Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (http://www.ub.tuwien.ac.at).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/).

DIPLOMARBEIT

Aufbau und Vermessung eines 3000Nm PM-Traktionsmotors mit Flüssigkeitskühlung

ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

unter der Leitung von
o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Schrödl

und Betreuung von
Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Florian Demmelmayr

am Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe
Gußhausstraße 27/372, 1040 Wien

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik

von

Christian Lugmayr, BSc

Matrikelnummer: 0026374
Altes Dorf 17, 2281 Raasdorf

am
13. November 2012

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität Wien.

Bedanken möchte ich mich beim Vorstand des Instituts o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Schrödl für die unkomplizierte Zusammenarbeit und die wertvollen Anregungen.

Besonderer Dank gebührt meinem Betreuer Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Florian Demmelmayr für den unermüdlichen Einsatz. Seine wertvollen Anregungen und Hinweise haben neben den Anstrengungen, mich immer aufs Neue zu motivieren, wesentlich zum Gelingen dieser Diplomarbeit beigetragen.

Ein Dankeschön auch an das Team der Werkstätte des Instituts: Ing. Paul Kosz, Herbert Bauer, Thomas Pareihs. Besonders möchte ich mich bei Thomas Pareihs bedanken, der mir zahlreiche Stunden, vor allem bei kniffligen Problemen, mit viel Erfahrung sowie Ruhe weitergeholfen hat und von dem ich sehr viel gelernt habe. Auch ein Dankeschön an Herrn Pirker für die Schweißarbeiten und seine Hilfe beim Finden von mechanischen Lösungen.

Sehr herzlich möchte ich mich bei meinem Kollegen Bernhard Weiss, BSc für seine immer offenen Ohren, für anregende Diskussionen und für das unkomplizierte Zusammenleben in unserem Büro bedanken.

Danke an den Projektmitarbeiter Markus Troyer für seine unermüdliche Hilfe.

Herrn Projektassistenten Dipl.-Ing. Johannes Heissenberger möchte ich für die Unterstützung bei den Kühlleistungsmessungen danken.

Danke an Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Johannes Bernreiter vom Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik (E311) für eine tolle Führung durch das Institut auf den Aspanggründen, mit besonderem Augenmerk auf Tiefenbohrungen.

Für das Korrekturlesen möchte ich mich bei meinem Betreuer Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Florian Demmelmayr und meiner Mutter Mag.ª Anna Lugmayr bedanken.

Nicht zuletzt einen großen Dank an alle, die mich im Laufe meines Studiums unterstützt haben und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Kurzfassung

Diese Arbeit behandelt die Konstruktion und den Aufbau einer permanentmagnet erregten Synchronmaschine mit Flüssigkeitskühlung. Die Maschine ist ein Prototyp, der Erkenntnisse mehrerer Vorläuferprojekte vereint und noch zusätzliche Vorteile bietet. Ihre Anwendung ist als Antrieb von Schienennahverkehrsfahrzeugen vorgesehen. Nach einer Einleitung und einer Beschreibung des Motors kommt ein Kapitel über Mechanik. Hier wird nach einer kurzen Einführung die Festigkeit der Welle sowie der Nutverschlusskeile bestimmt. Zusätzlich wird auf das Montagewerkzeug eingegangen. Im Anschluss wird die Kühlung der Maschine betrachtet. Der darauf folgende Abschnitt beinhaltet Messungen und deren Auswertungen. Schlussendlich werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst und ein weiterer Ausblick gegeben.

Abstract

This master thesis deals with the construction and manufacture of a permanent magnet synchronous machine with external rotor. The machine is a prototype for a traction drive used in light rail vehicles.

The mechanical construction presents a short introduction and an overview of the machine. Furthermore critical objects like the shaft and slot-cotters are focused in detail. Tools for maintenance are shown, because assembling of parts with high performance magnets is not a trivial task. The following chapter describes options for liquid cooling through the shaft. They are evaluated to choose an appropriate solution. The next chapter includes results and analyses of conducted measurements. The final part presents conclusions and the outlook of this thesis. Each chapter contains a great number of figures in order to visualize described components and processes.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

2 Konstruktion und Aufbau des Motors **3**

3 Mechanische Auslegung **7**
3.1 Grundlagen 7
3.1.1 Flächenträgheitsmoment 7
3.1.1.1 Axiales Flächenträgheitsmoment 7
3.1.1.2 Polares Flächenträgheitsmoment 8
3.1.1.3 Biaxiales Flächenträgheitsmoment 8
3.1.1.4 Widerstandsmoment 8
3.1.1.5 Momente für Kreisringe 9
3.1.2 Torsion 10
3.1.2.1 Maximal zulässige Schubspannung 10
3.1.2.2 Gestaltänderungsenergiehypothese der Welle . . 11
3.1.3 Schubmodul 11
3.2 Berechnung: Festigkeit der Welle 12
3.2.1 Festigkeitsnachweis - Erste Näherung 12
3.2.1.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.1 12
3.2.2 Statischer Festigkeitsnachweis nach Roloff/Matek 13
3.2.2.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.2 13
3.2.3 Dynamischer Festigkeitsnachweis nach Roloff/Matek . . . 15
3.2.3.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.3 17
3.3 Nutverschlusskeile 19
3.3.1 Berechnung 19
3.3.1.1 Punktuell angreifende Kraft 19
3.3.1.2 Flächig angreifende Kraft 22
3.3.2 Druckversuch 23
3.4 Zusammenbauhilfe 24
3.5 Zusammenfassung - Mechanik 27

4 Kühlung **29**
4.1 Grundlagen . . . 29
4.1.1 Wärmeübertragung . . . 29
4.1.2 Thermische Netzwerke . . . 32
4.2 Thermisches Netzwerk des Motors . . . 33
4.3 Korrosionsschutz . . . 35
4.3.1 Theorie . . . 35
4.3.2 Kühlflüssigkeit - Zusätze . . . 36
4.3.3 Schutz des Portals und der Welle gegen Korrosion . . . 36
4.4 Design der Welle . . . 37
4.4.1 Zweiteiliger Aufbau der Welle . . . 37
4.4.1.1 Welle mit Kühlschleife . . . 37
4.4.1.2 Umlaufkühlung . . . 38
4.4.1.3 Dreh-Fräskühlung . . . 39
4.4.1.4 Dreh-Fräs-Kühlung, kurzer Außenteil . . . 40
4.4.2 Einteiliger Aufbau der Welle . . . 40
4.4.2.1 Bohrkühlung . . . 40
4.4.2.2 Bohr-Teile-Kühlung . . . 42
4.4.2.3 Freie Kühlung . . . 43
4.4.3 Dichtprobe der Welle . . . 44
4.4.4 Entlüftung der Welle . . . 44
4.4.5 Zusammenfassung - Kühlung . . . 45

5 Messungen **46**
5.1 Ohmsche Widerstände der Spulen . . . 46
5.2 Leerlaufmessung . . . 48
5.3 Kurzschlussstrom . . . 50
5.4 Kühlung . . . 51
5.4.1 Thermische Parameter der Welle . . . 51
5.4.2 Aufbau der Heizvorrichtung . . . 51
5.4.3 Platzierung der Temperaturmesssensoren . . . 54
5.4.4 Isolation der Heizvorrichtung . . . 54
5.4.5 Messaufbau . . . 58
5.4.5.1 Hydraulischer Messaufbau . . . 58
5.4.5.2 Elektrischer Messaufbau . . . 58
5.4.6 Messergebnisse: thermische Parameter der Welle . . . 58
Stationärzustand zur Bestimmung von $R_{\text{thermisch}}$: . . . 59
Zeitkonstanten für $C_{\text{thermisch}}$: . . . 61
5.4.6.1 Messung Welle $\dot{V} \approx 1\,l/min$ . . . 66
Stationärzustand zur Bestimmung von $R_{\text{thermisch}}$: . . . 66
Zeitkonstanten für $C_{\text{thermisch}}$: . . . 66

5.4.6.2 Auswirkung der Schichtung 70
5.4.7 Thermische Messung - Motor 71
5.5 Moment und Wirkungsgrad über Strom 75
5.6 Zusammenfassung - Messung 77

