M \quad (3.24)$$

$$F_{B''} = F_{PL} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + F_{PM} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{l_{PM}}{l_b} - \frac{a}{2 \cdot l} \right) + \frac{1}{2 \cdot l} M_M \quad (3.22)$$

Belastung nur durch das Eigengewicht des Prüfstands:

$$\sum F_y \uparrow: 0 = F_{A_oB} + F_{B'_oB} + F_{B''_oB} - F_{GCG} \quad (3.25)$$

$$\sum M_{y-b}: 0 = F_{A_oB} \cdot (l - l_{CGx}) - F_{B'_oB} \cdot l_{CGx} - F_{B''_oB} \cdot l_{CGx} \quad (3.26)$$

$$\sum M_{x-b}: 0 = -F_{B'_oB} \cdot \frac{l_b}{2} + F_{GCG} \cdot l_{CGy} + F_{B''_oB} \cdot \frac{l_b}{2} \quad (3.27)$$

$$F_{A_oB} = F_{GCG} \frac{l_{CGx}}{l} \quad (3.36)$$

$$F_{B'_oB} = F_{GCG} \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{2 \cdot l} \right) \quad (3.41)$$

$$F_{B''_oB} = F_{GCG} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{l_{CGy}}{l_b} - \frac{l_{CGx}}{2 \cdot l} \right) \quad (3.39)$$

Die zur Berechnung der vom Rotorblatt verursachten Kräfte und Momente und deren Positionen erforderlichen Gleichungen:

Das Rotorblattgewicht:

$$F_{CGRotorblatt} = F_A + F_{B'} + F_{B''} \quad (3.52)$$

---

Das Massenmoment:

$$M_M = a \cdot (F_{B'} + F_{B''}) - F_A \cdot (l - a) \quad (3.53)$$

Das Pitchmoment:

$$M_P = \frac{l_b}{2} \cdot (F_{B'} - F_{B''}) \quad (3.60)$$

Das maximale Pitchmoment:

$$M_{P,max} = \frac{l_b}{2} \cdot |(F_{B'} - F_{B''})|_{max}$$

Schwerpunktlage bezogen auf Blattlänge (von der Blattwurzel aus):

$$c = \frac{1}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \cdot (a \cdot (F_{B'} + F_{B''}) - (l - a) \cdot F_A) \quad (3.55)$$

