

Untersuchung der Rotorfestigkeit von permanenterregten Synchronmaschinen mit vergrabenen Magneten

vorgelegt von

Alexander Schugardt

Matr.-Nr.: 20228982

Studiengang:

Master Maschinenbau

Modul:

Wissenschaftliche Projektarbeit

Semester:

Sommersemester 2023

Betreuer:

Prof. Dr.-Ing. Martin Kraska

Tag der Einreichung:

23. Oktober 2023

Abstrakt

Diese Projektarbeit behandelt die mechanische Simulation der Rotoren von permanenterregten Synchronmaschinen für den Festigkeitsnachweis. Hierzu wird die Finite-Elemente-Methode mit dem Programm CalculiX verwendet. Als Beispiel wird der Elektromotor des Toyota Prius II im Detail betrachtet. Hierbei werden die unterschiedlichen Lasten modelliert, dazu zählen neben der Zentrifugalkraft auch der Innendruck durch eine Presspassung sowie die elektromagnetischen Kräfte. Für die Modellierung von Kräften auf der Rotoroberfläche wird eine Methodik zur Umsetzung in CalculiX entwickelt und anhand eines Beispielmotors demonstriert. Der angestrebte Festigkeitsnachweis kann im Rahmen dieser Arbeit erbracht werden. Weiterhin wird gezeigt, dass der Einfluss der elektromagnetischen Kräfte im Arbeitspunkt mit der höchsten Drehzahl sehr gering ausfällt. Insgesamt bietet diese Arbeit die Grundlagen für mechanische Modellierungen von Rotoren unter Berücksichtigung aller Kräfte. Dies kann direkt auf andere Elektromotoren angewendet werden.

Selbständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Alle Ausführungen, die anderen veröffentlichten oder nicht veröffentlichten Schriften wörtlich oder sinngemäß entnommen wurden, habe ich kenntlich gemacht.

Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Fassung noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegen.

Ort, Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Stand der Technik | 2 |
| 3 | Aufbringung von Oberflächenkräften | 3 |
| 3.1 | Bestimmung der Knotenkräfte | 3 |
| 3.2 | Analyse eines Beispielmotors | 6 |
| 4 | Simulation des Rotors vom Toyota Prius II | 11 |
| 4.1 | Aufbau des Simulationsmodells | 14 |
| 4.2 | Zentrifugalkraft und Kontakt | 16 |
| 4.3 | Innendruck durch Presspassung | 18 |
| 4.4 | Oberflächenkräfte | 20 |
| 4.5 | Kraft auf die Permanentmagnete | 23 |
| 4.6 | Festigkeitsnachweis | 25 |
| 5 | Zusammenfassung und Ausblick | 28 |
| | Literaturverzeichnis | 29 |

Abkürzungsverzeichnis

CPE Plane Strain Element

CPS Plane Stress Element

ESZ Ebener Spannungszustand

EVZ Ebener Verzerrungszustand

FEM Finite-Elemente-Methode

NdFeB Neodym-Eisen-Bor

PMSM Permanenterregte Synchronmaschine

SiFe Silizium-Eisen

Formelzeichenverzeichnis

| Formelzeichen | Bezeichnung | Einheit |
|---------------|-------------------------|----------------|
| a | Beschleunigung | m/s^2 |
| A | Fläche | m^2 |
| b | Breite | m |
| B | magnetische Flussdichte | T |
| d | Durchmesser | m |
| E | Elastizitätsmodul | Pa |
| F | Kraft | N |
| f | Flächenlast | N/m^2 |
| h | Höhe | m |
| l | Länge | m |
| m | Masse | kg |
| M | Drehmoment | Nm |
| n | Drehzahl | U/s |
| p | Druck | Pa |
| r | Radius | m |
| R_e | Streckgrenze | Pa |
| R_m | Zugfestigkeit | Pa |
| S | Kontaktsteifigkeit | N/m^3 |
| t | Tiefe | m |
| u | Verschiebung | m |
| V | Volumen | m^3 |
| Δ | Übermaß | m |
| ε | Dehnung | 1 |
| μ | Permeabilität | Vs/Am |
| ρ | Dichte | kg |
| σ | Spannung | Pa |
| ν | Querkontraktionszahl | 1 |
| ω | Kreisdrehzahl | rad/s |

1 Einleitung

Permanenterregte Synchronmaschinen werden aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte oft als Traktionsmotoren in Elektro- oder Hybridfahrzeugen eingesetzt. Durch die Verwendung von vergrabenen Magneten wird die Leistungsfähigkeit weiter erhöht. Aufgrund der häufigen Auslegung mit sehr schmalen Stegen und der zusätzlichen Kontaktbelastung durch die Permanentmagnete, muss die Festigkeit des Rotors genau untersucht werden. Hierbei wirken diverse Kräfte auf den Rotor, die es zu berücksichtigen gilt. Im Rahmen dieser Arbeit soll der Elektromotor des Toyota Prius II als Beispiel untersucht werden. Als Simulationsprogramm wird die freie Software CalculiX angewendet, die auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) basiert.

In Kapitel 2 wird zunächst der Stand der Technik vorgestellt. Es folgt in Kapitel 3 die Herleitung und Umsetzung einer Kraftvorgabe auf der Rotoroberfläche zur Modellierung von elektromagnetischen Kräften. In Kapitel 4 werden alle wirkenden Lasten auf den Rotor des Toyota Prius II untersucht und ein Festigkeitsnachweis erbracht. Zuletzt wird in Kapitel 5 die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

2 Stand der Technik

Aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte ist die Anwendung von permanentenerregten Synchronmaschinen als Traktionsmotoren in Elektrofahrzeugen sehr verbreitet. Die Rotortopologie spielt dabei eine entscheidende Rolle für das zu erreichende Drehmoment, die Drehmomentschwingungen und den Wirkungsgrad. Kommerziell realisierte Rotoren weisen selbst im gleichen Anwendungsgebiet ein großes Spektrum an Varianten auf. In Abbildung 2.1 sind beispielhaft drei Rotoren aus Elektrofahrzeugen dargestellt. Verwendet werden sogenannte vergrabene Magnete, die in das Rotorblech geschoben werden. Diese ermöglichen ein höheres Drehmoment als Varianten mit Oberflächenmagneten, die z.B. auf die Rotoroberfläche geklebt werden. Weiterhin sind diverse Lufttaschen an den Magneten erkennbar. Diese dienen zur Reduzierung des magnetischen Streuflusses, wodurch ein größeres Drehmoment erzeugt werden kann. Die Auslegung basiert dabei im Allgemeinen auf elektromagnetischen Feldsimulationen. [15]

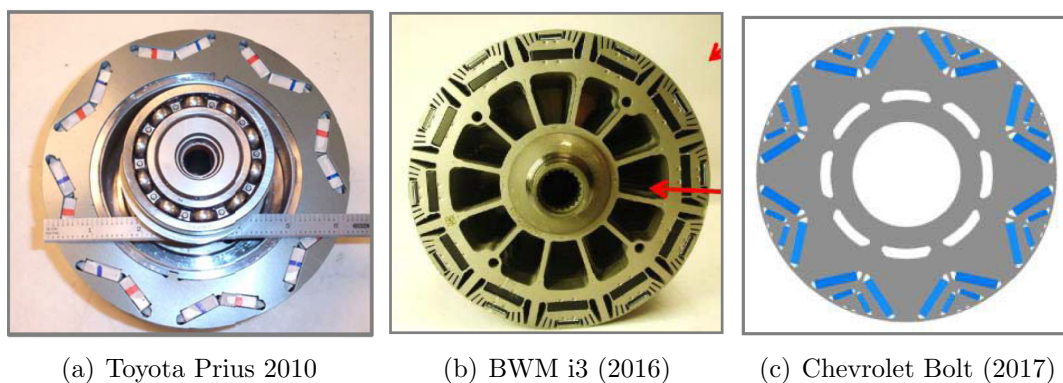


Abbildung 2.1: Vergleich von Rotoren aus Elektrofahrzeugen mit PMSM verschiedener Hersteller [15]

Moderne Motoren werden mit immer höheren Drehzahlen betrieben, um die Leistungsdichte weiter steigern zu können. Dadurch spielt die mechanische Festigkeit für die Rotorauslegung eine immer größere Rolle. Zur Untersuchung dessen werden Simulationsmethoden basierend auf der Finite-Elemente-Methode angewendet. Dies ermöglicht die Betrachtung diverser Topologien ohne jedes Mal einen neuen Prototypen fertigen zu müssen. In den meisten Veröffentlichungen wird dabei nur die Belastung durch die Zentrifugalkraft untersucht. [1]

3 Aufbringung von Oberflächenkräften

Zur Berücksichtigung der elektromagnetisch wirkenden Kräfte muss die Vorgabe von Oberflächenkräften für das FEM-Modell ermöglicht werden. Da CalculiX dies nicht direkt unterstützt, muss eine Verteilung dieser Kräfte auf die Knoten der Elemente an der Rotoroberfläche umgesetzt werden. Zunächst wird die Kraftaufteilung hergeleitet, um im Anschluss die Ergebnisse anhand eines Beispielmodells zu validieren.

3.1 Bestimmung der Knotenkräfte

Zur Aufbringung dieser Kräfte müssen die einzelnen Oberflächenelemente des Gitternetzes genauer betrachtet werden. Abbildung 3.1 stellt ein Dreieck-Element 2. Ordnung dar, das in z-Richtung (Modelltiefe) ausgedehnt ist. Auf die Oberseite des Elements wirkt eine homogene Flächenlast \vec{f}_A , die die elektromagnetischen Kräfte in normale und tangentielle Richtung darstellt. Diese Last soll modelliert werden, indem Kräfte an den drei Knoten auf der Oberfläche vorgegeben werden.

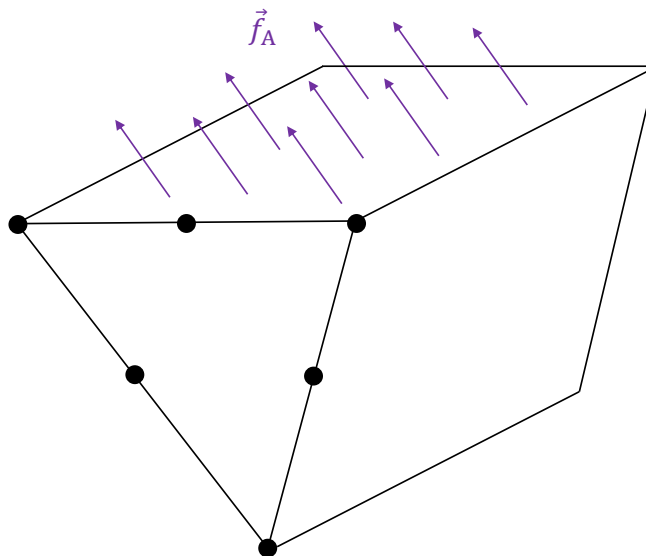


Abbildung 3.1: Wirkende Flächenlast auf ein in z-Richtung ausgedehntes Dreieck-Element 2. Ordnung

Für die Knoten a , b und c eines Elements auf der Rotoroberfläche wird eine Parametrisierung mit der Randkoordinate r durchgeführt. In Abbildung 3.2 ist dies visualisiert, weiterhin sind die noch zu bestimmenden Knotenkräfte eingezeichnet.