6 Zusammenfassung 78

Literaturverzeichnis 80

A Anhang 81
A.1 Mechanik 81
A.1.1 Hakenschlüssel 81
A.1.2 Montageaufsatz 82
A.1.3 Kippaufsatz 83
A.1.4 Verstärkungsplatten der Welle für Portalaufhängung . . . 83
A.1.5 Lagerschilder 84
A.1.6 Zusammenbau 84
A.2 Messung 86
A.2.1 Messungen zur Bestimmung der thermischen Parameter der Welle 86
A.2.2 Messungen zur Bestimmung der thermischen Parameter der Welle 86
A.2.3 Temperiergerät 87
A.2.4 Lage der Temperatursensoren 88

Abbildungsverzeichnis

2.1 Motor auf dem Prüfstand (Vorderseite) 5
2.2 3D Motormodell (Vorderseite) 5
2.3 Motor auf dem Prüfstand (Rückseite) 6
2.4 3D Motormodell (Rückseite) 6

3.1 Welle mit eingezeichneten Koordinatenachsen der axialen Flächenträgheitsmomente 8
3.2 Gegenüberstellung Welle zum Berechnungsmodell 9
3.3 Nutverschlusskeil mit punktuell angreifender Kraft 20
3.4 Kräfte 20
3.5 Verlauf der Querkraft 20
3.6 Momentenverlauf 21
3.7 Koordinatensystem 21
3.8 Nutverschlusskeil mit flächig angreifender Kraft 22
3.9 Streckenlast 22
3.10 Verlauf der Querkraft 22
3.11 Momentenverlauf 23
3.12 Aufbau Druckversuch 24
3.13 F/s-Nutverschlusskeile 24
3.14 Montageposi- tion mit Montagevorrichtung 26
3.15 Montage im 3D-Modell 26
3.16 Montageführungsrohr 27

4.1 Thermisches Modell des Motors 34
4.2 Welle im Portal nach Korrosionsschutzbehandlung 36
4.3 Schleifenkühlung 37
4.4 Umlaufkühlung 38
4.5 Dreh-Fräskühlung 39
4.6 Dreh-Fräs-Kühlung, kurzer Außenteil 40
4.7 Schnittansicht Bohrkühlung 41
4.8 Welle mit Bohrkühlung (Portalseite) 41

4.9 Bohr-Teile-Kühlung 42
4.10 Freie Kühlung 43
4.11 Dichtprobe der Welle mit Druckluft 44
4.12 Entlüftung 44

5.1 Verschaltung des Motors 46
5.2 Leerlauf Kennlinie 48
5.3 Spannungsform 49
5.4 Kurzschluss Kennlinie 50
5.5 Heizelemente 52
5.6 Aufbau von schräg vorne (Schaltringseite) 53
5.7 Aufbau von hinten (Portalseite) 53
5.8 Welle und Heizvorrichtung von der Seite 53
5.9 Welle nach Testende (Heizvorrichung demontiert) 53
5.10 Temperatursensor 54
5.11 Strahlungsschutz 54
5.12 Käfig 1 55
5.13 Käfig 2 55
5.14 Isolierung 56
5.15 Isolierung - Deckel 56
5.16 Vorderansicht 56
5.17 Hinteransicht 56
5.18 Innentemperatur T=350°C 57
5.19 Hydraulisches Schaltbild 58
5.20 Gemessener Temperaturverlauf an der Decke des Hohlraums . . . 61
5.21 Fit mit Entladefunktion 62
5.22 Temperaturverlauf bei $\dot{V} \approx 10\,l/min$ 65
5.23 Gemessene Temperaturen bei $\dot{V} \approx 10\,l/min$ 65
5.24 Temperaturverlauf bei $\dot{V} \approx 1\,l/min$ 69
5.25 Gemessene Temperaturen bei $\dot{V} \approx 1\,l/min$ 69
5.26 Schichtung 70
5.27 Temperaturverlauf im Motor 71
5.28 Temperaturverlauf Kühlflüssigkeit 72
5.29 M/I Kennlinie 75
5.30 Muschelkurve 76

A.1 Hakenschlüssel 81
A.2 Montageaufsatz 82
A.3 Kippaufsatz 83
A.4 Verstärkungsplatten 83
A.5 Lagerschild Portalseite 84

A.6 Zusammenbau Rotor-Stator 85
A.7 Kühlgerät der Firma Weinreich 87
A.8 Spulenbeschriftung und Lage der Temperatursensoren (Stirnseite) 88

Tabellenverzeichnis

3.1 Erste Näherung 12
3.2 Statischer Festigkeitsnachweis 14
3.3 Dynamischer Festigkeitsnachweis 16

5.1 Strangwiderstandsmessung 47
5.2 Stationärzustand 60
5.3 Zeitkonstantenmessung 63
5.4 Thermische Kapazität 64
5.5 Stationärzustand $\dot{V} \approx 1\,l/min$ 66
5.6 Zeitkonstantenmessung $\dot{V} \approx 1\,l/min$ 67
5.7 Thermische Kapazität $\dot{V} \approx 1\,l/min$ 68
5.8 Kühlleistung 72
5.9 Thermischer Widerstand des Motors 73
5.10 Zeitkonstante des Motors 74
5.11 Thermische Kapazität des Motors 74

A.1 Lage der Temperatursensoren: Spulen 1 bis 9 89
A.2 Lage der Temperatursensoren: Spulen 10 bis 18 90

Nomenklatur

Abkürzungen:

CAD	Computer Aided Design, Rechnerunterstützte Konstruktion
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine

Formelzeichen:

Elektrische Formelzeichen

U	Spannung
φ	Potential
I	Strom
P,P_V	Leistung,Verlustleistung
R	Widerstand
C	Kapazität
n	Drehzahl

Mechanische Formelzeichen

a, b, f	diverse Faktoren
A	Fläche
d, D	Durchmesser
F	Kraft
G	Spannungsgefälle
g	Erdbeschleunigung $9,81\ m/s^2$
I	Flächenträgheitsmoment
K	technologischer Größeneinflussfaktor
l, L	Länge
M	Moment

n	Stützzahl
r, R	Radius
R_e	Elastizitätsgrenze
s	Gewindesteigung
S	Sicherheit
v	Sicherheitsfaktor
W	Widerstandsmoment, Arbeit
x, y, z	Längen in einem kartesischen Koordinatensystem

α	Kerbformzahl
β	Kerbwirkungszahl
ϕ	Berechnungskonstante für Spannungsgefälle
μ	Reibungszahl
θ	Verdrehungswinkel
ψ	Mittelspannungsempfindlichkeit
σ	Spannung
τ	Torsionsspannung, Schubspannung

Thermische Formelzeichen

A	Fläche
c_v,c_w	spezifische Wärmekapazität, spezifische Wärmekapazität von Wasser
C_{th}	thermische Kapazität
d	Dicke
D	Durchmesser
E_{th}	thermische Energie
m	Masse
P	elektrische Leistung
$\dot{\vec{q}}$	Wärmestromdichte
Q	Wärmemenge
$\dot{Q}$	Wärmestrom
R_{th}	thermischer Widerstand
t	Zeit
T	Temperatur
U	Umfang
V	Volumen

α	Wärmeübergangskoeffizient
ε	Emissionsgrad

λ	Wärmeleitfähigkeit
ρ	spezifische Dichte
τ	thermische Zeitkonstante
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante

Operatoren und Symbole

$\vec{\nabla}$	partielle Ableitung nach der Länge auf der i-ten Koordinate (die beiden anderen Koordinaten sind dabei festzuhalten)[Pre98]
[ ]	Einheit-Von-Operator: liefert die Einheit der physikalischen Größe
$\circ\!\!-\!\!\bullet$	Korrespondenz-Symbol [Pre10]

Kapitel 1

Einleitung

Ziel dieser Diplomarbeit ist die Konstruktion eines Traktionsmotors für den Schienennahverkehr. Der Antrieb ist ein seriennaher Versuchsaufbau. Er entsteht aus den Erkenntnissen einer Reihe von vorhergegangenen Prototypen. Der erste Motor ist in [Dem08] beschrieben. Die dort erwähnten Vorteile einer PSM sind:

- hoher Wirkungsgrad
- kein mechanischer Kommutator, dadurch lange Wartungsintervalle
- hohe Überlastbarkeit
- hohe Leistungsdichte, bzw. kompakte Bauweise.