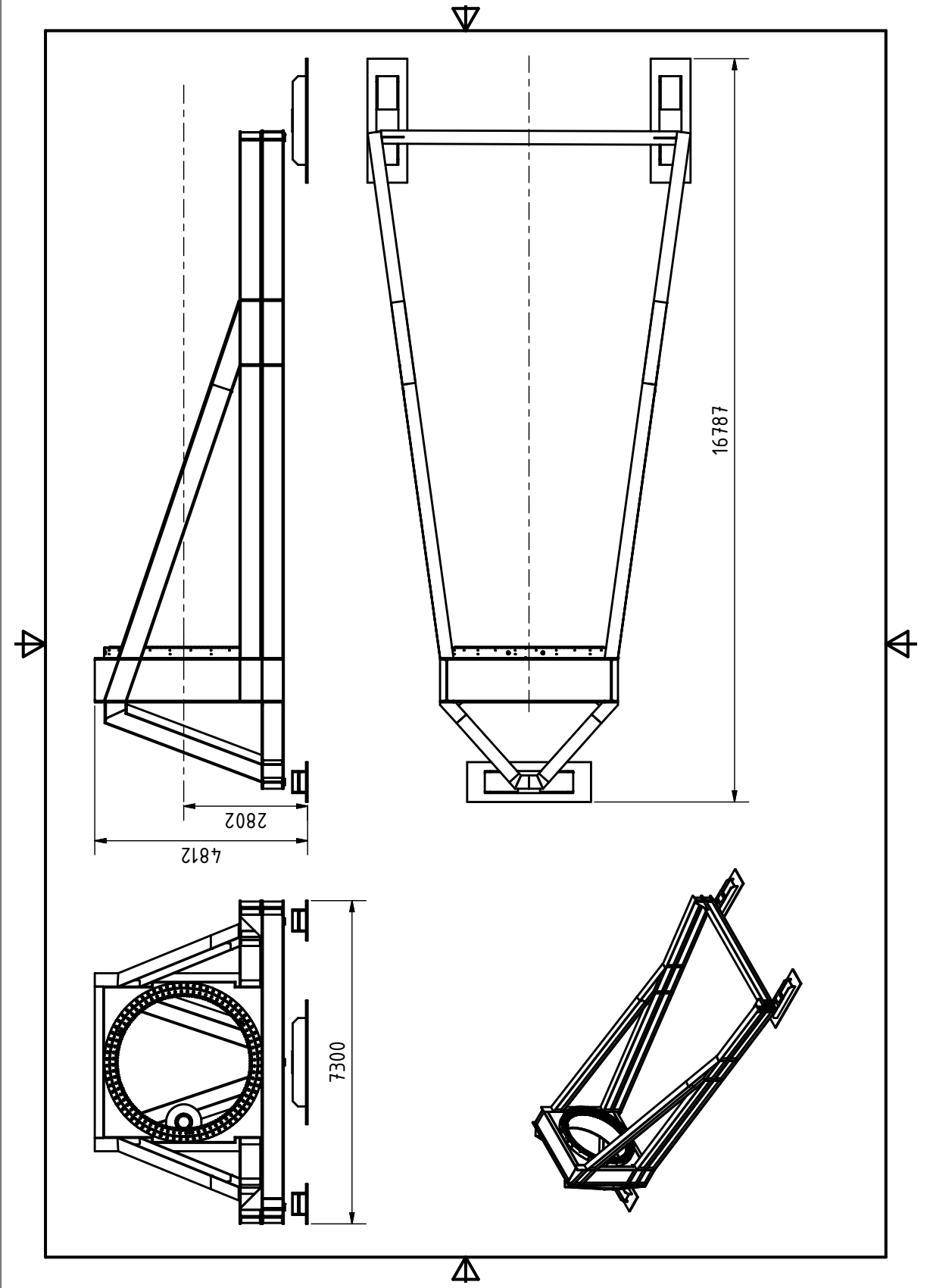
Schwerpunktstand von der Pitchachse:

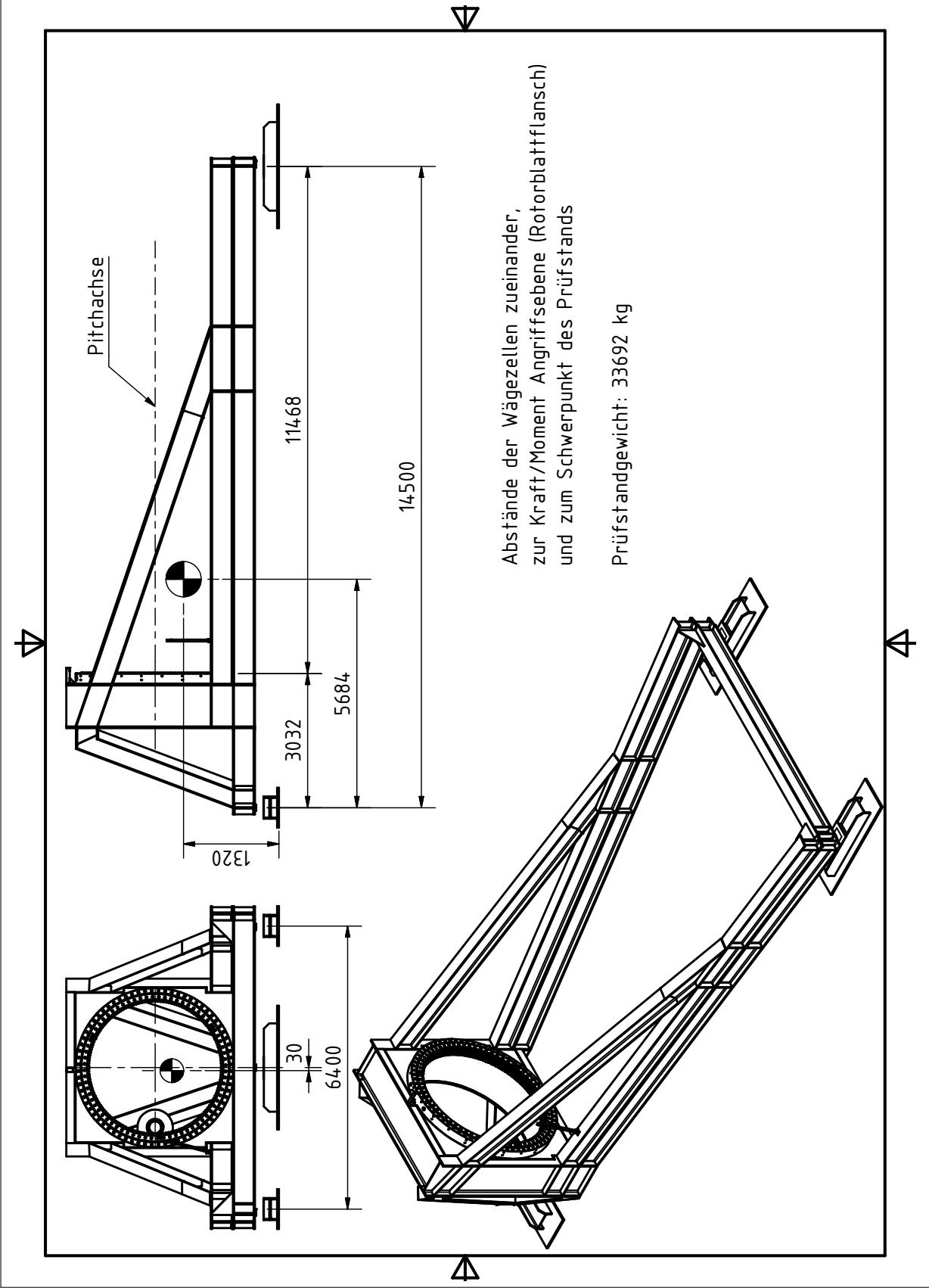
$$ap = \frac{l_b}{2} \cdot \frac{|F_{B'} - F_{B''}|_{max}}{F_A + F_{B'} + F_{B''}} \quad (3.58)$$