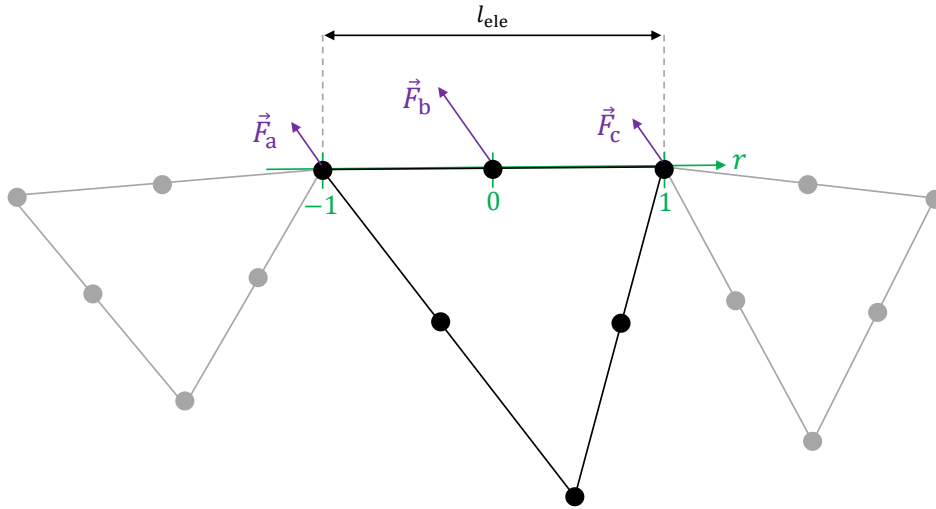


Abbildung 3.2: Element auf der Rotoroberfläche mit Knotenkräften und r-Achse zur Parametrisierung des Elementrandes

Eine beliebige skalare Größe α kann auf dem Elementrand durch einen quadratischen Ansatz $\alpha(r)$ interpoliert werden (siehe Gl. 3.1). Aufgrund der drei Knoten ergeben sich die drei Randbedingungen in Gleichung 3.2. [11]

$$\alpha(r) = A + B \cdot r + C \cdot r^2 \quad (3.1)$$

$$\alpha(r = -1) = \alpha_a \quad , \quad \alpha(r = 0) = \alpha_b \quad , \quad \alpha(r = 1) = \alpha_c \quad (3.2)$$

Durch Lösen des entstandenen Gleichungssystems kann die skalare Interpolationsfunktion gefunden werden:

$$\alpha(r) = \frac{r}{2}(r - 1) \cdot \alpha_a + (1 - r^2) \cdot \alpha_b + \frac{r}{2}(r + 1) \cdot \alpha_c \quad (3.3)$$

Für das vorliegende Problem muss diese auf eine vektorielle Größe mit zwei Einträgen, also die Kraft normal und tangential zur Oberfläche, abgebildet werden. Hierfür wird die Randinterpolationsmatrix eingeführt:

$$\mathbf{N}_r = \begin{pmatrix} \frac{r}{2}(r - 1) & 1 - r^2 & \frac{r}{2}(r + 1) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{r}{2}(r - 1) & 1 - r^2 & \frac{r}{2}(r + 1) \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Die Randlast-Verteilungsmatrix \mathbf{D} kann daraus nach [10] unter Einbezug der Elementlänge l_{ele} und der Modelltiefe t bestimmt werden:

$$\mathbf{D} = l_{\text{ele}} \cdot t \cdot \frac{1}{2} \cdot \int_{-1}^1 \mathbf{N}_r^T \cdot \mathbf{N}_r \, dr \quad (3.5)$$

Die anzusetzenden Knotenkräfte \vec{F}_{Knoten} können nun folgendermaßen aus der Randlast \vec{f}_r berechnet werden:

$$\vec{F}_{\text{Knoten}} = \mathbf{D} \cdot \vec{f}_r = \begin{pmatrix} F_{\text{an}} \\ F_{\text{bn}} \\ F_{\text{cn}} \\ F_{\text{at}} \\ F_{\text{bt}} \\ F_{\text{ct}} \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

Beispielhaft wird eine gleichverteilte Normal- und Tangentialkraft $f_n = f_t = 1 \text{ N/m}^2$ auf der Rotoroberfläche angenommen. Diese wirken auf alle Knoten gleichermaßen:

$$\vec{f}_r = \begin{pmatrix} f_n \\ f_n \\ f_n \\ f_t \\ f_t \\ f_t \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \text{ N/m}^2 \quad (3.7)$$

Die Elementlänge und Modelltiefe werden zu Demonstrationszwecken als Einheitswerte verwendet ($l_{\text{ele}} = t = 1 \text{ m}$). Entsprechend können die Randlast-Verteilungsmatrix und damit die Knotenkräfte bestimmt werden:

$$\vec{F}_{\text{Knoten}} = \mathbf{D} \cdot \vec{f}_r = \begin{pmatrix} 1/6 \\ 2/3 \\ 1/6 \\ 1/6 \\ 2/3 \\ 1/6 \end{pmatrix} \text{ N} \quad (3.8)$$

Aufgrund der verwendeten Normierung kann hieraus geschlossen werden, dass die Normal- und Tangentialkräfte jeweils mit $1/6$ ihres Betrags auf die Knoten a und c (Randknoten) bzw. mit $2/3$ auf den Knoten b (Mittelknoten) verteilt werden müssen [11]. Da an jedem Randknoten ein weiteres Dreieck-Element angrenzt (siehe Abb. 3.2), muss der Faktor der Kraft verdoppelt werden. Somit muss final $1/3$ des Betrags der Kraft für die Randknoten a und c vorgegeben werden.

Abbildung 3.3 stellt beispielhaft den Ausschnitt einer Hohlzscheibe mit Verwendung von zyklischer Symmetrie dar. Dabei sind die Element-Mittelknoten in blau und die Element-Randknoten in rot gekennzeichnet. Aufgrund der verwendeten Symmetriebedingung darf auf einer der beiden Symmetrielinien keine Kraftvorgabe getätigt werden (hier ganz links dargestellt). Alternativ können die beiden Knoten auf den Symmetrierändern mit der Hälfte der Knotenkraft belastet werden, also jeweils $1/6$ der Last.

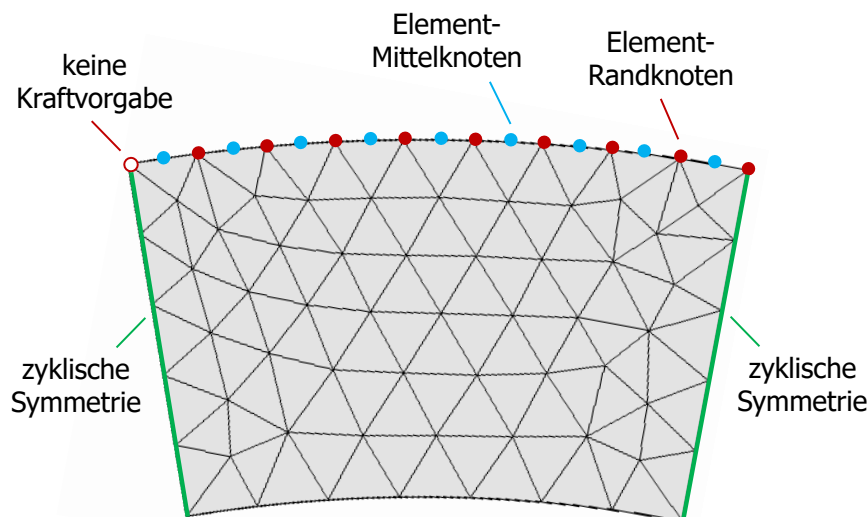


Abbildung 3.3: Oberflächenknoten bei Verwendung von zyklischer Symmetrie (rot = Element-Randknoten, blau = Element-Mittelknoten)

3.2 Analyse eines Beispielmodells

Zur Verifizierung der Vorgabe von Oberflächenkräften wird das parametrisierte Beispielmodell in Abbildung 3.4 herangezogen. Es handelt sich um den Ausschnitt einer Hohlzscheibe mit einer mittigen Bohrung. Der innere Radius wird in radialer und Umfangsrichtung festgehalten ($u_r = u_\varphi = 0$). Außerdem werden zyklische Symmetriebedingungen an den Schnittträgern vorgegeben. Auf der Oberfläche am äußeren

Radius soll eine gleichverteilte Kraft modelliert werden. Zur Demonstration werden die Parameter aus Tabelle 3.1 verwendet.

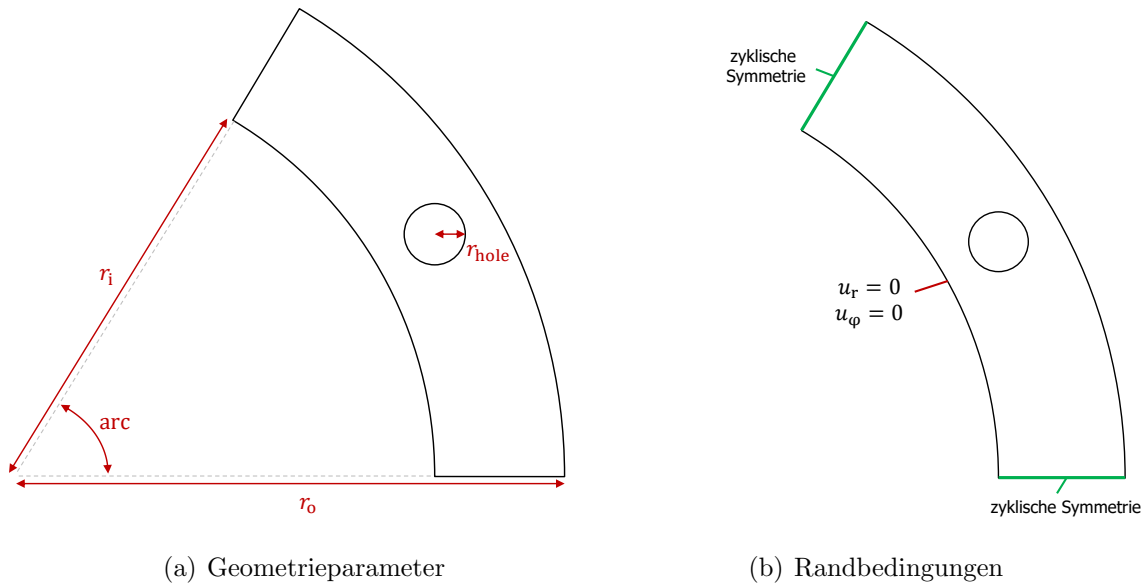


Abbildung 3.4: Geometrieparameter (links) und Randbedingungen (rechts) der Beispielgeometrie

| Parameter | Formelzeichen | Wert |
|----------------------|---------------|------------|
| äußerer Radius | r_o | 50 mm |
| innerer Radius | r_i | 40 mm |
| Bohrungsradius | r_{hole} | 1 mm |
| Ausschnittswinkel | arc | 45° |
| Elastizitätsmodul | E | 200 GPa |
| Querkontraktionszahl | ν | 0,26 |

Tabelle 3.1: Parameter des Beispielmodells

Das Modell ist im Programm Gmsh parametrisiert, dort wird das Gitternetz erzeugt und anschließend erfolgt die Übergabe an CGX. Für ein zweidimensionales Flächenmodell können in CalculiX Dreieck- oder Viereck-Elemente verwendet werden, welche in Abbildung 3.5 dargestellt sind. CPX3 und CPX4 sind Elemente 1. Ordnung, CPX6 und CPX8 sind dagegen 2. Ordnung. Sofern der ebene Spannungszustand (ESZ) verwendet wird, muss für das X ein S eingesetzt werden. Dies führt dazu, dass es keine Spannung aus der Ebene heraus (in z -Richtung) gibt: $\sigma_z = 0$. Im Falle des ebenen Verzerrungszustand (EVZ) wird das X stattdessen durch ein

E ersetzt. Dann gibt es keine Dehnung in z-Richtung: $\varepsilon_z = 0$. Für das vorliegende Modell werden Dreieck-Elemente 2. Ordnung für den ebenen Verzerrungszustand (CPE6) verwendet.