Eine Erläuterung zur Funktion der permanenterregten Synchronmaschine ist in [Sch98] zu finden.
Der Fokus dieser Arbeit ist:

- die Entwicklung eines geeigneten Flüssigkeitskühlkonzepts zum Kühlen des Stators über die Welle
  Näheres findet sich in Kapitel 4.
- die Konstruktion der Komponenten
  Hierzu ist das 3D CAD Programm „Solid Edge V19“ verwendet worden[1]. Auf die Details der Konstruktion wird nur im Bedarfsfall eingegangen. Die Konstruktionszeichnungen der Komponenten sind nicht beigefügt, da dies zu umfangreich sein würde[2].

[1] Ein guter Einstig in Solid Edge findet sich in [SV10].

[2] Über 20 Einzelteile wurden konstruiert. Die technischen Zeichnungen sind teilweise auf mehreren A3 Seiten an die Werkstätte abgegeben worden.

- die Konstruktion eines Werkzeuges für den Zusammenbau
  Dieses wird in Kapitel 3.4 genauer beschrieben.
- die Bestellung des benötigten Materials
  Dies geschah für gewöhnlich nach Einholung von mindestens zwei unterschiedlichen Angeboten[3]. Die Fertigung wurde von der Werkstätte des Instituts übernommen.
- der Zusammenbau der Maschine mit anschließendem Aufbau am Prüfstand (Kapitel 2)
- die Vermessung der Maschine
  - Leerlaufspannung
  - Kurzschlussstrom
  - Dauerstrom mit/ohne Kühlung, Temperaturverläufe
  - Wirkungsgradkennlinie.

  Die wesentlichsten Messergebnisse finden sich in Kapitel 5.

[3]Es war nicht immer einfach, den richtigen Händler zu finden. Außerdem erforderte es zum Teil lange Recherchen, um die richtigen Materialien auszuwählen (Festigkeit, Temperaturbeständigkeit...).

Kapitel 2

Konstruktion und Aufbau des Motors

In diesem Abschnitt wird der Aufbau des Motors beschrieben. In Abbildungen 2.1 und 2.3 ist der fertige Motor am Prüfstand im Maschinensaal der TU Wien zu sehen. Jeweils darunter ist eine dreidimensionale Schnittansicht des CAD Modells in ähnlicher Pose (Abbildungen 2.2, 2.4). Die wichtigsten Komponenten der Maschine mit den Nummern aus Abbildung 2.2 sind:

1. Kardanwellenaufsatz: Aluminiumscheibe zur Verbindung von Lagerschild und Kardanwelle
   Für das Zusammenbauen und Zerlegen der Maschine wird stattdessen der Montageaufsatz (Abb. A.2) verwendet.

2. Magnetbandring: MBR 500 für die Lagebestimmung der Maschine
   Grundsätzlich ist diese Maschine für den sensorlosen Betrieb bestimmt [Sch09]. Für den Testbetrieb ist als Referenz ein externer Lagesensor vorhanden.

3. Lagerschild Schaltringseite[1]
   Im vorderen Lagerschild ist ein Rillenkugellager eingepresst[2]. Das Kugellager ist die Schnittstelle zwischen Rotor und Stator. Als Festlager hält es auch den Rotor in axialer Richtung.

4. Lagerschildaufsatz Schaltringseite
   Aus fertigungstechnischer Sicht erwies es sich besser, diesen Teil vom Lagerschild getrennt zu fertigen[3].

[1] Wie in Skizze 2.2 eingetragen wird zwischen Schaltringseite und Portalseite unterschieden.
[2] thermisch eingeschrumpft
[3] Synergien in der Verwendung des bestellten Materials: Aus einer bestellten Aluminiumscheibe sind jeweils zwei Komponenten gefertigt worden.

5. Rotorblechpaket
   Der elektrisch wirksame Rotor besteht aus sechs 50 *mm langen lasergeschnittenen und paketierten Blechen. Der Rotor fungiert als Träger der Neodym-Eisen-Bor-Magnete. [Dem08]*

6. Lagerschildaufsatz Portalseite
   Es gilt Gleiches wie für den schaltringseitigen Lagerschildaufsatz.

7. Lagerschild Portalseite
   Es trägt alle sich bewegenden Teile des Rollenlagers[4].

8. Welle
   Auf die Welle, als Träger des Moments und der Kühlung, wird in 3.2 und 4.4 ausführlich eingegangen.

9. Verstärkungsplatten
   Diese sind durch die Flüssigkeitskühlung der Welle notwendig (siehe Anhang A.1.4).

10. Entlüftung
    Durch ein Missverständnis wurden Vor- und Rücklauf nicht in optimaler azimutaler Richtung eingeschweißt[5]*. Um sicher zu gehen, dass sich keine Luftblase in der Welle befindet, wurde nachträglich ein Entlüftungsschrauben eingebaut (siehe 4.4.4).*

11. Anschlussgruppe
    Sie besteht aus Anschlussblöcken, Schaltringen und einem Träger für die Anschlussblöcke. Dort werden die Spulen mit den Zuleitungen verschalten.

12. Stator
    Dieser besteht wie der Rotor aus 50 *mm langen Blechpaketen.*
    In den Statornuten liegen die Spulen. Für die Montage wurde der Stator erhitzt und auf die Welle geschrumpft. Zusätzlich wird er mit einer Wellenmutter[6] *unter den Anschlussblöcken gesichert.*

13. Portal
    Es besteht aus Stahl und fungiert als massiver Träger des Motors.

In Abblidung 2.3 sieht man die Gleichstrommaschine, die über ein Getriebe mit dem Motor gekoppelt ist. Abblidung 2.4 zeigt die geplante Orientierung der Kühlungsanschlüsse.

[4] Loslager wegen Temperaturdehnung
[5] Der Rücklauf sollte an der höchsten Stelle sein.
[6] In Abbildung 2.2 in roter Farbe erkennbar

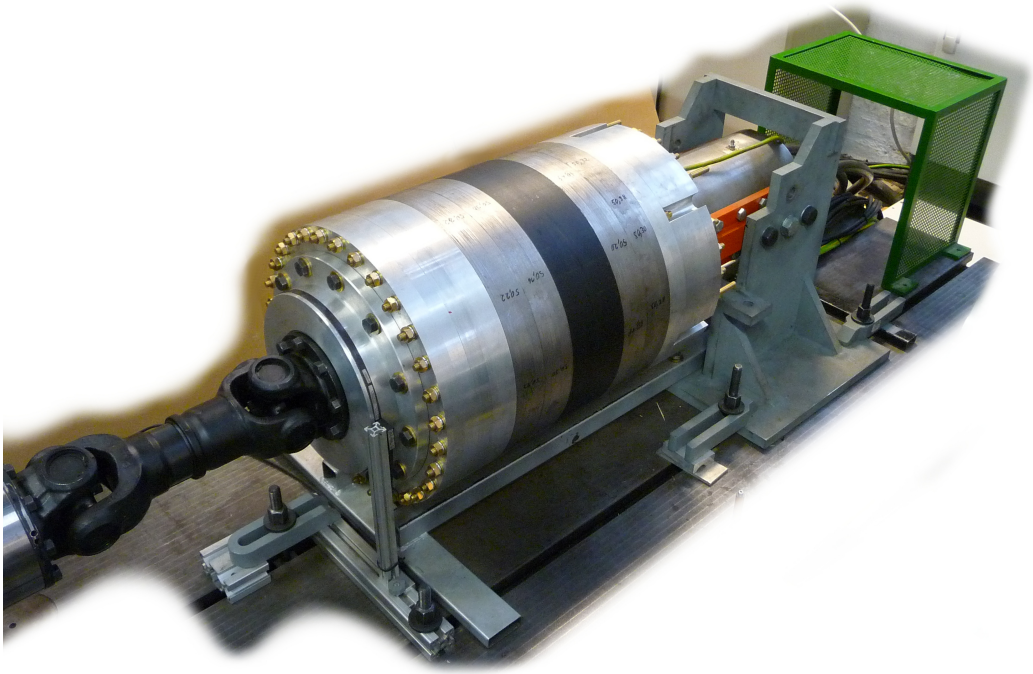

Abbildung 2.1: Motor auf dem Prüfstand (Vorderseite)