# B

---

## Zeichnungen





# C

---

Datenblätter



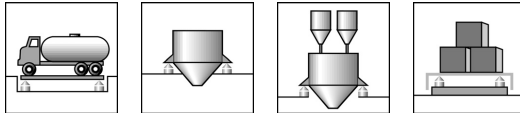
# RTN...

## Wägezellen



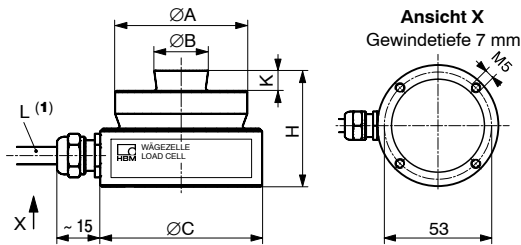
### Charakteristische Merkmale

- Geringe Bauhöhe
- Nennlasten: 1 t ... 470 t
- Eichfähig nach OIML und NTEP
- Nichtrostende Materialien
- Schutzart IP 68
- Hohes Ausgangssignal von 2,85 mV/V
- Eingangswiderstand  $\geq 4350 \Omega$
- Ex-Schutz-Ausführungen nach ATEX (Option)

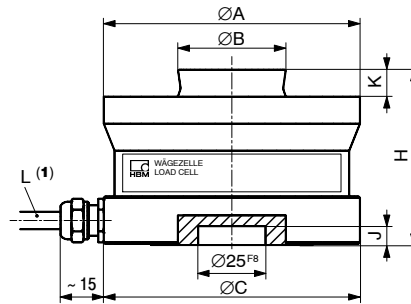


### Abmessungen (in mm)

#### RTN... / $\leq 4,7$ t



#### RTN... / 10 t ... 470 t



RTN...	1 t	2,2 t	4,7 t	10 t	15 t	22 t	33 t	47 t	68 t	100 t	150 t	220 t	330 t	470 t
ØA	49	49	49	74	75	75	95	130	130	150	150	225	225	270
ØB	20	20	20	30	30	30	40	60	60	70	70	100	100	120
ØC	60	60	60	75	75	75	95	130	130	150	150	225	225	270
H	43	43	43	50	50	50	65	75	85	90	100	130	145	170
J	-	-	-	7	7	7	7	7	7	7	7	10	10	10
K	7,5	7,5	7,5	6,5	6,5	6,5	10	14	14	16	16	24	24	28
L	5 m	5 m	5 m	5 m	5 m	12 m	15 m	12 m	12 m	12 m	5 m	5 m	5 m	5 m