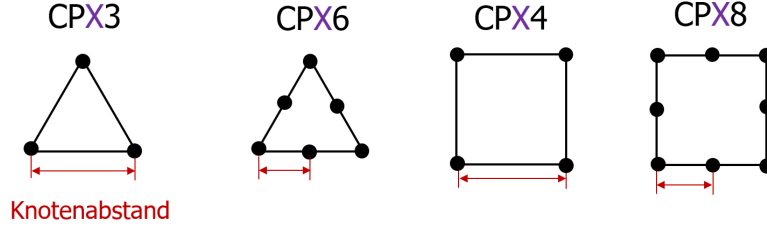


Abbildung 3.5: 2D-Elementtypen in CalculiX mit eingezeichneten Knotenabständen [20]

Zur Validierung mit einer normalen Kraftvorgabe f_n wird das Modell zunächst ohne Bohrung betrachtet, um einen Vergleich mit der analytischen Lösung darstellen zu können. Ausgehend von Achsensymmetrie muss in Polarkoordinaten nach [7] das folgende Randwertproblem gelöst werden:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \cdot u_r = 0 \\ u_r(r = r_i) = 0 \\ \sigma_r(r = r_o) = f_n \end{cases} \quad (3.9)$$

Die allgemeine Lösung der Euler-Differentialgleichung sowie die Zusammenhänge zwischen Verschiebung und Spannung werden für den EVZ in Polarkoordinaten herangezogen [7]:

$$u_r = C_1 \cdot r + C_2 \cdot \frac{1}{r} \quad (3.10)$$

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} \quad \text{und} \quad \varepsilon_\varphi = \frac{u_r}{r} \quad (3.11)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2 \cdot \nu)} \cdot ((1 - \nu) \cdot \varepsilon_r + \nu \cdot \varepsilon_\varphi) \quad (3.12)$$

Durch Einsetzen der Randbedingungen können die beiden Konstanten C_1 und C_2

bestimmt werden:

$$C_1 = \frac{(1 + \nu) \cdot (1 - 2 \cdot \nu)}{1 + (1 - 2 \cdot \nu) \cdot \frac{r_i^2}{r_o^2}} \cdot f_n \quad (3.13)$$

$$C_2 = -C_1 \cdot r_i^2 \quad (3.14)$$

Nun wird beispielhaft $f_n = 1 \text{ kN/m}^2$ als normale Spannung an der Rotoroberfläche vorgegeben. Für die simulative Auswertung wird die Aufteilung der Kraft auf die Knoten aus Kapitel 3.1 verwendet: $2/3$ der Last auf die Mittelknoten und $1/3$ auf die Randknoten. In Abbildung 3.6 ist die radiale Spannung über den Radius aufgetragen. Die qualitativen Verläufe stimmen exakt überein, quantitativ ist eine Abweichung um $0,33\%$ festzustellen. Der Fehler ist auf die Diskretisierung zurückzuführen, weswegen für das simulative Ergebnis nicht exakt $\sigma_r(r = r_a) = f_n$ gilt. Aufgrund der geringen Abweichung kann die vorgestellte Modellierung der Oberflächenkräfte als validiert angenommen werden.

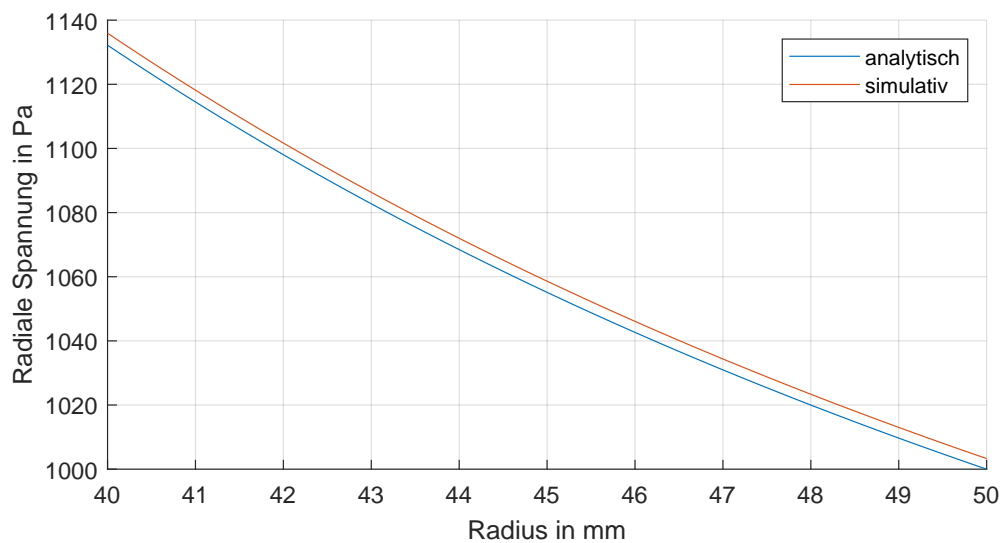


Abbildung 3.6: Verlauf der radialen Spannung über den Radius

Im nächsten Schritt wird das Beispielmodell inklusive Bohrung betrachtet. Es wird zunächst eine reine Normalkraft $f_n = 1 \text{ kN/m}^2$ auf der Rotoroberfläche vorgegeben und anschließend eine zusätzliche Tangentialkraft $f_t = 0,2 \text{ kN/m}^2$ überlagert. Bei reiner Normalkraftvorgabe ergeben sich die von Mises-Vergleichsspannungen in Abbildung 3.7 links. Sofern eine Überlagerung der Normal- und Tangentialkräfte verwendet wird, folgt die Abbildung rechts. Die Kerbwirkung der Bohrung führt

dazu, dass es zu Spannungsüberhöhungen an den beiden Seiten kommt.

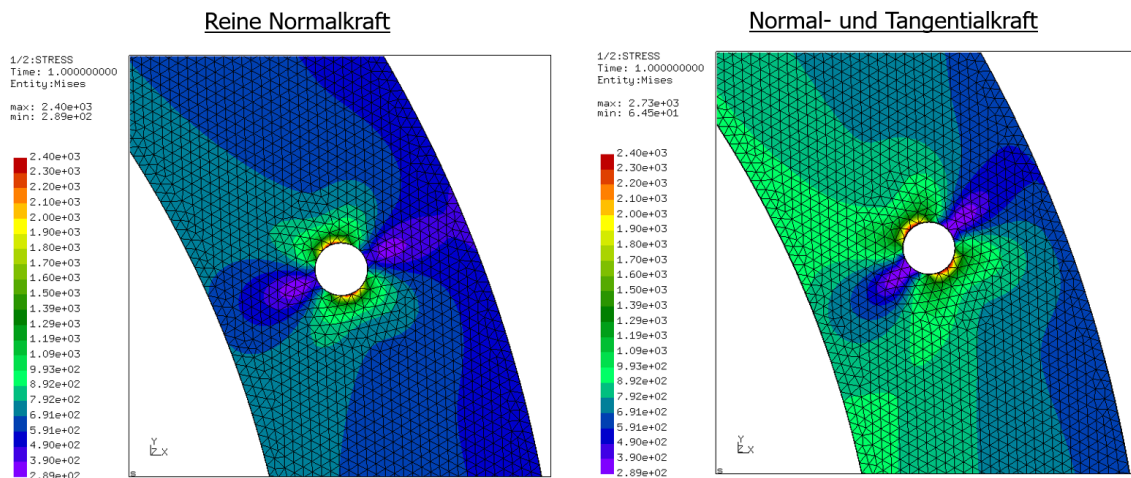


Abbildung 3.7: Spannungsverteilung bei Belastung mit einer reinen Normalkraft (links) und einer Überlagerung von Normal- und Tangentialkräften (rechts)

Abbildung 3.8 zeigt den 45°-Ausschnitt des Modells (links) und die Erweiterung über die zyklische Symmetrie auf ein volles Modell (rechts). Anhand der eingetragenen farblichen Spannungsverteilung können gleichmäßige Übergänge zwischen den 45°-Ausschnitten erkannt werden.

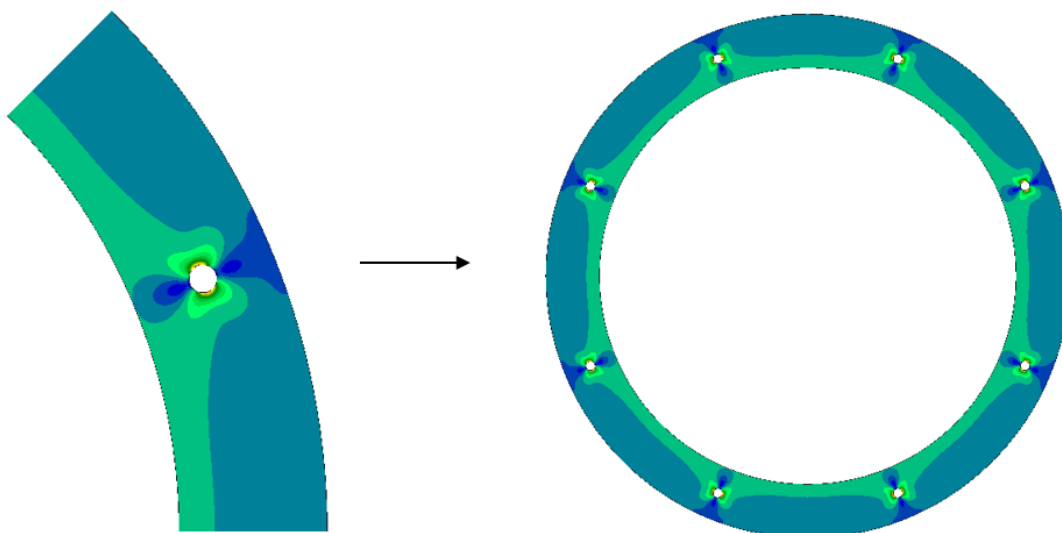


Abbildung 3.8: Erweiterung des 45°-Modells über zyklische Symmetriebedingungen

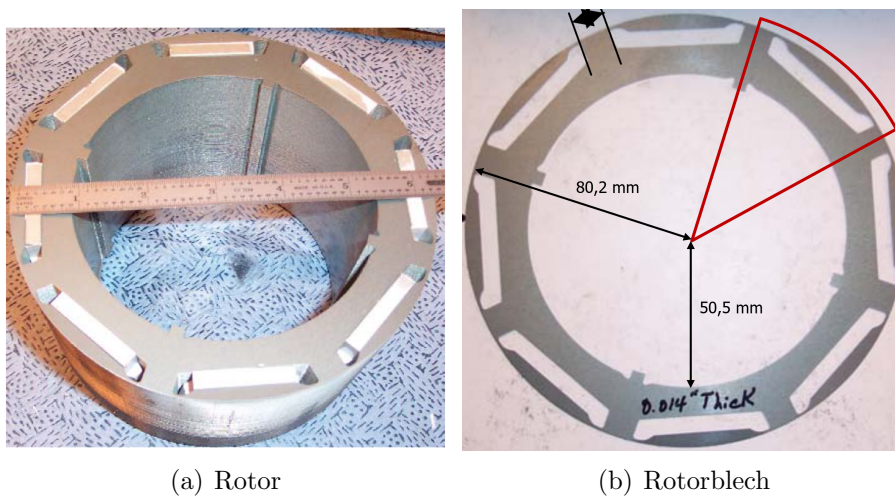
4 Simulation des Rotors vom Toyota Prius II

Als Untersuchungsbeispiel wird das Hybridfahrzeug Toyota Prius II verwendet (siehe Abb. 4.1). Es ist die zweite Generation des Pkw-Modells, das von 2003 bis 2009 produziert wurde [19].



Abbildung 4.1: Toyota Prius II [19]

Der elektrische Traktionsmotor des Hybridfahrzeugs ist eine permanenterregete Synchronmaschine (PMSM). Der magnetisch aktive Teil des Rotors besteht aus axial gestapelten Elektroblechen und massiven Permanentmagneten. Die Magnete sind quaderförmig und liegen axial in dem Rotorblechpaket ohne feste Verbindung. Links und rechts an jedem Magneten befinden sich durchlaufende Lufttaschen. Eingelegtes Füllmaterial verhindert die Bewegung der Magnete in die Lufttaschen hinein. Abbildung 4.2 stellt den beschriebenen Teil des Rotors (links) und ein einzelnes Rotorblech mit Maßen (rechts) dar.



(a) Rotor

(b) Rotorblech

Abbildung 4.2: Rotor des Toyota Prius II [5]

Der dünne Bereich zwischen Lufttaschen und äußerem Rotorradius wird als Steg bezeichnet. Die Auslegung der Stegbreite ergibt einen Zielkonflikt: Aus elektromagnetischer Sicht sollten die Stege so dünn wie möglich sein, um den magnetischen Streufluss zu minimieren und somit ein großes Drehmoment erzeugen zu können. Aus mechanischer Sicht sind die Stege hoch belastet, weswegen sie ausreichend dick ausgeführt werden müssen, um die notwendige Festigkeit zu gewährleisten.

Aus [6] können relevante Daten zu den wichtigsten Arbeitspunkten entnommen werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Toyota Prius II eine ähnliche Kennlinie zum Nachfolgemodell, dem Toyota Prius 2004 hat. Es ergeben sich die Kennlinien für das Drehmoment und die mechanische Leistung in Abbildung 4.3.