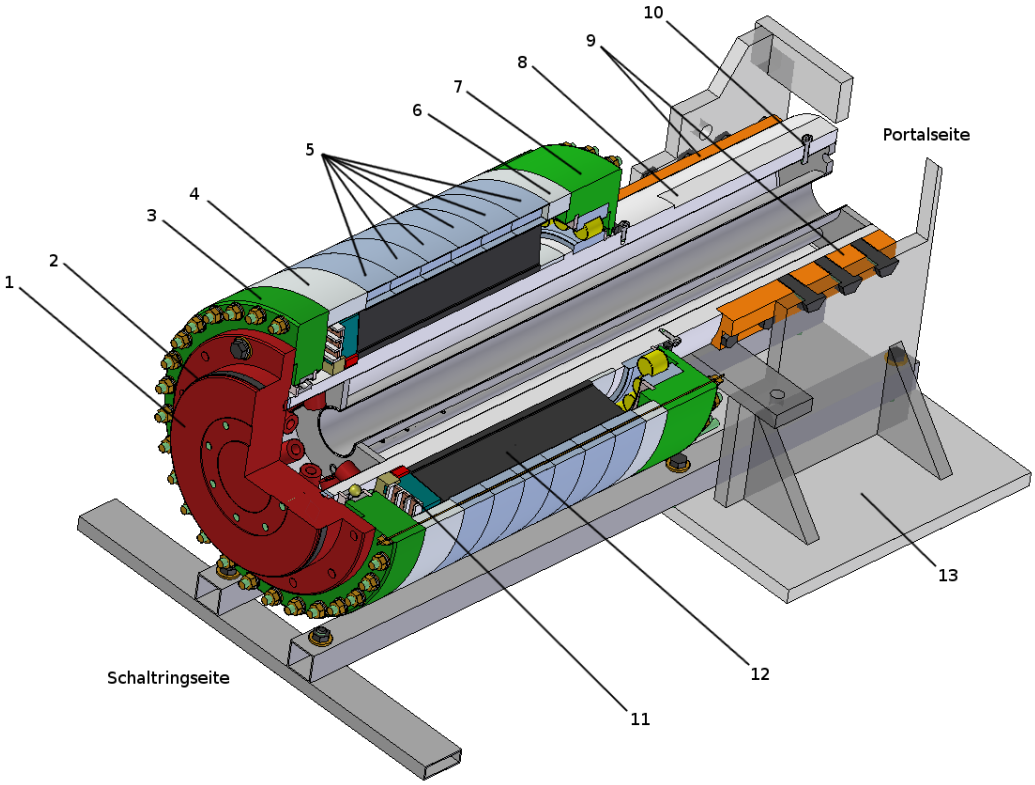

Abbildung 2.2: 3D Motormodell (Vorderseite)

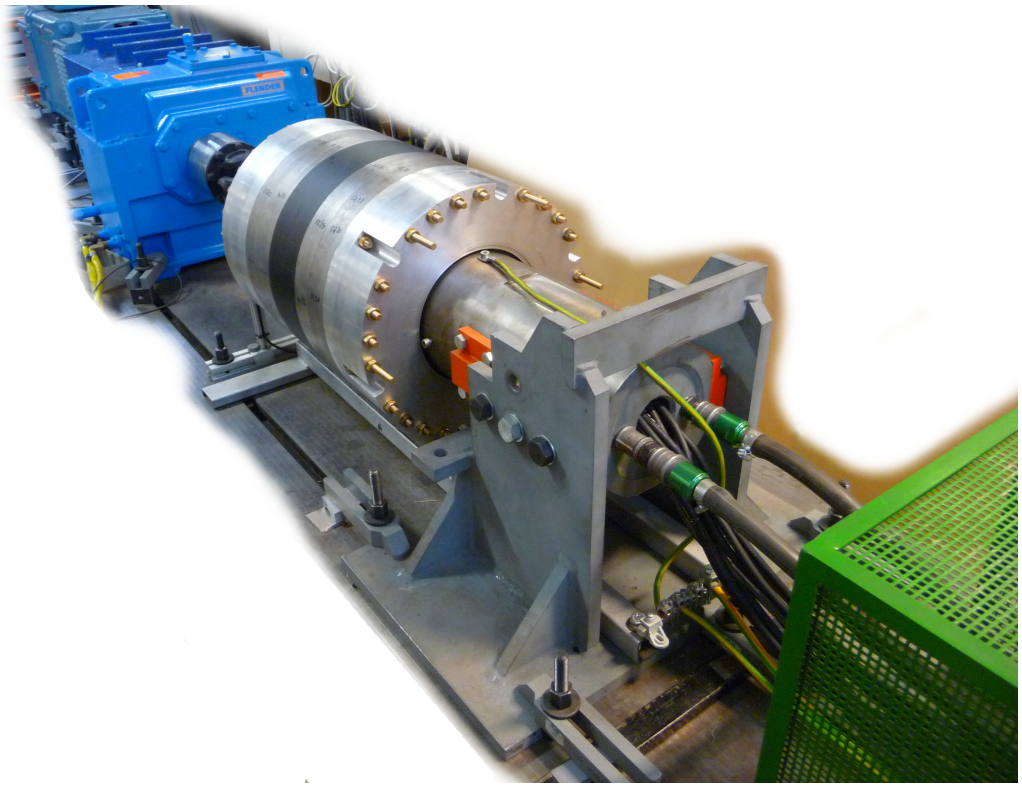

Abbildung 2.3: Motor auf dem Prüfstand (Rückseite)

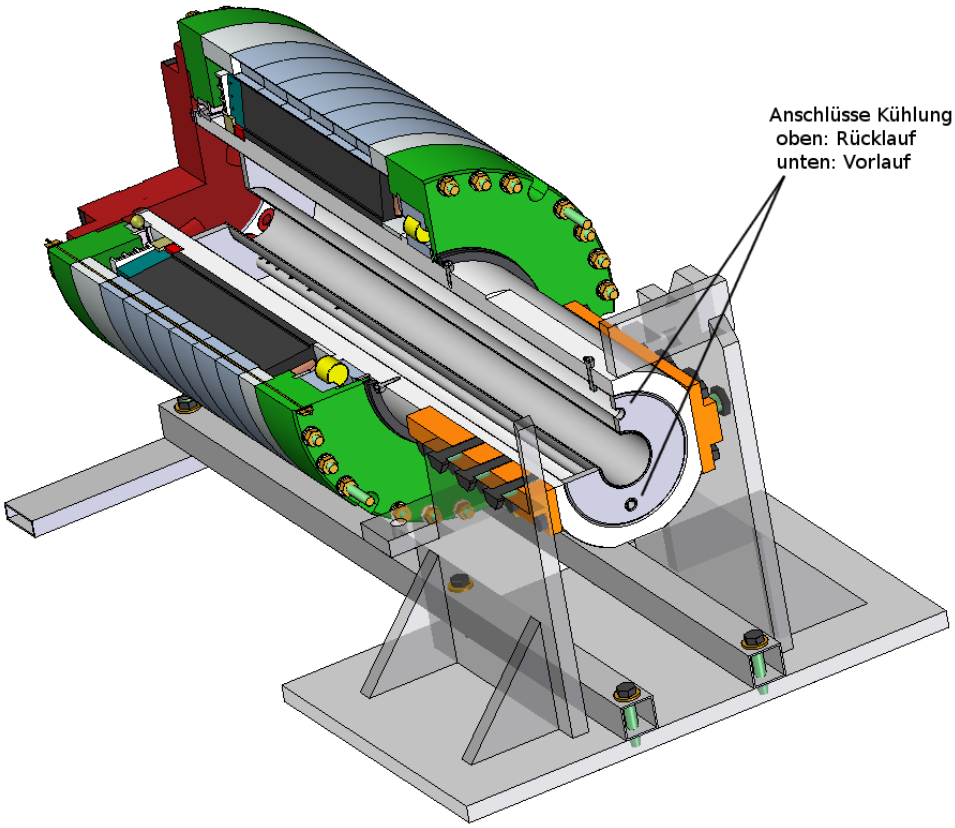

Abbildung 2.4: 3D Motormodell (Rückseite)

Kapitel 3

Mechanische Auslegung

Eine der ersten Aufgaben des Projektes war eine geeignete Kühlung des Motors zu finden. Da der Aufbau des Motors als Außenläufer feststand und auch die Blechpakete unverändert zu vorhergegangenen Projekten bleiben sollten, somit auch die Spulen, wurde die Welle als Träger der Flüssigkeitskühlung definiert. In diesem Kapitel wird der Nachweis über die mechanische Festigkeit der Wellengeometrie (Bestimmung in Kapitel 4.4) erbracht. Weiters wird noch auf die mechanische Festigkeit der Nutverschlusskeile eingegangen und zum Abschluss die Zusammenbauhilfsmittel beschrieben.