(1) L = Kabellänge

B0991-6.0 de

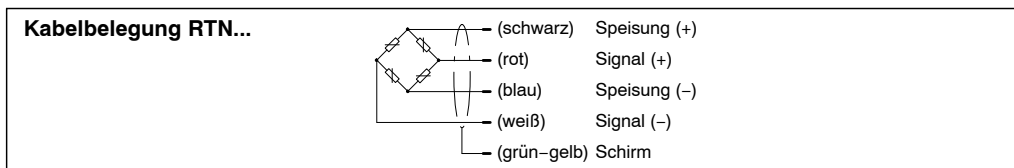


## Technische Daten

Typ		RTN 0,05	RTN C3
Nennlast ( $E_{max}$ )		1 t ... 470 t	
Genauigkeitsklasse		0,05	C3 (OIML R60) III M (NTEP)
Anzahl der Teilungswerte ( $n_{LC}$ )		-	3000 (OIML R60) 7500 (NTEP III M; 2,2 ... 100 t)
Mindestteilungswert ( $v_{min}$ )	% v. $E_{max}$	-	0,005 (OIML R60) 0,0048 (NTEP III M)
Nennkennwert ( $C_n$ )	mV/V	2,85 ± 0,1 %	
Temperaturkoeffizient des Kennwerts ( $TK_C$ )	% v. $C_n$ / 10 K	± 0,05	± 0,008 <sup>1)</sup>
Temperaturkoeffizient des Nullsignals ( $TK_0$ )		± 0,03	± 0,007
Relative Umkehrspanne ( $d_{hy}$ )		± 0,05	± 0,02 <sup>1)</sup>
Linearitätsabweichung ( $d_{lin}$ )	% v. $C_n$	± 0,05	± 0,02 <sup>1)</sup>
Belastungskriechen ( $d_{cr}$ ) über 30 min.		± 0,03	± 0,017
Rückkehr des Vorlastsignals (DR), 30 min.	% v. $C_n$	± 0,03	± 0,0167 (OIML R60) ± 0,0111 (NTEP III M)
Eingangswiderstand ( $R_{LC}$ )		4450 ± 100	
Ausgangswiderstand ( $R_0$ )	Ω	4010 ± 2	4010 ± 0,5
Referenzspannung ( $U_{ref}$ )	V	5	
Nennbereich der Versorgungsspannung ( $B_U$ )		5 ... 30 (max. 60)	
Trägerfrequenz der Versorgungsspannung	Hz	< 600	
Isolationswiderstand ( $R_{is}$ )	GΩ	> 20	
Nennbereich der Umgebungstemperatur ( $B_T$ )		-10 ... +40	
Gebrauchstemperaturbereich ( $B_{TU}$ )	°C	-30 ... +80 (Option: bis +110 °C) -30 ... +80 -30 ... +110	
• Wägezelle RTN			
• Zubehör: VEN			
• VPN			
Lagerungstemperaturbereich ( $B_{TL}$ )		-50 ... +85	

Nennlast ( $E_{max}$ )	t	1	2,2	4,7	10	15	22	33	47	68	100	150	220	330	470
Gewicht (G), ca.	kg	0,6	0,6	0,7	1,2	1,3	1,3	2,1	4,3	4,8	7,0	8,6	22	29	50
Grenzlast ( $E_L$ )	t	1,7	3,8	8	17	25	38	56	80	115	170	250	380	500	700
Bruchlast ( $E_D$ )		4	9	19	40	60	88	130	190	270	400	600	770	1100	1500
Zulässige statische Querbelastung ( $L_q$ )		0,5 ( $E_{max} - 0,8 L_z$ ), jedoch höchstens $L_{q,max} = 0,3 E_{max}$ $E_{max}$ = Nennlast; $L_z$ = Last in Messrichtung													
Relative zulässige Schwingbeanspruchung ( $F_{srel}$ ) (Schwingbreite nach DIN 50100)	% v. $E_{max}$	70													
Nennmessweg bei Nennlast ( $s_{nom}$ ), ca.	mm	0,13	0,12	0,12	0,17	0,18	0,21	0,25	0,33	0,35	0,45	0,57	0,67	0,85	1,00
Schutzart nach EN60529 (IEC529)		IP 68 (Prüfbedingungen 1 m Wassersäule / 100 h)													
Material: Messkörper Kabeleinführung Kabelmantel		nichtrostender Stahl Messing vernickelt / Dichtung aus CR/NBR Thermoplast. Elastomer, RAL 7000 (grau), Ø6,5 mm													