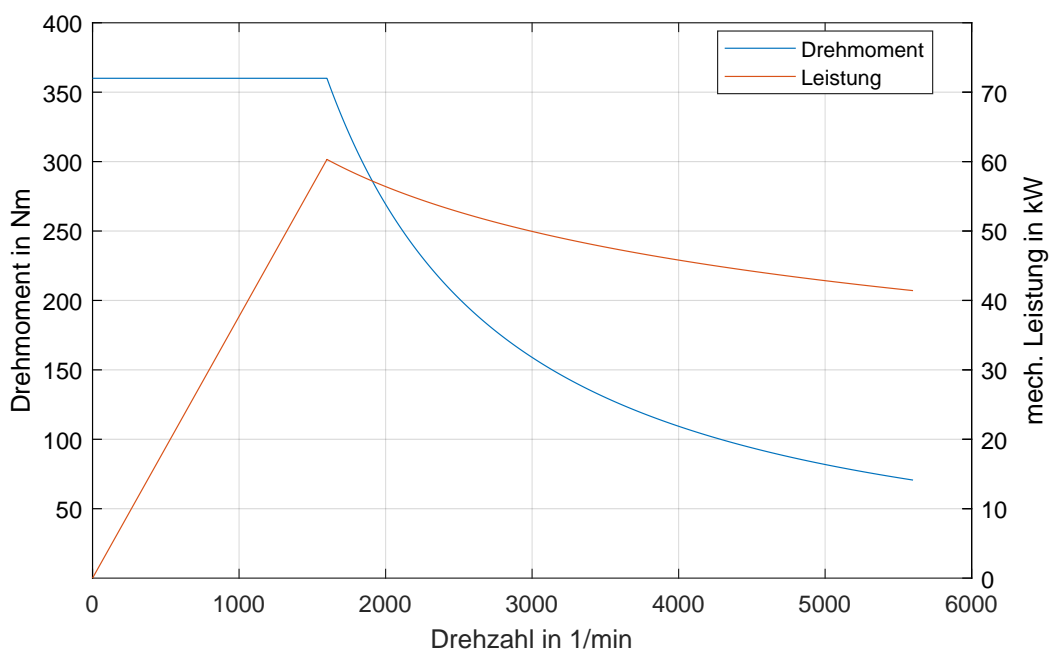


Abbildung 4.3: Drehmoment und mechanische Leistung über die Drehzahl (ausgehend von [6])

Die Festigkeit muss für die maximal auftretenden Belastungen während des Betriebs ausgewertet werden. In Tabelle 4.1 sind dafür die relevanten Arbeitspunkte aufgelistet. Im Betriebspunkt mit der maximalen Leistung treten die größten elektromagnetischen Kräfte auf. Dagegen tritt bei maximaler Drehzahl die größte Zentrifugalkraft auf.

| Arbeitspunkt | Drehzahl | Drehmoment |
|-------------------|------------|------------|
| maximale Leistung | 1600 U/min | 360 Nm |
| maximale Drehzahl | 5600 U/min | 72 Nm |

Tabelle 4.1: Arbeitspunkte mit den maximalen Belastungen [6]

4.1 Aufbau des Simulationsmodells

Zur Modellierung des Rotors ist aus Symmetriegründen die Betrachtung eines Achtels ausreichend. Die vier quaderförmigen Ausläufer des Blechpaketes am inneren Rotorradius werden nicht berücksichtigt, da sie einen vernachlässigbaren Einfluss auf die mechanischen Spannungen haben. Es ergibt sich die Geometrie in Abbildung 4.4 mit den eingetragenen Geometrieparametern. Die genauen Abmessungen können Tabelle 4.2 entnommen werden.

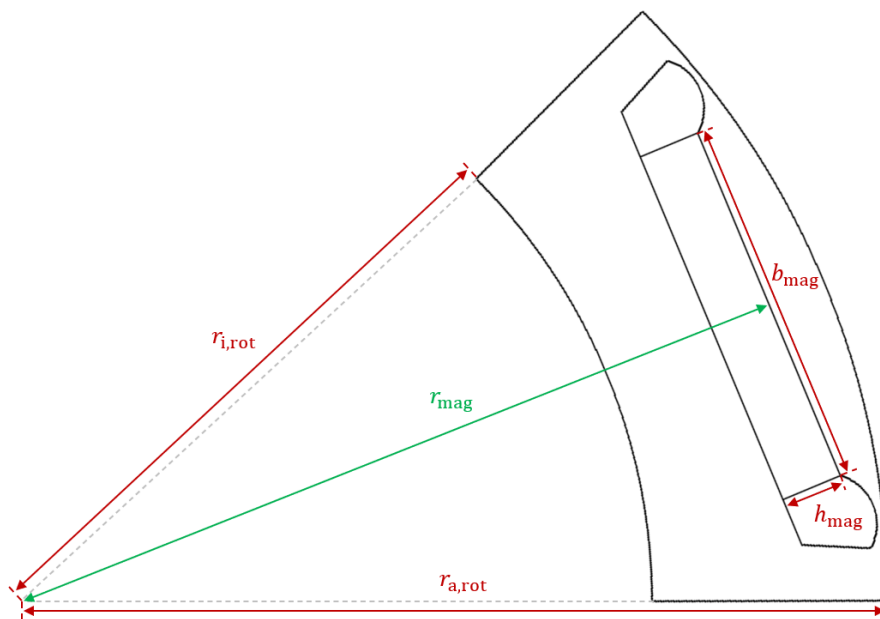


Abbildung 4.4: Achtel-Modell des Rotors mit Geometrieparametern

| Parameter | Formelzeichen | Wert |
|-------------------------|---------------|---------|
| äußerer Rotorradius | $r_{a,rot}$ | 80,2 mm |
| innerer Rotorradius | $r_{i,rot}$ | 57,5 mm |
| Magnetbreite | b_{mag} | 35,7 mm |
| Magnethöhe | h_{mag} | 6 mm |
| oberer Magnetradius | r_{mag} | 74,5 mm |
| Blechpaketlänge (Tiefe) | l_{Bl} | 88,9 mm |

Tabelle 4.2: Abmessungen des Rotors [5]

Weiterhin werden die mechanischen Materialdaten benötigt, die in Tabelle 4.3 aufgelistet sind. Das verwendete Elektroblech ist eine Silizium-Eisenlegierung vom Typ

M-19 (M270-35A) mit einer Blechdicke von 0,35 mm. Die Permanentmagnete bestehen aus gesintertem Neodym-Eisen-Bor [5].

| | Elektroblech | Permanentmagnete |
|------------------------------|-------------------------|------------------------|
| Material | Silizium-Eisenlegierung | Neodym-Eisen-Bor |
| Elastizitätsmodul E | 200 GPa | 120 GPa |
| Querkontraktionszahl ν | 0,29 | 0,23 |
| Dichte ρ | 7650 kg/m ³ | 7400 kg/m ³ |
| 0,2 %-Dehngrenze $R_{0,2\%}$ | 355 MPa | - |
| Streckgrenze R_e | 365 MPa | - |
| Zugfestigkeit R_m | 500 MPa | 80 MPa |

Tabelle 4.3: Verwendete Materialdaten für das Rotormodell [18, 21]

Die Modellierung der Rotorgeometrie und die Materialzuweisung wird nach Tabelle 4.3 und Abbildung 4.5 (links) durchgeführt. Dazu wird ein parametrisiertes 2D-Modell in dem Programm Gmsh aufgebaut. Die verwendeten Randbedingungen sind Abbildung 4.5 rechts dargestellt. Der innere Rotorradius wird in tangentialer Richtung festgehalten ($u_\varphi = 0$). An den Rändern des Achtel-Modells werden zyklische Symmetriebedingungen angewendet. Zwischen dem Permanentmagneten und den angrenzenden Flächen des Rotorblechs wird die Penalty Surface-to-Surface Kontaktformulierung mit einem Reibungskoeffizienten von 0,3 verwendet.

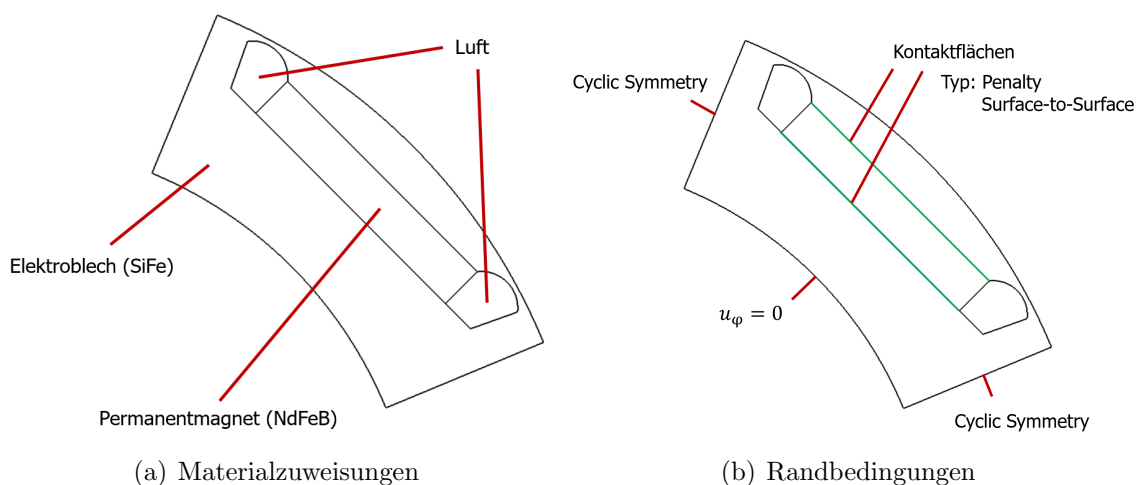


Abbildung 4.5: Materialzuweisungen und Randbedingungen für das Rotormodell

4.2 Zentrifugalkraft und Kontakt

Aufgrund der rotatorischen Bewegung mit der Kreisfrequenz ω entsteht eine Zentrifugalkraft $F_Z = m \cdot r \cdot \omega^2$, die radial auf das gesamte Volumen des Rotorblechpakets und der Magneten wirkt (siehe Abb. 4.6).

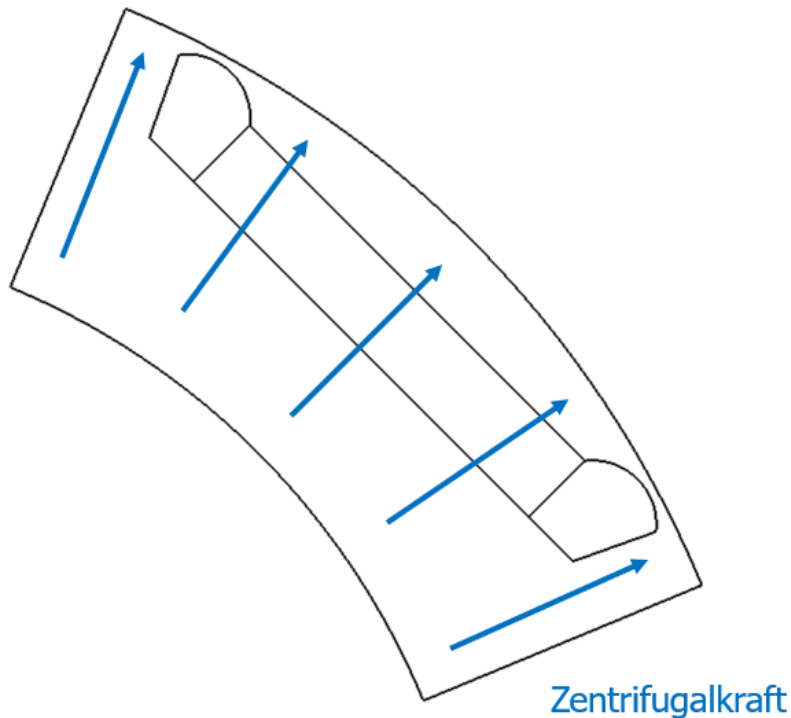


Abbildung 4.6: Auf das Volumen wirkende Zentrifugalkraft

Durch diese Kraft wird die Oberkante des Magneten gegen das Rotorblech gedrückt und es entsteht ein Kontaktdruck. Aufgrund des verwendeten Penalty-Kontakts spielt die Wahl der Kontaktsteifigkeit S_{Kontakt} eine sehr große Rolle für die Genauigkeit der Ergebnisse sowie für das Konvergenzverhalten. Zu kleine Werte führen zu einem zu weichen Kontakt, der Magnet kann in das Blech eindringen. Zu große Werte können wiederum dazu führen, dass der nichtlineare Löser nicht konvergiert. In Abbildung 4.7 ist die Magnetverschiebung für zwei verschiedene Kontaktsteifigkeiten dargestellt.