3.1 Grundlagen

3.1.1 Flächenträgheitsmoment

Das Flächenträgheitsmoment ist eine aus dem Flächenquerschnitt abgeleitete geometrische Größe für die Beschreibung des mechanischen Widerstandes eines Balkens gegen Biegung und Torsion. Dessen Analyse ist für die Stabilität der Welle von entscheidender Bedeutung. Die Auslegung wird im Folgenden mit einer Elastizitätsgrenze von $R_e = 355\,N/mm^2$ durchgeführt. Der Vorteil darin besteht, dass für solch einen Standardstahl gute Tabellen bestehen. Das Material der Stahlwelle wurde mit einer Werkstoffnummer E370, also $R_e = 370\,N/mm^2$, bestellt. Das hat eine etwas höhere Sicherheitsreserve zur Folge, stützt die Auslegung somit noch mehr.

3.1.1.1 Axiales Flächenträgheitsmoment

Das axiale Flächenträgheitsmoment (I_y,I_z) gibt den Widerstand eines Balkens gegen Biegung an. In Abbildung 3.1 ist der Querschnitt des modellierten Balkens gezeigt.

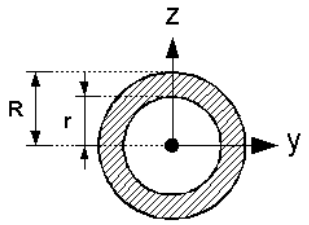

Abbildung 3.1: Welle mit eingezeichneten Koordinatenachsen der axialen Flächenträgheitsmomente

Grundgleichungen:

$$I_y = \int_A z^2 dA \tag{3.1}$$

$$I_z = \int_A y^2 dA \tag{3.2}$$

$$[I] = m^4 \tag{3.3}$$

$$I_{y,z} \in \mathbb{R}^+ \tag{3.4}$$

mit z ... senkrechter Abstand der y-Achse zum Element dA
mit y ... senkrechter Abstand der z-Achse zum Element dA

3.1.1.2 Polares Flächenträgheitsmoment

Das polare Flächenträgheitsmoment I_p gibt den Widerstand eines Balkens gegen Torsion an und setzt sich aus I_y und I_z zusammen.

$$I_P = \int_A r^2 dA = I_y + I_z \tag{3.5}$$

$$[I] = m^4 \tag{3.6}$$

$$I_P \in \mathbb{R}^+ \tag{3.7}$$

3.1.1.3 Biaxiales Flächenträgheitsmoment

Das biaxiale Flächenträgheitsmoment ist bei unsymmetrischen Profilen von Bedeutung. Da wir jedoch in der Modellierung von einem kreisförmigen Querschnitt ausgehen (siehe Kapitel 3.1.1.5), haben wir die höchste Symmetrie.

3.1.1.4 Widerstandsmoment

Das Widerstandsmoment W ist notwendig, um die am Querschnittsrand auftretende größte mechanische Spannung zu bestimmen. Es ist der Quotient aus dem

Flächenträgheitsmoment und dem Abstand R des Randes von der neutralen Faser[1].

3.1.1.5 Momente für Kreisringe

Eine gute Näherung für die Welle ist ein dickwandiger Zylinder mit einem äußeren Durchmesser von 200 mm, einem inneren Durchmesser von 180 mm und einer Länge von 825 mm. In Abbildung 3.2 ist ein 3D-Modell der Welle (rechts) und das beschriebene Modell für die Berechnung (links) zu sehen. Der äußere Durchmesser ist grün, der innere rot und die Länge blau gekennzeichnet.

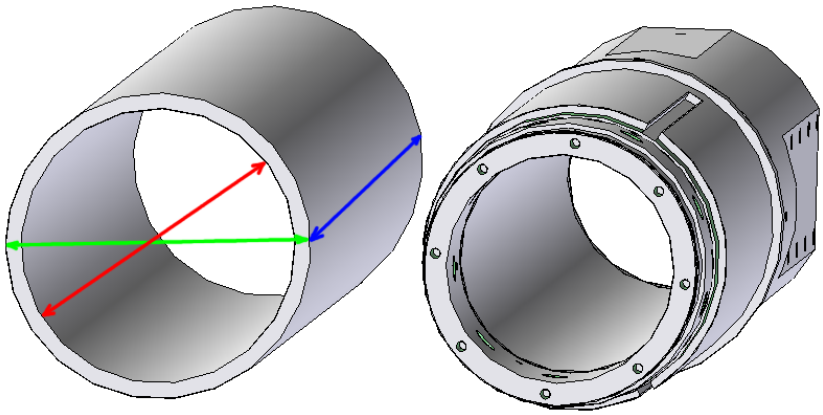

Abbildung 3.2: Gegenüberstellung Welle zum Berechnungsmodell

Die Grundfläche des Zylinders errechnet sich wie folgt:

$$A = (R^2 - r^2) \cdot \pi \tag{3.8}$$

Daraus folgen die axialen Flächenträgheitsmomente:

$$I_y = I_z = \pi \frac{R^4 - r^4}{4} \tag{3.9}$$

sowie ein polares Flächenträgheitsmoment von:

$$I_p = I_y + I_z = \pi \frac{R^4 - r^4}{2} \tag{3.10}$$

und ein Widerstandmoment von:

$$W = I/R = \pi \frac{R^4 - r^4}{4R} \tag{3.11}$$

[1] Als neutrale Faser bezeichnet man in der technischen Mechanik im Rahmen der Elastostatik die Zone eines Balkenquerschnitts, deren Länge sich bei einem Biegevorgang nicht ändert.

3.1.2 Torsion

Das Torsionsmoment M wird definiert als:

$$M = F \cdot r \tag{3.12}$$

mit
F ... Kraft
r ... Länge des Hebels
Die Verdrehung wird mit dem Verdrehungswinkel θ beschrieben:

$$\theta_t = \frac{M\,L}{G\,I_T} \tag{3.13}$$

L ... Länge
I_T ... Torsionsträgheitsmoment
G ... Schubmodul (siehe Kapitel 3.1.3)
Für geschlossene Kreisquerschnitte ist das Torsionsträgheitsmoment gleich dem polaren Flächenträgheitsmoment.
Die Schubspannung in einem Stab ergibt sich:

$$\tau_t = \frac{M}{W_P} \tag{3.14}$$

W_P ... polares Widerstandmoment

3.1.2.1 Maximal zulässige Schubspannung

Die Schubspannung bei Torsion (τ_t) darf nicht größer sein als die maximal zulässige Schubspannung (τ_{zul}), sonst kommt es zur plastischen Verformung und schließlich zum Bruch des Materials.

$$\tau_t \leq \tau_{zul} \tag{3.15}$$

Die maximal zulässige Schubspannung berechnet sich aus der Elastizitäts- oder Streckgrenze und einem Sicherheitsvorhaltefaktor. Es wird mit einer Stahlwelle mit einer Werkstoffnummer von E355 gerechnet, was auf eine Elastizitätsgrenze von 355 N/mm verweist.