<sup>1)</sup> Die Werte für Temperaturkoeffizient des Kennwertes ( $TK_C$ ), Relative Umkehrspanne ( $d_{hy}$ ) und Linearitätsabweichung ( $d_{lin}$ ) sind Richtwerte. Die Summe dieser Werte liegt innerhalb der Summenfehlergrenze nach OIML R60.



### Optionen:

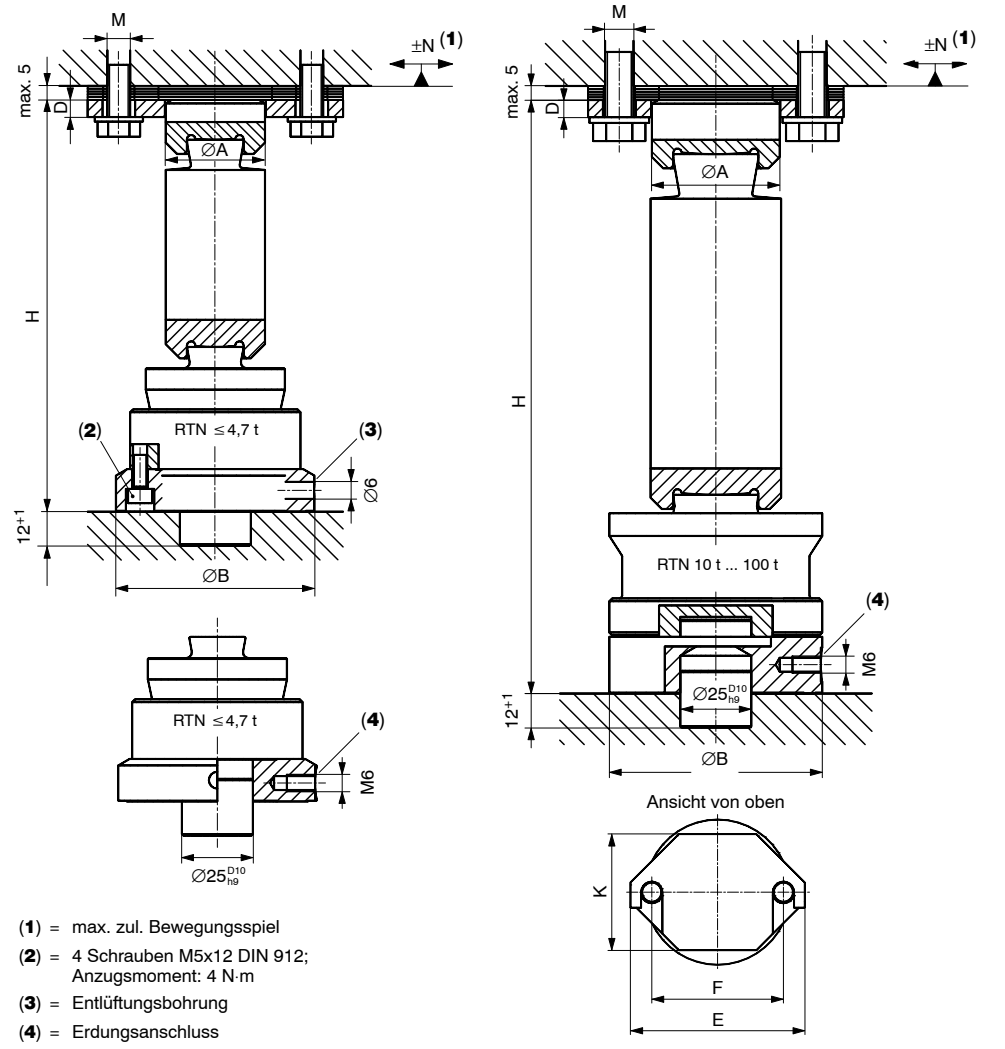
- **Ex-Schutz-Ausführungen nach ATEX:** Ex II 2G EEx ia IIC T4 bzw. T6 (Zone 1) \*)  
Ex II 2D Ex tD A21 IP68 T 80°C (Zone 21) \*)  
\*) mit EG-Baumusterprüfbescheinigung  
Ex II 3G EEx nA II T6 (Zone 2)  
Ex II 3D IP68 T 80°C (Zone 22 für nichtleitenden Staub)
- **Gebrauchstemperaturbereich erweitert auf 110 °C** (nicht möglich mit ATEX und / oder Elastomerlager VEN)