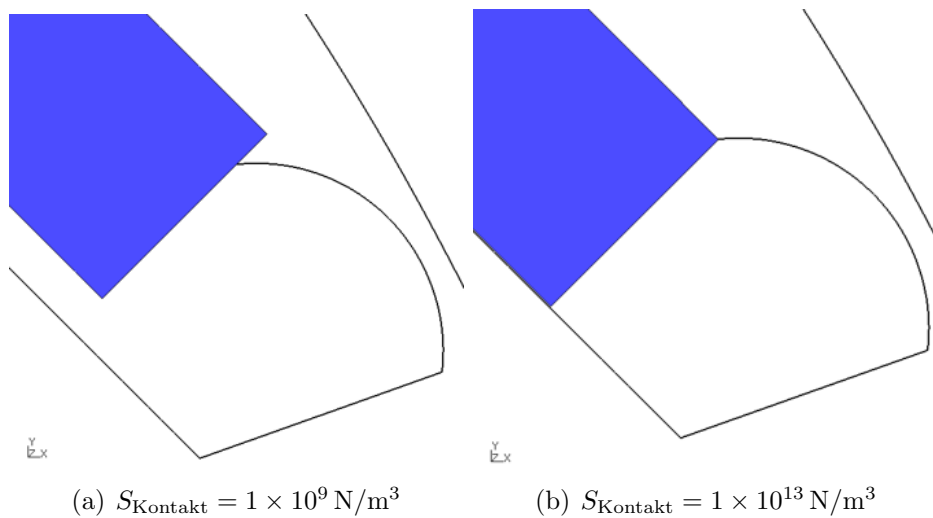


Abbildung 4.7: Vergleich der Magnetverschiebung für verschiedene Kontaktsteifigkeiten

Zur genaueren Analyse werden Simulationen mit reiner Zentrifugalkraft durchgeführt und dabei die Kontaktsteifigkeit nach jedem Schritt erhöht. Die jeweils maximalen Mises-Vergleichsspannungen sind in Abbildung 4.8 dargestellt. Mit größeren Kontaktsteifigkeiten wird die maximale Spannung kleiner und es lässt sich eine Konvergenz des Verlaufs feststellen. Für alle folgenden Simulationen wird deshalb eine Kontaktsteifigkeit von $S_{\text{Kontakt}} = 1 \times 10^{14} \text{ N/m}^3$ verwendet.

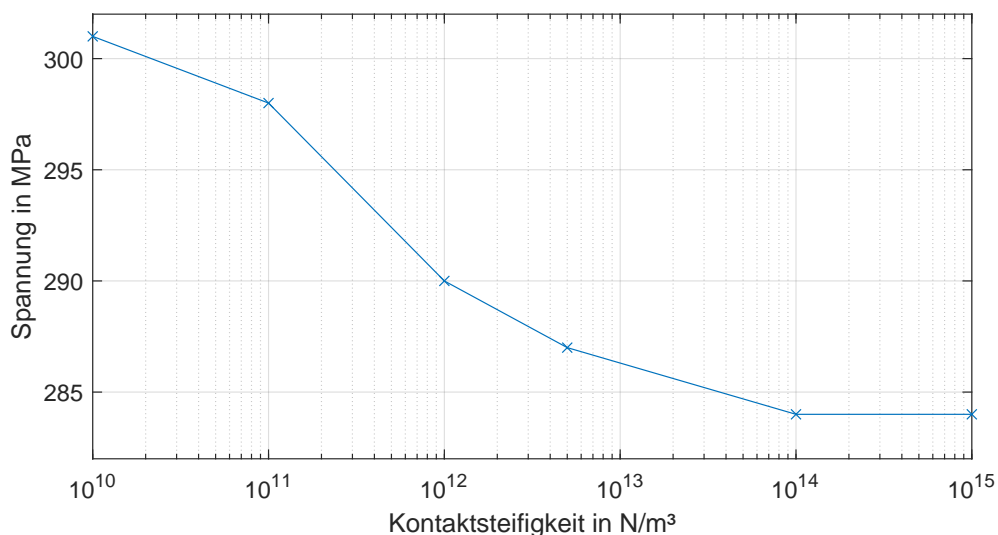


Abbildung 4.8: Maximale Mises-Vergleichsspannung in Abhängigkeit von der Kontaktsteifigkeit bei reiner Zentrifugalkraft

Die Verteilung der Vergleichsspannungen sowie die Darstellung der Verformung sind in Abbildung 4.9 zu sehen. Weiterhin ist die Geometrie mit einer 100-fachen Verformung oben rechts ergänzt.

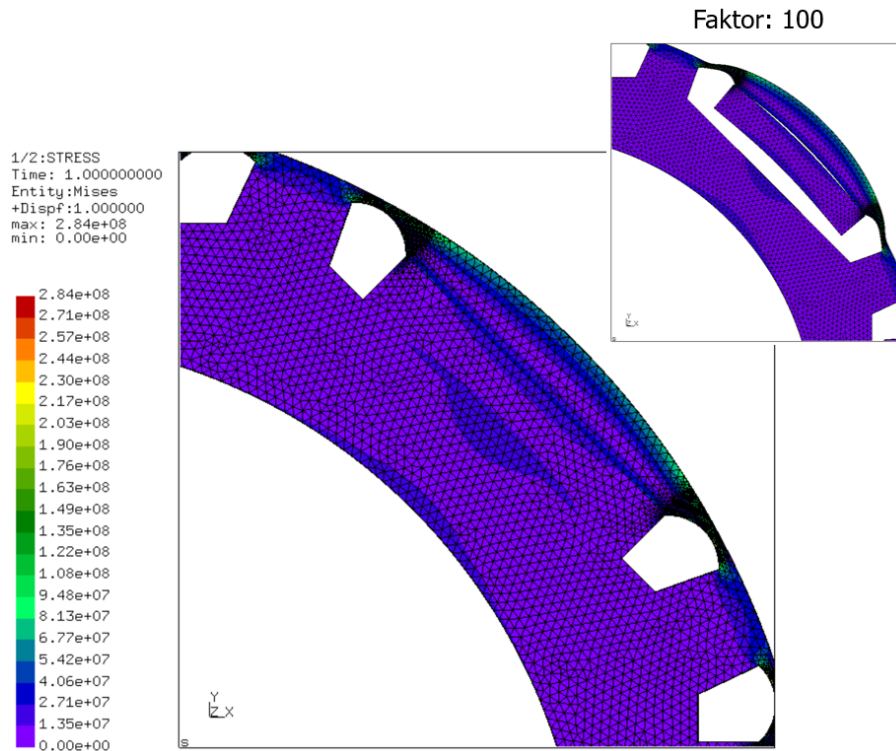


Abbildung 4.9: Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Zentrifugalkraft

4.3 Innendruck durch Presspassung

Unter Einbezug der Geometrie- und Materialdaten aus Kapitel 4.1 werden der Außendurchmesser der Welle $d_w = 2 \cdot r_{i, \text{Rot}} = 115 \text{ mm}$ und des Rotors $d_{zo} = 2 \cdot r_{a, \text{Rot}} = 160,4 \text{ mm}$ verwendet. Es wird eine Vollwelle mit einem Innendurchmesser von $d_{ww} = 0 \text{ mm}$ angenommen. Aus [4] wird ein typisches Übermaß für Synchronrotoren von $\Delta = 35 \mu\text{m}$ herangezogen. Nach [12] und [3] kann aus Abbildung 4.10 der folgende Innendruck p_s für den Rotor bestimmt werden:

$$p_s = E \cdot \Delta \cdot \frac{(d_w^2 - d_{ww}^2) \cdot (d_{zo}^2 - d_w^2)}{2 \cdot d_w^3 \cdot (d_{zo}^2 - d_{ww}^2)} = \frac{E \cdot \Delta}{4 \cdot r_{i, \text{Rot}}} \cdot \left(1 - \frac{r_{i, \text{Rot}}^2}{r_{a, \text{Rot}}^2}\right) = 15 \text{ MPa} \quad (4.1)$$

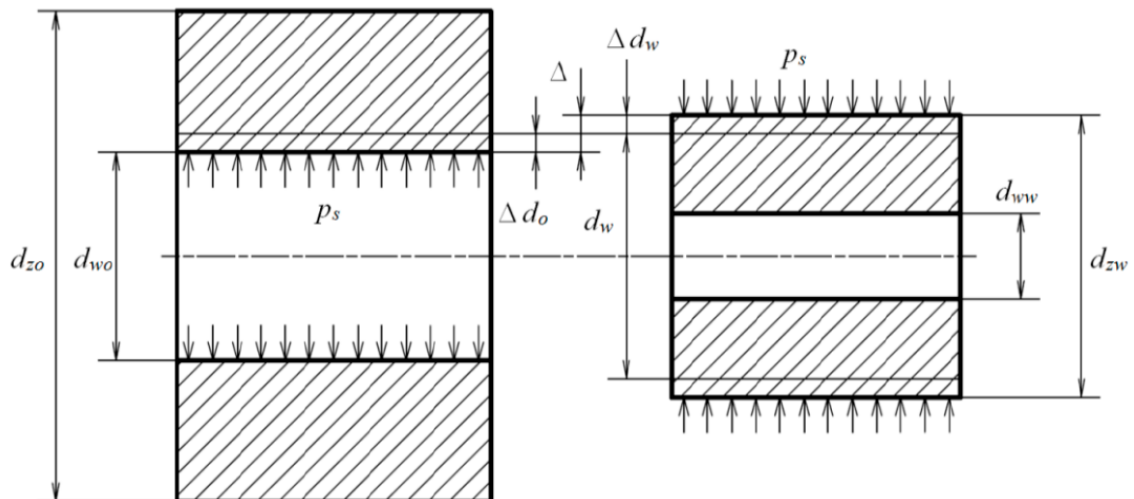


Abbildung 4.10: Abmessungen zur Berechnung des Innendrucks durch die Presspassung [12]

Innerhalb des FEM-Modells wird nun ausschließlich der berechnete Druck am inneren Radius vorgegeben. Es ergeben sich die Vergleichsspannungen und Verformungen in Abbildung 4.11.

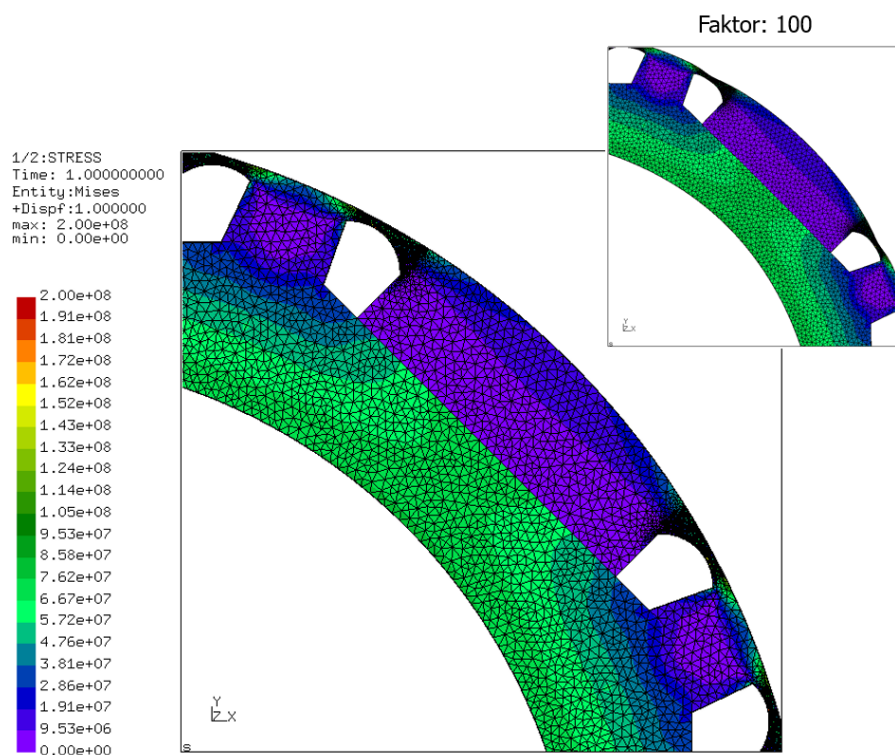


Abbildung 4.11: Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einem reinen Innendruck

4.4 Oberflächenkräfte

Elektromagnetisch wirken eine Normal- und Tangentialkraft auf die Oberfläche des Rotors (siehe Abb. 4.12). Diese können aus magnetostatischen FEM-Simulationen mit Hilfe des Maxwell'schen Spannungstensors berechnet werden. Dazu werden die normale und tangentielle Komponenten der magnetischen Flussdichte B im Luftspalt zwischen Stator und Rotor herangezogen.