Wenn ein Bauteil in mehreren Richtungen belastet wird, wie in unserem Fall die Welle auf Torsion τ_t und Biegung σ_b, muss man eine Festigkeitshypothese anwenden. Hier bietet sich die Gestaltänderungsenergiehypothese (von Mises) an. [Quelle: http://de.wikipedia.org/wiki/Vergleichsspannung (13. Jänner 2012)]

3.1.2.2 Gestaltänderungsenergiehypothese der Welle

Wir gehen wie in [MWJV07] Kapitel 3 beschrieben vor:
Es ergibt sich eine Vergleichsspannung $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ mit $\vec{\sigma} = \vec{\sigma}_{z,d} + \vec{\sigma}_b$ und $\vec{\tau} = \vec{\tau}_s + \vec{\tau}_t$ nach der Gestaltänderungsenergiehypothese für duktile Werkstoffe (GEH). Auf Grund der Zeitkonstante der Belastung wird als Lastfall statisches Verhalten modelliert. Zulässige Spannungen bei statischer Belastung nach [MWJV07] für Stahl:

$$\tau_{t\,zul} = 0,65 \cdot \sigma_{z\,zul} \tag{3.16}$$

$\sigma_{z\,zul}$ ... zulässige Torsionsspannung
0,65 ... Faktor für Torsion

$$\sigma_{z\,zul} = \frac{R_e}{v} \tag{3.17}$$

v ... Sicherheitsfaktor (für Stahl ca. 1,5)
Die Elastizitätsgrenze R_e für nahtlose, kreisförmige Rohre nach EN 10210 und EN 10297 Werkstoff S355J2H / E355 ist 355 N/mm^2.

3.1.3 Schubmodul

Das Schubmodul ist eine Materialkonstante. Es beschreibt die lineare elastische Verformung eines Bauteils infolge einer Scherkraft oder Schubspannung. Für Stahl finden sich Werte um 80 GPa. (79, 3 GPa bei: [CDL59])

3.2 Berechnung: Festigkeit der Welle

3.2.1 Festigkeitsnachweis - Erste Näherung

Eine erste Näherung erfolgt aus den einfachen Überlegungen, beschrieben in Kapitel 3.1, und ist in Tabelle 3.1 durchgeführt. Die mit gelb hinterlegten Werte sind Vorgaben, die aus der konkreten Belastung folgen. Rote Werte sind direkt berechnete und grün sind Konstanten, die vom Material oder aus globalen Vorgaben folgen.

Modellierung in erster Näherung:				
Beanspruchung	max. Drehmoment	M	4000	Nm
Beanspruchung	max. Achskraft (Biegung)	F	10000	N
Geometrie	Länge	L	825	mm
Geometrie	Außendurchmesser	D	200	mm
Geometrie	Innendurchmesser	d	180	mm
Geometrie	Außenradius	R	100	mm
Geometrie	Innenradius	r	90	mm
Geometrie	Fläche	A	0,005969	m²
Mechanik	Trägheitsmoment	I	0,000027	m⁴
Mechanik	Widerstandsmoment	W_p	0,000270	m³
Material	Schubmodul		79,300000	GPa
Mechanik	Verdrehungswinkel	θ_t	0,001541	rad
Material (Materialbezeichung)	Elastizitätsgrenze	R_e	355	N/mm²
Mechanik	Torsionsspannung	τ	14,81	N/mm²
Mechanik	Spannung	σ	1675315,19	N/m²
Material	Sicherheitsfaktor	v	1,5	1
Material	max. zulässige Zugspannung	$\sigma_{z\,zul}$	236,67	N/mm²
Material	max. zulässige Torsionsbeanspruchung	$\tau_{t\,zul}$	153,83	N/mm²
Festigkeitsnachweis:	Festigkeitsnachweis:	$\tau_{t\,zul}-\tau > 0$	139,02	N/mm²
		$\sigma_{z\,zul}-\sigma > 0$	234,99	N/mm²

Tabelle 3.1: Erste Näherung

3.2.1.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.1

Die Fläche ergibt sich nach Gleichung 3.8, das Flächenträgheitsmoment nach 3.9, das Widerstandsmoment nach 3.11 und Verdrehungswinkel nach 3.13. Die Torsionsspannung errechnet sich aus dem auftretenden Moment bezogen auf den Widerstand.

$$\tau_t = \frac{T}{W_P} \tag{3.18}$$

Die Spannung in z-Richtung ergibt sich aus dem Betrag des Kraftvektors der Achslast zur Querschnittsfläche.

$$\sigma_z = \frac{|\vec{F}|}{A} \tag{3.19}$$

Aus dem Quotienten der Elastizitätsgrenze und einem Sicherheitsfaktor lässt sich die maximal zulässige Spannung in z-Richtung ermitteln.

$$\sigma_{z\,zul} = \frac{R_e}{v} \tag{3.20}$$

Man schließt für Stahl aus der zulässigen Schubspannung näherungsweise auf die zulässige Torsionsspannung:

$$\tau_{t\,zul} = 0,65 \cdot \sigma_{z\,zul} \tag{3.21}$$

3.2.2 Statischer Festigkeitsnachweis nach Roloff/Matek

Mit Hilfe des Buches „Roloff/Matek Maschinenelemente“ von Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch und Joachim Voßiek (Kapitel drei) sowie zugehörigen Tabellen konnte ein statischer und ein dynamischer Festigkeitsnachweis durchgeführt werden.

In der Tabelle 3.2: „Statischer Festigkeitsnachweis“ befindet sich die Berechnung des Sicherheitsfaktors bei statischer Belastung. Die in grün gehaltenen Zahlenwerte sind für eine Belastung vorgegebene Werte. Aus ihnen folgt mit Hilfe von 3 Tabellen aus [MWJV07] [TB 1-1 E335][TB 3-11 Vergütungsstahl][TB 3-14] und den in Abschnitt 3.2.2.1 angeführten Formeln die Sicherheit S. Der Sicherheitsfaktor soll größer als 2 sein. In unserem Fall erscheint eine statische Sicherheit von 21326 auf den ersten Blick überdimensioniert, dies relativiert sich jedoch wieder nach der Betrachtung der dynamischen Situation.

3.2.2.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.2

Das axiale Widerstandsmoment ergibt sich analog zu Gleichung 3.11.

$$W_{ax} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \tag{3.22}$$

Daraus folgt ein polares Widerstandsmoment:

$$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \tag{3.23}$$

Statischer Festigketisnachweis nach Roloff/Matek [Bild 3-31]:

Kräfte	maximale Kraft	F_{max}	**10000** N
Kräfte	maximales Biegemoment	M_b	8250 Nm
Kräfte	maximales Torsionsmoment	M_t	4000 Nm
Geometrie	Länge der Achse	L	**825** mm
Geometrie	Außendurchmesser	D	**200** mm
Geometrie	Innendurchmesser	d	**180** mm
	axiales Widerstandsmoment (Biegung)	W_{ax}	270098,43 mm³
	polares Widerstandsmoment (Torsion)	W_p	540196,86 mm³

vorhandene Spannung	maximale Biegespannung	$\sigma_{b\,max}$	30,54 N/mm²
vorhandene Spannung	maximale Torsionsspannung	τ_{tmax}	7,4 N/mm²
Material	0,2%-Dehngrenze	$R_{p0,2\,N}$	**335** N/mm²
Größe	Technologischer Größeneinflussfaktor	K_t	7,19 1
Bauteilfestigkeit	Biegefestigkeit Spannung	σ_{bF}	2890,38 N/mm²
Bauteilfestigkeit	Torsionsfestigkeit Spannung	τ_{tF}	1668,76 N/mm²
Gesamtsicherheit	Sicherheit	S_F	**21326,00** 1

Tabelle 3.2: Statischer Festigkeitsnachweis

Die maximale Biegespannung und Torsionsspannung errechnen sich aus den maximal auftretenden Momenten, bezogen auf die zugehörigen Widerstandsmomente:

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W_{ax}} \tag{3.24}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} \tag{3.25}$$

Die Bauteilfestigkeit berechnet sich wie folgt:

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t \tag{3.26}$$

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t / \sqrt{3} \tag{3.27}$$

$R_{p0,2N}$ ... beschreibt die 0,2-Dehngrenze[2]
K_t ... beschreibt den technologischen Größeneinflussfaktor[3] .