**Zubehör: Pendellager VPN (Abmessungen in mm)**

**RTN/...t/VPN** (Pendellager für Wägezelle RTN... / 1 t ... 100 t)

Material: Nichtrostender Stahl

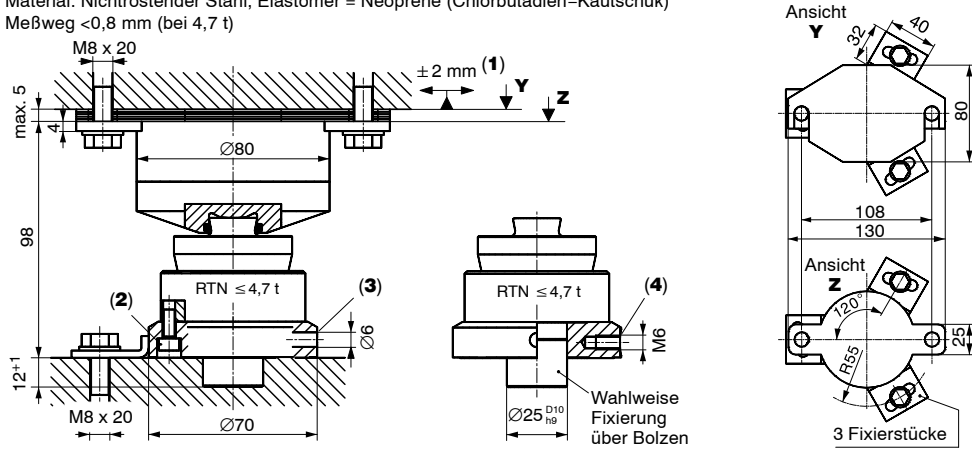


Typ ( $E_{\max}$ Wägezelle)	$\varnothing A$	$\varnothing B$	D	E	F	H	K	M	N
RTN/2.2T/VPN (1 t + 2,2 t)	35	70	6	90	68	128	60	M8 x 20	3,5
RTN/4.7T/VPN (4,7 t)	35	70	6	90	68	145	60	M8 x 20	3,5
RTN/10T/VPN (10 t)	45	75	6	90	68	165	60	M10 x 25	3,5
RTN/15T/VPN (15 t)	45	75	6	90	68	175	60	M10 x 25	4
RTN/22T/VPN (22 t)	45	75	6	90	68	229	60	M10 x 25	7
RTN/33T/VPN (33 t)	58	95	6	120	90	272	80	M12 x 25	7
RTN/47T/VPN (47 t)	85	130	10	170	130	295	110	M16 x 30	6
RTN/68T/VPN (68 t)	85	130	10	170	130	337	110	M16 x 30	7
RTN/100T/VPN (100 t)	100	150	10	180	140	371	130	M16 x 30	8