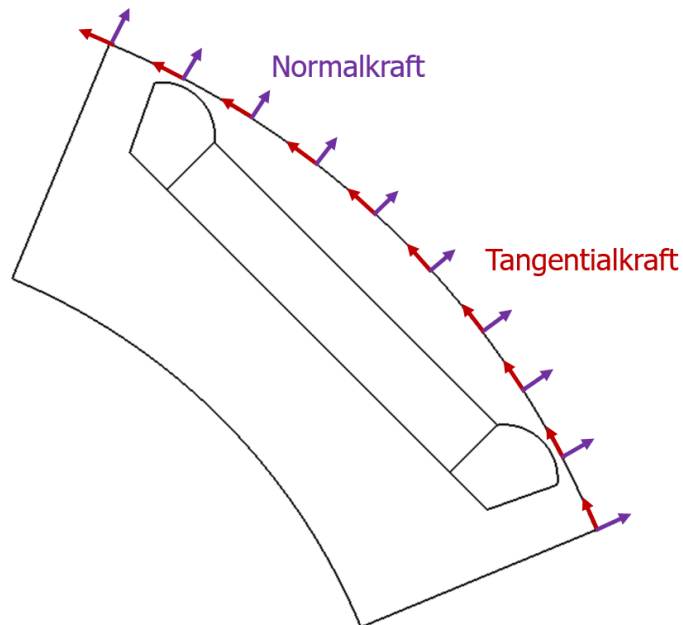


Abbildung 4.12: Elektromagnetische Kräfte auf der Rotoroberfläche

Die relative Permeabilität von Luft beträgt $\mu_r \approx 1$, weswegen $\mu = \mu_r \cdot \mu_0 = 1,257 \times 10^{-6} \text{ As/Vm}$ gilt [17]. Nach [8] kann somit der Maxwell'sche-Spannungstensor aufgestellt werden:

$$\mathbf{T}_{\text{EM}} = \begin{pmatrix} \sigma_n & \tau_{nt} \\ \tau_{nt} & \sigma_t \end{pmatrix} = \frac{1}{\mu} \cdot \begin{pmatrix} B_n^2 - \frac{1}{2} \cdot B^2 & B_n \cdot B_t \\ B_n \cdot B_t & B_t^2 - \frac{1}{2} \cdot B^2 \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

Die Berechnung erfolgt zunächst für den Betriebspunkt mit maximaler Leistung, da hier die größten elektromagnetischen Kräfte auftreten. Sofern die Luftspaltflussdichte bekannt ist, kann die flächenbezogene Normalkraft direkt aus dem Spannungstensor ermittelt werden. Dies folgt aus einer magnetostatischen FEM Rechnung, welche

hier als gegeben angenommen wird:

$$f_n = \sigma_n = 470 \text{ kN/m}^2 \quad (4.3)$$

Die flächenbezogene tangentielle Kraft kann auf die gleiche Weise oder folgendermaßen aus dem maximal wirkenden Drehmoment bestimmt werden:

$$F_t = \frac{M_{\max}}{r_{a,\text{Rot}}} \rightarrow f_t = \frac{F_t}{l_{\text{Bl}} \cdot 2\pi \cdot r_{a,\text{Rot}}} = \frac{M_{\max}}{l_{\text{Bl}} \cdot 2\pi \cdot r_{a,\text{Rot}}^2} = 100 \text{ kN/m}^2 \quad (4.4)$$

Für die Kraftvorgabe auf der Oberfläche werden die Erkenntnisse aus Kapitel 3.1 angewendet. Außerdem werden die Kräfte über den Rotorumfang gleichverteilt vorgegeben. Bei Belastung mit einer reinen Tangentialkraft an der Rotoroberfläche ist die Verteilung der Mises-Vergleichsspannung zusammen mit der Verformung in Abbildung 4.13 dargestellt. Das Ergebnis bei Belastung mit einer reinen Normalkraft kann Abbildung 4.14 entnommen werden. Es ergeben sich zu erwartende qualitative Verformungen.

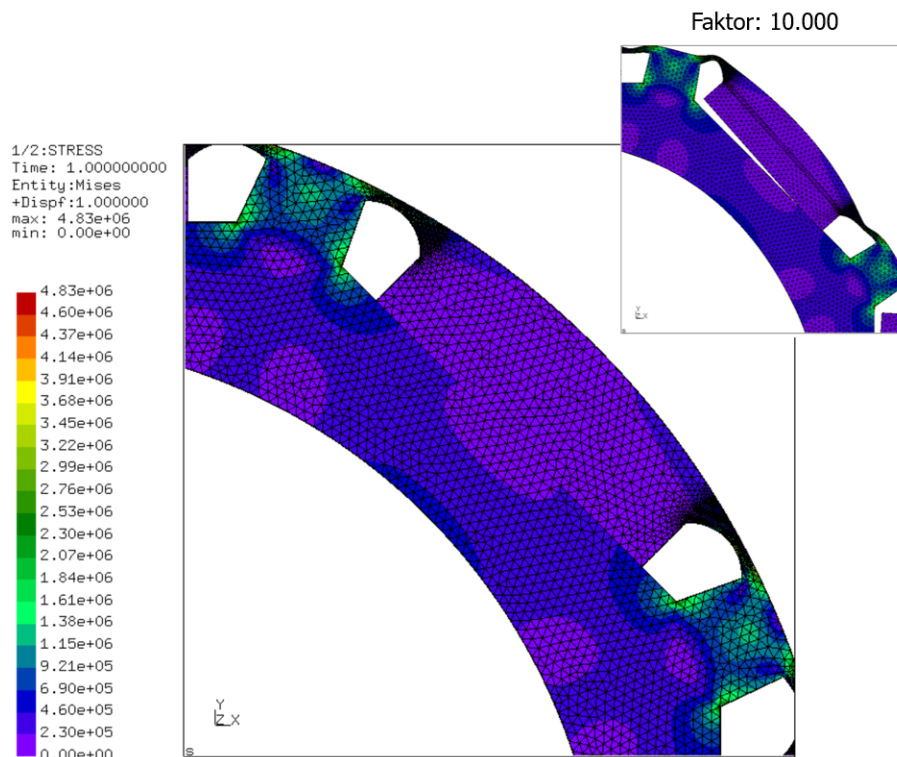


Abbildung 4.13: Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Tangentialkraft auf der Rotoroberfläche

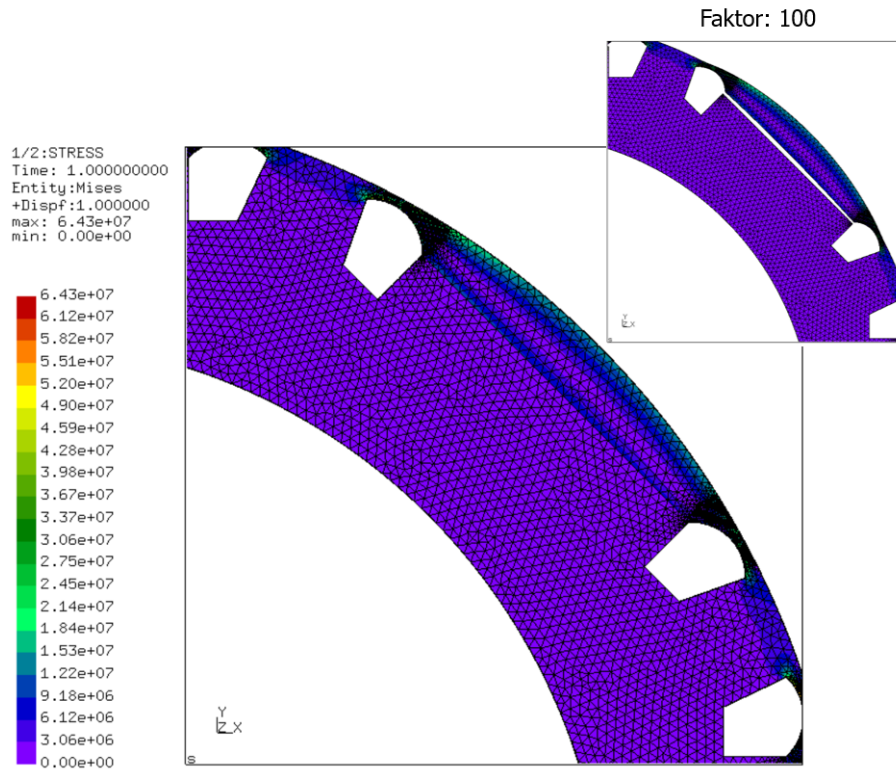


Abbildung 4.14: Vergleichspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Normalkraft auf der Rotoroberfläche

In Tabelle 4.4 sind die wirkenden elektromagnetischen Oberflächenkräfte für die beiden betrachteten Arbeitspunkte aufgelistet. Im Betriebspunkt mit maximaler Drehzahl treten viel kleinere Kräfte auf.

| Arbeitspunkt | Normalkraft (kN/m ²) | Tangentialkraft (kN/m ²) |
|-------------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| maximale Leistung | 470 | 100 |
| maximale Drehzahl | 54 | 20,6 |

Tabelle 4.4: Oberflächenkräfte der beiden Arbeitspunkte

4.5 Kraft auf die Permanentmagnete

Durch das magnetische Feld wirkt eine Kraft auf die Permanentmagnete selbst. Die Höhe und Richtung dieser Kraft kann mit Hilfe einer magnetostatischen FEM-Simulation bestimmt werden. Die Richtung hängt dabei von der Form des umgebenden weichmagnetischen Materials ab. Für den betrachteten Rotor ergibt sich eine Kraft F_y in negative y-Richtung (siehe Abb. 4.15).

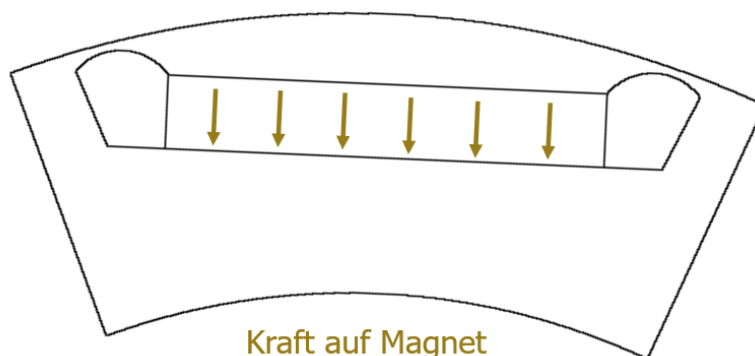


Abbildung 4.15: Wirkende Kraft auf einen Permanentmagneten

Aus dem gegebenen Betrag der Kraft kann die Spannung bestimmt werden:

$$F_y = 101 \text{ N} \quad \rightarrow \quad \sigma_y = \frac{F_y}{b_{\text{mag}} \cdot l_{\text{Bl}}} = 32 \text{ kPa} \quad (4.5)$$

Die Kraftvorgabe in CalculiX kann z.B. über die Gewichtskraft F_g erfolgen, dafür muss die äquivalente Beschleunigung des Magneten a folgendermaßen berechnet werden:

$$F_g = m_{\text{mag}} \cdot a \stackrel{!}{=} F_y \quad \leftrightarrow \quad a = \frac{F_y}{m_{\text{mag}}} = \frac{F_y}{\rho_{\text{mag}} \cdot b_{\text{mag}} \cdot h_{\text{mag}} \cdot l_{\text{Bl}}} = 716,75 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (4.6)$$

Aus der Vorgabe dieser Kraft folgt die Verteilung der Mises-Vergleichsspannung mit dargestellter Verformung in Abbildung 4.16. Aufgrund der vergleichsweise kleinen maximalen Spannung kann geschlossen werden, dass der Einfluss dieser Kraft gering ausfallen wird. Weiterhin wirkt sie entgegen der Zentrifugalkraft.