[2]Die Dehngrenze $R_{p0,2N}$ ist die auf einen Körper aufgebrachte Spannung, die nach dem Entlasten eine 0,2 % bleibende Verformung ergibt.

[3]Dieser Faktor berücksichtigt den technologisch bedingten Festigkeitsabfall mit zunehmender Bauteilgröße.

Schließlich ergibt sich die Sicherheit bei statischer Belastung S_F:

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b\,max}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\,max}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \tag{3.28}$$

3.2.3 Dynamischer Festigkeitsnachweis nach Roloff/Matek

In der Tabelle 3.3: „Dynamischer Festigkeitsnachweis“ ist für eine um den statischen Belastungswert mit gleicher Amplitude sinusförmig oszillierende Kraft eine Stabilitätsrechnung ausgeführt. Die Sicherheit S ist noch immer deutlich gegeben, die Reserve ist aber in Anbetracht des Prototyps, der vielleicht nicht immer mit einer schonenden Anfahrtsregelung bzw. auch für unterschiedliche Testfelder ausgelegt sein soll (Einbau in Testfahrzeug), gerechtfertigt. Die Hintergrundfarbe der Zeilen gibt an, aus welchen Kennzahlen die nächst dunklere Kennzahl folgt. Grüne Zahlenwerte sind wieder Werte, die für eine konkrete Belastung vorgegeben wurden. In dieser Tabelle ist es jedoch nicht möglich, schnell eine andere Belastung vorzugeben, um einen anderen Fall zu berechnen, da viele Werte aus Material- und Technologietabellen oder Grafiken (Kennlinienfeldern) zu entnehmen sind.

Dynamischer Festigkeitsnachweis nach Roloff/Matek [Bild 3-32]:

vorhandene Spannung	Ausschlagspannung (Biegung)	σ_{ba}	30,54	N/mm²
vorhandene Spannung	Mittelspannung (Biegung)	σ_{bm}	30,54	N/mm²
vorhandene Spannung	Ausschlagspannung (Torsion)	τ_{ta}	7,4	N/mm²
vorhandene Spannung	Mittelspannung (Torsion)	τ_{tm}	7,4	N/mm²
vorhandene Spannung	Wechselfestigkeitswert (Biegung)	$\sigma_{bW\,N}$	**290**	N/mm²
vorhandene Spannung	Wechselfestigkeitswert (Torsion)	$\tau_{tW\,N}$	**180**	N/mm²
Größe	Technologischer Größeneinflussfaktor	K_t	7,19	1
Bauteilgeometrie	Konstruktionsfaktor (Biegung)	K_{Db}	2,82	1
Bauteilgeometrie	Konstruktionsfaktor (Torsion)	K_{Dt}	2,06	1
Konstfaktor (Biegung)	Kerbwirkungszahl (Biegung)	β_{kb}	2,21	1
Konstfaktor	geometrischer Größeneinflussfaktor	K_g	0,8	1
Konstfaktor (Biegung)	Oberflächeneinflussfaktor	$K_{O\sigma}$	0,95	1
Konstfaktor	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung	K_V	1	1
Konstfaktor (Torsion)	Kerbwirkungszahl (Torsion)	β_{kt}	1,61	1
Konstfaktor (Torsion)	Oberflächeneinflussfaktor	$K_{O\tau}$	0,95	1
Konstfaktor (Biegung)	Kerbformzahl (Biegung)	$\alpha_{k\sigma}$	2,6	1
Konstfaktor (Biegung)	Stützzahl (Biegung)	n_σ	1,18	1
Konstfaktor (Biegung)	bezogenes Spannungsgefälle (Biegung)	G'_σ	1,1	mm^{-1}
Konstfaktor (Biegung)	Berechnungskonstante Spannungsgefälle	φ	0,09	1
Konstfaktor (Torsion)	Kerbformzahl (Torsion)	$\alpha_{k\tau}$	1,8	1
Konstfaktor (Torsion)	Stützzahl (Torsion)	n_τ	1,12	1
Konstfaktor (Torsion)	bezogenes Spannungsgefälle (Torsion)	G'_τ	0,5	mm^{-1}
Wechselfestigkeit	Biegespannungsgrenzwert	σ_{bGW}	739,77	N/mm²
Wechselfestigkeit	Torsionsspannungsgrenzwert	τ_{tGW}	627,78	N/mm²
Mittelspgempfindlichkeit	Mittelspannungsempfindlichkeit (Biegung)	ψ_σ	0,11	1
Mittelspgempfindlichkeit	Faktor	a_M	0,0004	mm²/N
Mittelspgempfindlichkeit	Zugfestigkeit	R_m	590	N/mm²
Mittelspgempfindlichkeit	Faktor	b_m	-0,1	1
Mittelspgempfindlichkeit	Mittelspannungsempfindlichkeit (Torsion)	ψ_τ	0,06	1
Mittelspgempfindlichkeit	Faktor	f_τ	0,58	1
Mittelspgempfindlichkeit	Vergleichsmittelspannung	σ_{mv}	62,42	N/mm²
Mittelspgempfindlichkeit	Vergleichsmittelspannung	τ_{mv}	36,2	N/mm²
Gestaltausschlagfestigkeit	Spannungsfestigkeit	σ_{bGA}	607,54	N/mm²
Gestaltausschlagfestigkeit	Spannungsfestigkeit	τ_{tGA}	482,16	N/mm²
Gesamtsicherheit	Sicherheit	S_D	**19,02**	1

Tabelle 3.3: Dynamischer Festigkeitsnachweis

3.2.3.1 Verwendete Formeln zu Tabelle 3.3

Die Biegespannung σ_{ba} folgt aus der maximalen Biegespannung σ_{bm} multipliziert mit einer konstanten c_1. Es wird somit ein Schwingen um die aus Kapitel 3.2.2 errechnete maximale Spannung angenommen und die Amplitude der Schwingung über den Faktor $c_1 = 1$ festgelegt.

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bm} \cdot c_1 \tag{3.29}$$

Analog zur Biegespannung wird auch die Torsionsspannung mit $c_2 = 1$ angenommen.[4]

$$\tau_{ta} = \tau_{tm} \cdot c_2 \tag{3.30}$$

Für die Berechnung des Konstruktionsfaktors K_{Db} ist die Kerbwirkungszahl β_{kb}, der geometrische Größeneinflussfaktor K_g, der Oberflächeneinflussfaktor $K_{O\sigma}$ und der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung notwendig. Vorgegangen wird wie in dem Flussdiagramm in Bild 3-27 bei [MWJV07] dargestellt. Der geometrische Größeneinflussfaktor K_g ist aus Tabelle TB 3-11c in [MWJV07] entnommen und der Oberflächeneinflussfaktor $K_{O\sigma}$ aus Tabelle TB 3-10.

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} \tag{3.31}$$

Um den Konstruktionsfaktor für Torsion K_{Dt} zu berechnen, wird analog zur Biegung vorgegangen. Lediglich der passende Oberflächeneinflussfaktor $K_{O\tau}$ ist zu verwenden.

$$K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} \tag{3.32}$$

Die Kerbwirkungszahlen $\beta_{k\sigma}$ und $\beta_{k\tau}$ ergeben sich aus den Quotienten der Kerbformzahlen gebrochen durch die Stützzahlen. Diese sind aus Tabelle TB 3-6 und Tabelle 3-7 in [MWJV07] abgelesen.

$$\beta_{k\sigma} = \frac{\alpha_{k\sigma}}{n_\sigma} \tag{3.33}$$

$$\beta_{k\tau} = \frac{\alpha_{k\tau}}{n_\tau} \tag{3.34}$$

Notwendig hierfür sind das bezogene Spannungsgefälle G'_b für Biegung und Torsion.

$$G'_b = \frac{2}{r} \cdot (1 + \phi) \tag{3.35}$$

[4] Die Beanspruchung mit $c_1 = c_2 = 1$ ist für einen dynamischen Betrieb eines im Schienennahverkehr eingesetzten Achsnabenmotors plausibel.

mit r ... Kerbenradius (Ausrundungsradius)
Die Berechnungskonstante für das Spannungsgefälle ϕ ist wie folgt bestimmt:

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{8(D-d)/r} + 2} \tag{3.36}$$