**Zubehör: Elastomerlager VEN (Abmessungen in mm)**

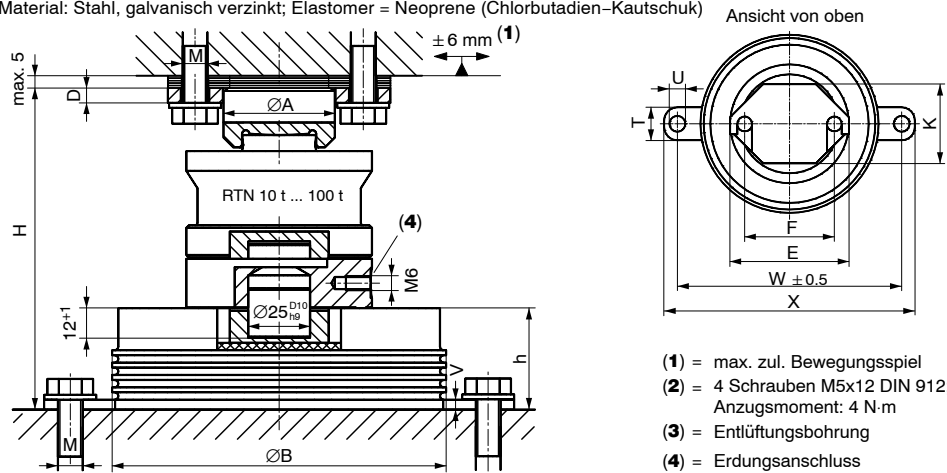
**RTN/2.2T/VEN + RTN/4.7T/VEN (Elastomerlager für Wägezelle RTN... / ≤4,7 t)**

Material: Nichtrostender Stahl; Elastomer = Neoprene (Chlorbutadien-Kautschuk)  
 Meßweg <0,8 mm (bei 4,7 t)



**RTN/...T/VEN (Elastomerlager für Wägezelle RTN... / 10 t ... 100 t)\***

Material: Stahl, galvanisch verzinkt; Elastomer = Neoprene (Chlorbutadien-Kautschuk)



- (1) = max. zul. Bewegungsspiel
- (2) = 4 Schrauben M5x12 DIN 912; Anzugsmoment: 4 N·m
- (3) = Entlüftungsbohrung
- (4) = Erdungsanschluss

Typ (E <sub>max</sub> Wägezelle)	Messweg	ØA	ØB	D	E	F	H	h	K	M	T	ØU	V	W ± 0,5	X
RTN/22T/VENR (10 t ... 22 t) rostfrei	0,5 (bei 22 t)	45	135	6	90	68	130	41	60	M10x25	25	12	4	170	190
RTN/22T/VEN (10 t ... 22 t)	0,5 (bei 22 t)	45	135	6	90	68	130	41	60	M10x25	25	12	4	170	190
RTN/33T/VEN (33 t)	0,8	58	175	6	120	90	168	56	80	M12x25	30	17	6	250	280
RTN/47T/VEN (47 t)	0,5	85	250	10	170	130	198	63	110	M16x30	40	21	8	310	350
RTN/68T/VEN (68 t)	0,7	85	250	10	170	130	220	63	110	M16x30	40	21	8	310	350
RTN/100T/VEN (100 t)	0,6	100	300	10	180	140	239	68	130	M16x30	40	21	8	360	400

\* Elastomerlager VEN für höhere Nennlasten auf Anfrage

Änderungen vorbehalten.  
 Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie im Sinne des §443 BGB dar und begründen keine Haftung.

**Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH**

Im Tiefen See 45 · 64293 Darmstadt · Germany  
 Tel. +49 6151 803-0 · Fax: +49 6151 803-9100  
 Email: [info@hbm.com](mailto:info@hbm.com) · [www.hbm.com](http://www.hbm.com)



measure and predict with confidence

B0991-6.0.de



## Formblatt Erklärung zur selbständigen Bearbeitung einer ausgeführten Diplomarbeit

Zur Erläuterung des Zwecks dieses Blattes:

§ 27 Abs. 5 der Prüfungs- und Studienordnung M/P vom 13. November 2001 lautet:

„Zusammen mit der Diplomarbeit ist eine schriftliche Erklärung abzugeben, dass die Arbeit - bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit - ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Dieses Blatt mit der folgenden Erklärung ist nach Fertigstellung der Arbeit durch jede/n Kandidat/en/in auszufüllen und jeweils mit **Originalunterschrift** (keine Ablichtungen !) **als letztes Blatt des als Prüfungsexemplar der Diplomarbeit gekennzeichneten Exemplars einzubinden**.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann - auch nachträglich - zur Ungültigkeit der Diplomprüfung führen.

### Erklärung

Hiermit versichere ich,

Name: Böhm Vorname: Michael

daß ich die vorliegende Diplomarbeit – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema

#### Entwicklung und Konstruktion eines Serienprüfstands für Rotorblätter von Windenergieanlagen

ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Diplomarbeit ist erfolgt durch

---

---

Ort

Datum

Unterschrift im Original