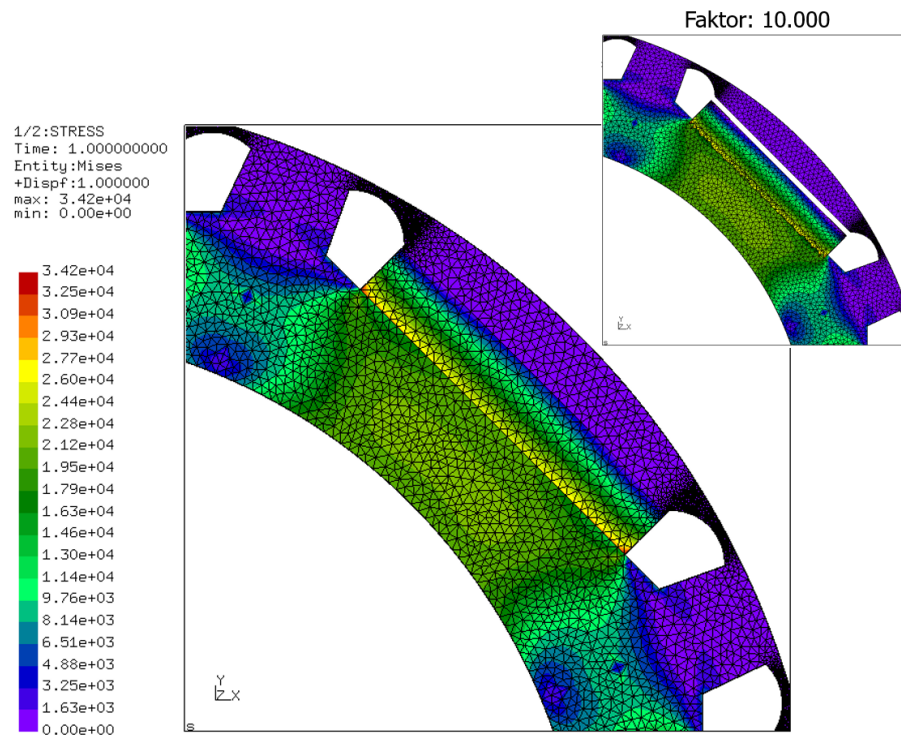


Abbildung 4.16: Vergleichspannungen und Verformung bei Simulation mit einer Kraft auf den Permanentmagneten

4.6 Festigkeitsnachweis

Für den Festigkeitsnachweis muss die Netzkonvergenz des Modells untersucht werden. Hierzu wird zunächst der Arbeitspunkt mit der maximalen Drehzahl betrachtet. Die allgemeine Elementgröße des Modells wird zunächst von 1 mm bis auf 0,4 mm reduziert, da dann keine Änderung der maximalen Vergleichsspannung mehr festzustellen ist. Im Anschluss wird im Bereich der Stege die Elementgröße variiert, da hier die größten Spannungen auftreten. Abbildung 4.17 stellt die maximale von Mises-Vergleichsspannung für kleiner werdende Elementgrößen im Bereich der Stege dar. Es ist eine Konvergenz zu 348 MPa erkennbar. Aus diesem Grund wird mit 0,1 mm Elementen in den Stegen weitergearbeitet.

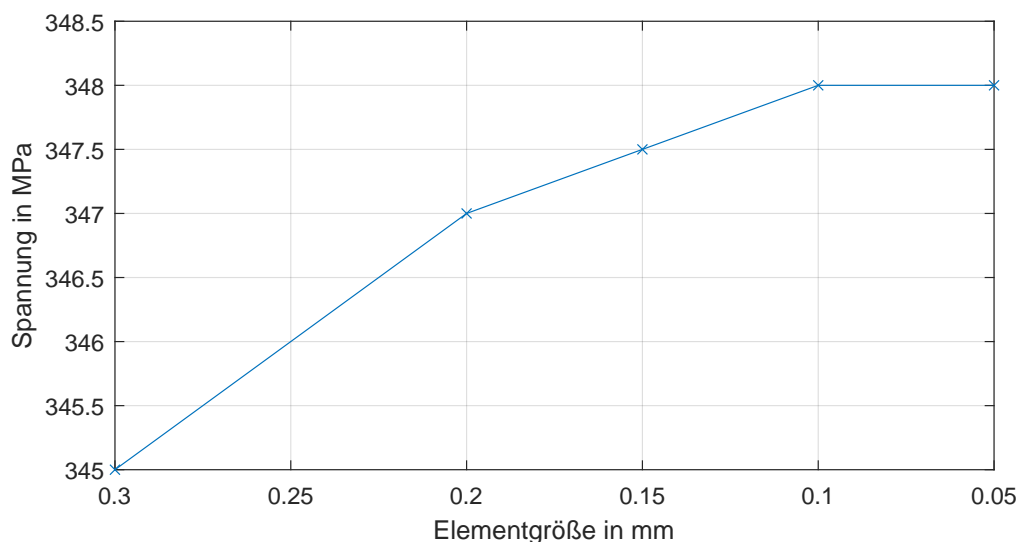


Abbildung 4.17: Maximale Vergleichsspannung über die Elementgröße in den Stegen

In Abbildung 4.18 ist die Verteilung der Vergleichsspannungen inklusive Verformung für die maximale Drehzahl sowie das verwendete Gitternetz dargestellt. Genauso wird der zweite Arbeitspunkt aus Tabelle 4.1 analysiert. Die maximalen Vergleichsspannungen und Verschiebungen sind in den Abbildungen 4.19 und 4.20 sowie in Tabelle 4.5 gegenübergestellt. In keinem Bereich wird die 0,2%-Dehngrenze von 355 MPa überschritten. Damit handelt es sich um eine rein elastische Beanspruchung. Innerhalb des Magneten ist die größte auftretende Vergleichsspannung < 40 MPa und somit niedriger als die Zugfestigkeit von $R_m = 80$ MPa. Insgesamt kann so der Festigkeitsnachweis erbracht werden. Weiterhin kann festgehalten werden, dass der Betriebspunkt mit maximaler Drehzahl am kritischsten ist.

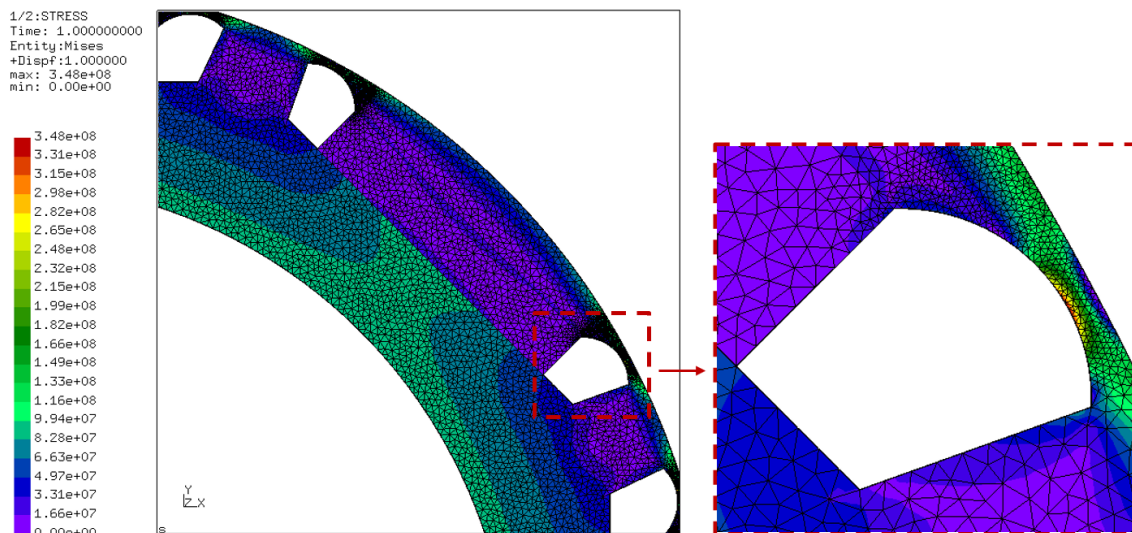


Abbildung 4.18: Mises-Vergleichsspannung für den Betriebspunkt mit maximaler Drehzahl und Darstellung des Gitternetzes

| Arbeitspunkt | max. Spannung | max. Verschiebung |
|-------------------|---------------|--------------------|
| maximale Leistung | 212 MPa | 22,2 μm |
| maximale Drehzahl | 348 MPa | 45,1 μm |

Tabelle 4.5: Maximale Vergleichsspannungen und Verschiebungen in den beiden kritischen Arbeitspunkten

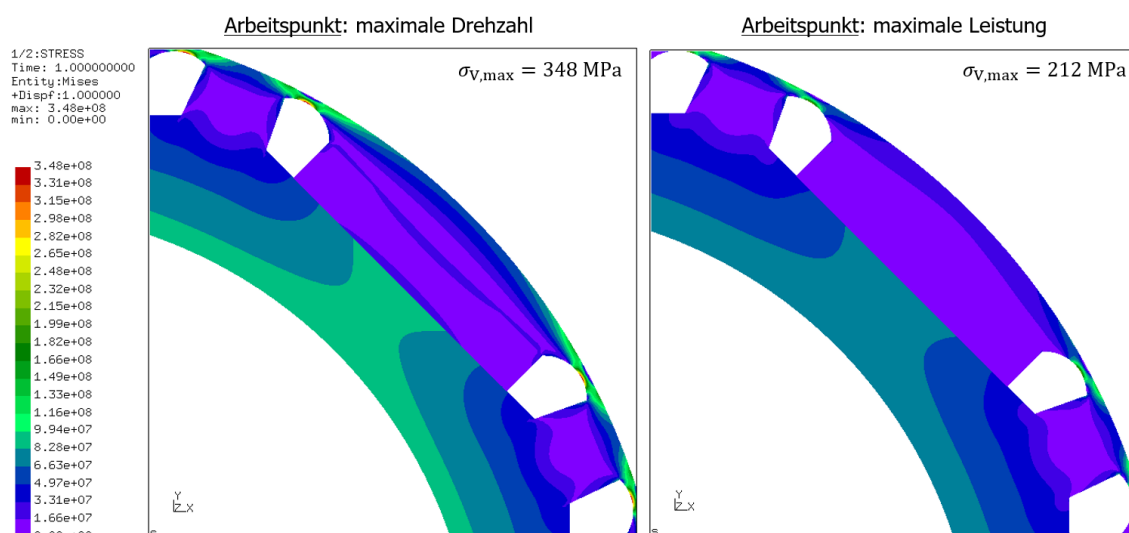


Abbildung 4.19: Vergleichsspannungen für den Arbeitspunkt mit maximaler Drehzahl (links) und maximaler Leistung (rechts)

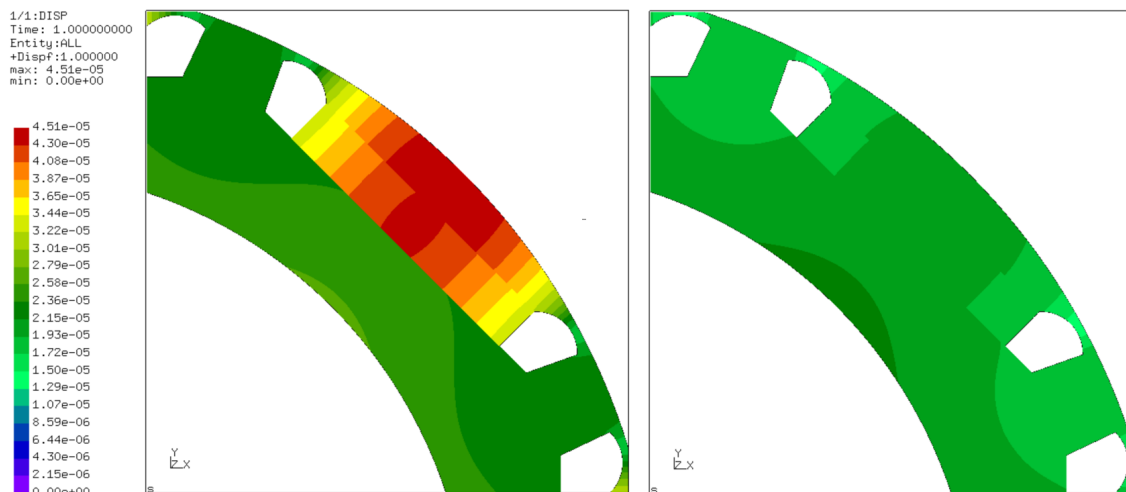


Abbildung 4.20: Verschiebungen für den Arbeitspunkt mit maximaler Drehzahl (links) und maximaler Leistung (rechts)

Für den Betriebspunkt mit maximaler Drehzahl sind in Tabelle 4.6 die maximalen Vergleichsspannungen unter Berücksichtigung verschiedener Kräfte aufgelistet. Zusätzlich sind die Abweichungen in Bezug zur Betrachtung aller wirkenden Kräfte angegeben. Die Vernachlässigung des Innendrucks führt zu einer großen Abweichung von 14,3% bzw. 55 MPa. Dies hätte große Auswirkungen auf den Festigkeitsnachweis. Dagegen sind bei Vernachlässigung der elektromagnetischen Kräfte nur geringfügige Unterschiede für diesen Arbeitspunkt festzustellen. Diese sind aber dann relevant, wenn die Rotorgeometrie fast bis an die Festigkeitsgrenze ausgenutzt werden soll. Das ist im vorliegenden Beispiel der Fall.

| | max. Spannung | Abweichung |
|-------------------------|---------------|------------|
| alle Kräfte | 348 MPa | -/- |
| ohne elektromag. Kräfte | 341 MPa | -1,8% |
| ohne Innendruck | 293 MPa | -14,3% |

Tabelle 4.6: Maximale Spannungen bei Berücksichtigung bestimmter Kräfte

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit konnte die Vorgabe von Oberflächenkräften erfolgreich in CalculiX umgesetzt und validiert werden. Dazu wurde eine Hohl­scheibe als Beispielmodell herangezogen. Weiterhin wurde ein Simulationsmodell des Rotors vom Elektromotor aus dem Toyota Prius II aufgebaut. Alle wirkenden Lasten konnten berücksichtigt werden, einschließlich der elektromagnetischen Kräfte. Zuletzt konnte der Festigkeitsnachweis für alle kritischen Betriebspunkte erbracht werden. Dabei wurde gezeigt, dass der Arbeitspunkt mit maximaler Drehzahl zu viel größeren mechanischen Belastungen als der Arbeitspunkt mit maximalen elektromagnetischen Kräften führt. Weiterhin zeigt der Vergleich, dass bei Betrieb mit maximaler Drehzahl die Wirkung der elektromagnetischen Kräfte sehr klein im Vergleich zu den restlichen Kräften ist. Der Innendruck durch die Presspassung muss dabei aber zwingend berücksichtigt werden. Je nach Übermaß der Presspassung und elektromagnetischer Auslegung können diese Erkenntnisse gegebenenfalls nicht direkt auf andere Rotor­topologien übertragen werden. Folglich sollten die Einflüsse der verschiedenen Kräfte während der Auslegung eines neuen Rotors untersucht werden.

Die in dieser Arbeit gewonnen Erkenntnisse können zur mechanischen Berechnung vorhandener Elektromotoren oder zur Auslegung neue Topologien angewendet werden. Als Erweiterung ist die Kopplung mit elektromagnetischen Simulationen denkbar, um die Einflüsse automatisiert berücksichtigen zu können. Aufgrund des Trends zu immer größeren Drehzahlen im Bereich der Traktionsantriebe ist eine sehr genaue Berechnung der mechanischen Belastungen von immer größerer Bedeutung.

Literaturverzeichnis

- [1] Chai, F. / Li, Y. / Liang, P. / Pei, Y. (2016): *Calculation of the Maximum Mechanical Stress on the Rotor of Interior Permanent-Magnet Synchronous Motors* in IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 63, no. 6, pp. 3420-3432, doi:10.1109/TIE.2016.2524410.
- [2] Dhondt, G. (2022): *CalculiX CrunchiX USER'S MANUAL*. Version 2.20.
- [3] DIN e.V. (Hrsg.) (DIN 7190-2:2017-02, 2017): *DIN 7190-2:2017-02, Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*, Beuth-Verlag, Berlin, doi:10.31030/2414563.
- [4] Gerlach, M.E. / Zajonc, M. / Ponick, B. (2021): *Mechanical stress and deformation in the rotors of a high-speed PMSM and IM*. Elektrotech. Inftech. 138, 96–109, doi:10.1007/s00502-021-00866-5.
- [5] Hsu, J. S. (2004): *Report on Toyota/Prius Motor Design and Manufacturing Assessment*. United States: N. p. Web., doi:10.2172/885676.
- [6] Hsu, J. S. / Ayers, C. W. / Coomer, C. L. / et. al. (2004): *Report on Toyota/Prius Motor Torque Capability, Torque Property, No-load Back EMF and mechanical losses*. Oak Ridge National Laboratory, doi:10.2172/921782.
- [7] Kelly, P. (2023): *Solid Mechanics Part II: Engineering Solid Mechanics*. University of Auckland. URL: https://pke1015.connect.amazon.auckland.ac.nz/SolidMechanicsBooks/Part_II/index.html (zuletzt abgerufen am 13.10.2023).
- [8] Kim, Y. S. (2019): *Electromagnetic Force Calculation Method in Finite Element Analysis for Programmers*. Universal Journal of Electrical and Electronic Engineering, 6(2B):62-67, doi:10.13189/ujeee.2019.061406.
- [9] Klein, B. (2007): *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 7. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, doi:10.1007/978-3-658-06054-1.

- [10] Kraska, M. (2023): *Finite Elemente Methode - Grundlagen und Anwendungen*. Vorlesungsskript, Technische Hochschule Brandenburg.
- [11] Lyu, Y. (2022): *Finite Element Method: Element Solutions*. Springer Nature, Singapur, doi:10.1007/978-981-19-3363-9.
- [12] Madej, J. / Śliwka, M. (2021): *Analysis of Interference-Fit Joints*. Applied Sciences, 11: 11428., doi:10.3390/app112311428.
- [13] Meeker, D. C. (2019): *Finite Element Method Magnetics*. Version 4.2 (28Feb2018 Build), URL: <https://www.femm.info> (zuletzt abgerufen: 17.07.2023).
- [14] Polycarpou, A. (2006): *Introduction to the finite element method in electromagnetics*. Synthesis Lectures on Computational Electromagnetics, Vol. 2, doi:10.1007/978-3-031-01689-9.
- [15] Ramesh, P. / Lenin, N. C. (2019): *High Power Density Electrical Machines for Electric Vehicles—Comprehensive Review Based on Material Technology*, in IEEE Transactions on Magnetics, vol. 55, no. 11, pp. 1-21, Art no. 0900121, doi:10.1109/TMAG.2019.2929145.
- [16] B. Sarlioglu, B. / Morris, C. T. / Han, T. / Li, S., *Driving Toward Accessibility: A Review of Technological Improvements for Electric Machines, Power Electronics, and Batteries for Electric and Hybrid Vehicles* in IEEE Industry Applications Magazine, vol. 23, no. 1, pp. 14-25, Jan.-Feb. 2017, doi:10.1109/MIAS.2016.2600739.
- [17] E. Tiesinga / P.J. Mohr / D.B. Newell / B.N. Taylor (2021): *CODATA Recommended Values of the Fundamental Physical Constants: 2018*. In: Journal of Physical and Chemical Reference Data, Band 50, S. 033105, doi:10.1063/5.0064853.
- [18] voestalpine Steel Division (2018): *isovac 270-35 A*. Datenblatt. URL: https://www.voestalpine.com/division_stahl/content/download/33125/351203/file/DB_isovac_270-35A_E_280715.pdf (zuletzt abgerufen am 02.08.2023).

- [19] Wikipedia: *Toyota Prius*. URL: https://de.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius (zuletzt abgerufen am 10.07.23).
- [20] Wittig, K. (2020): *CalculiX USER'S MANUAL - CalculiX GraphiX*. Version 2.17.
- [21] Yi, L. / Yulong, P. / Peixin, L. / Feng, C. (2014): *Analysis of the rotor mechanical strength of interior permanent magnet synchronous in-wheel motor with high speed and large torque* 2014 IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), Beijing, China, pp. 1-5, doi:10.1109/ITEC-AP.2014.6941181.

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|--|----|
| 2.1 | Vergleich von Rotoren aus Elektrofahrzeugen mit PMSM verschiedener Hersteller [15] | 2 |
| 3.1 | Wirkende Flächenlast auf ein in z-Richtung ausgedehntes Dreieck-Element 2. Ordnung | 3 |
| 3.2 | Element auf der Rotoroberfläche mit Knotenkräften und r-Achse zur Parametrisierung des Elementrandes | 4 |
| 3.3 | Oberflächenknoten bei Verwendung von zyklischer Symmetrie (rot = Element-Randknoten, blau = Element-Mittelknoten) | 6 |
| 3.4 | Geometrieparameter (links) und Randbedingungen (rechts) der Beispielgeometrie | 7 |
| 3.5 | 2D-Elementtypen in CalculiX mit eingezeichneten Knotenabständen [20] | 8 |
| 3.6 | Verlauf der radialen Spannung über den Radius | 9 |
| 3.7 | Spannungsverteilung bei Belastung mit einer reinen Normalkraft (links) und einer Überlagerung von Normal- und Tangentialkräften (rechts) . | 10 |
| 3.8 | Erweiterung des 45°-Modells über zyklische Symmetriebedingungen . | 10 |
| 4.1 | Toyota Prius II [19] | 11 |
| 4.2 | Rotor des Toyota Prius II [5] | 11 |
| 4.3 | Drehmoment und mechanische Leistung über die Drehzahl (ausgehend von [6]) | 12 |
| 4.4 | Achtel-Modell des Rotors mit Geometrieparametern | 14 |
| 4.5 | Materialzuweisungen und Randbedingungen für das Rotormodell . . . | 15 |
| 4.6 | Auf das Volumen wirkende Zentrifugalkraft | 16 |
| 4.7 | Vergleich der Magnetverschiebung für verschiedene Kontaktsteifigkeiten | 17 |
| 4.8 | Maximale Mises-Vergleichsspannung in Abhängigkeit von der Kontaktsteifigkeit bei reiner Zentrifugalkraft | 17 |
| 4.9 | Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Zentrifugalkraft | 18 |
| 4.10 | Abmessungen zur Berechnung des Innendrucks durch die Presspassung [12] | 19 |
| 4.11 | Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einem reinen Innendruck | 19 |
| 4.12 | Elektromagnetische Kräfte auf der Rotoroberfläche | 20 |
| 4.13 | Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Tangentialkraft auf der Rotoroberfläche | 21 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.14 | Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer reinen Normalkraft auf der Rotoroberfläche | 22 |
| 4.15 | Wirkende Kraft auf einen Permanentmagneten | 23 |
| 4.16 | Vergleichsspannungen und Verformung bei Simulation mit einer Kraft auf den Permanentmagneten | 24 |
| 4.17 | Maximale Vergleichsspannung über die Elementgröße in den Stegen . | 25 |
| 4.18 | Mises-Vergleichsspannung für den Betriebspunkt mit maximaler Drehzahl und Darstellung des Gitternetzes | 26 |
| 4.19 | Vergleichsspannungen für den Arbeitspunkt mit maximaler Drehzahl (links) und maximaler Leistung (rechts) | 26 |
| 4.20 | Verschiebungen für den Arbeitspunkt mit maximaler Drehzahl (links) und maximaler Leistung (rechts) | 27 |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|-----|---|----|
| 3.1 | Parameter des Beispielmodells | 7 |
| 4.1 | Arbeitspunkte mit den maximalen Belastungen [6] | 13 |
| 4.2 | Abmessungen des Rotors [5] | 14 |
| 4.3 | Verwendete Materialdaten für das Rotormodell [18, 21] | 15 |
| 4.4 | Oberflächenkräfte der beiden Arbeitspunkte | 22 |
| 4.5 | Maximale Vergleichsspannungen und Verschiebungen in den beiden kritischen Arbeitspunkten | 26 |
| 4.6 | Maximale Spannungen bei Berücksichtigung bestimmter Kräfte | 27 |