Das bezogene Spannungsgefälle für Torsion ist der Reziprokwert des Kerbenradius.

$$G'_t = \frac{1}{r} \tag{3.37}$$

Der Biegespannungsgrenzwert σ_{bGW} folgt aus dem technologischen Größeneinflussfaktor K_t, der Wechselfestigkeit σ_{bWN} aus [MWJV07] Tabelle TB 1-1 für Stahl mit der Werkstoffnummer E355 und aus K_{Db}, dem Konstruktionsfaktor für Biegung.

$$\sigma_{bGW} = K_t \cdot \sigma_{bWN}/K_{Db} \tag{3.38}$$

Analog geht man für Torsion vor:

$$\tau_{tGW} = K_t \cdot \tau_{tWN}/K_{Dt} \tag{3.39}$$

Die Mittelspannungsempfindlichkeit ψ_a ergibt sich aus einem Faktor a_M aus Tabelle [MWJV07] TB 3-13, der Zugfestigkeit R_m aus [MWJV07] Tabelle TB 1-1 (für Stahl E355) und aus b_m ([MWJV07] Tabelle TB 3-13).

$$\psi_a = a_M \cdot R_m + b_m \tag{3.40}$$

Ebenso gilt für Torsion mit dem Faktor f_τ aus [MWJV07] Tabelle TB 3-2:

$$\psi_\tau = f_\tau \cdot \psi_\sigma \tag{3.41}$$

Es ergeben sich die Vergleichsspannungen σ_{mv} und τ_{mv} nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zu:

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \tag{3.42}$$

Wobei die auftretende Spannung $\sigma_{zdm} = \sigma_{am}$ ist.

$$\tau_{mv} = f_\tau \cdot \sigma_{mv} \tag{3.43}$$

Die Spannungsfestigkeit für Beigung σ_{bGA} und Torsion τ_{tGA} sind somit bestimmt:

$$\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_\tau \cdot \sigma_{mv}/\sigma_{ta}} \tag{3.44}$$

$$\tau_{tGA} = \frac{\tau_{tGW}}{1 + \psi_\tau \cdot \tau_{mv}/\tau_{ta}} \tag{3.45}$$

Schließlich folgt die Sicherheit, die laut [MWJV07] Tabelle TB 3-14 klassifiziert ist.

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2}} \tag{3.46}$$

Die Sicherheit für duktile Werkstoffe ist laut der Modellrechnung ausreichend gegeben.

3.3 Nutverschlusskeile

Die Nutverschlusskeile fixieren die Spulen in den Statornuten. Sie bestehen aus Glashartgewebe der Firma Isovolta mit der Produktbezeichnung Isoval 11. Die Festigkeit der Nutverschlusskeile wurde berechnet und mit einem Druckversuch überprüft.

3.3.1 Berechnung

Für die Festigkeitsberechnung der Nutverschlusskeile sind zwei Näherungen angeführt. Beide beruhen auf der Theorie des doppelseitig eingespannten Balkens (2-fach statisch unbestimmtes System). Die Erste geht von einer punktuellen Kraft in der Mitte des Keils aus, die Zweite von einer flächig gleichförmig verteilten Kraft. Eine Spule hat die Masse von $m = 4\,kg$. Bei einer angenommenen Beschleunigung von $100\,g$ (100-fache Erdbeschleunigung) ergibt dies eine Kraft von:

$$F_{\text{Spule}} = m \cdot 100\,g = 4\,kg \cdot 100 \cdot 9,81\frac{m}{s^2} \approx 4\,kN \tag{3.47}$$

Eine Spule liegt in zwei Statornuten, daher teilt sich die auf einen Keil wirkende Kraft auf:

$$F \approx \frac{F_{\text{Spule}}}{2} = 2\,kN \tag{3.48}$$

3.3.1.1 Punktuell angreifende Kraft

Ein Nutverschlusskeil hat die Maße: $a = 16,6\,mm$, $b = 300\,mm$, $c = 1\,mm$.
Die Auflagerkräfte in A und B ergeben sich nach dem Kräftegleichgewicht (Abbildung 3.4) in y-Richtung zu:

$$\sum F_y = 0 \tag{3.49}$$

$$A = B = \frac{F}{2} = 1\,kN \tag{3.50}$$

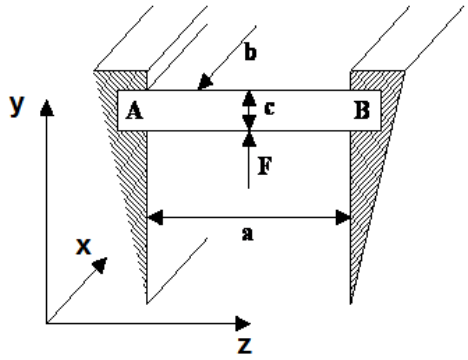

Abbildung 3.3: Nutverschlusskeil mit punktuell angreifender Kraft

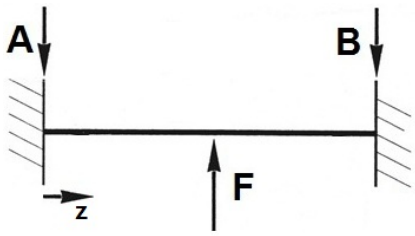

Abbildung 3.4: Kräfte

Der Momentenverlauf $M(z)$ (Abbildung 3.6) ergibt sich:

$$M(z) = \int Q(z)dz = \frac{F \cdot a}{8} \cdot \left(1 - 4\frac{z}{a}\right) \quad für \quad z \leq \frac{a}{2}. \tag{3.51}$$

$Q(z)$ ist die Querkraft (Abbildung 3.5).
Das maximale Biegemoment ist demnach:

$$M_{max} = \frac{F \cdot a}{8} = \frac{2000\,N \cdot 16,6\,mm}{8} = 4150\,Nmm \tag{3.52}$$

Für die Berechnung des Flächenträgheismoments legen wir das Koordinatensystem wie in Abbildung 3.7 in den Schwerpunkt des Balkens und berechnen:

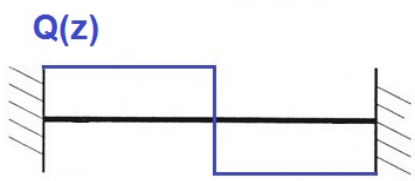

Abbildung 3.5: Verlauf der Querkraft

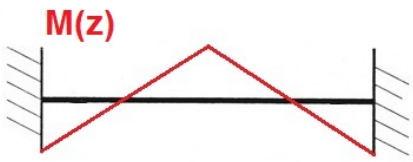

Abbildung 3.6: Momentenverlauf

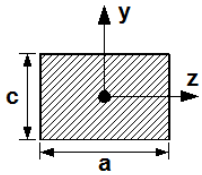

Abbildung 3.7: Koordinatensystem

$$I_y = \int_{\mathcal{A}} z^2 dA = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-c/2}^{c/2} z^2 dy\, dz = \frac{b \cdot c^3}{12} \tag{3.53}$$

Damit folgt das Widerstandsmoment:

$$W_{min} = \frac{I_y}{c_{max}} = \frac{b \cdot c^3 \cdot 2}{12 \cdot c} = \frac{b \cdot c^2}{6} = \frac{300\,mm \cdot 1\,mm^2}{6} = 50\,mm^3 \tag{3.54}$$

c_{max} ist der maximale Abstand von der neutralen Faser ($y = z = 0$) in der y-Richtung. In diesem Fall ist das $c/2$.

Die maximal auftretende Biegespannung σ_b folgt:

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{W_{min}} = \frac{4150\,Nmm}{50\,mm^3} = 83\,N/mm^2 \tag{3.55}$$

Laut Datenblatt hat Isoval 11 eine Biegefestigkeit von $\sigma_{b,zul} = 100\,MPa$ bei $\vartheta = 180\,°C$. Somit gilt:

$$\sigma_b \leq \sigma_{b,zul} \tag{3.56}$$

Mit einer Sicherheit von:

$$S = \frac{\sigma_{b,zul}}{\sigma_b} = \frac{100\,N/mm^2}{83\,N/mm^2} = 1,2 \tag{3.57}$$

Das gleiche Ergebnis für das maximale Moment M_{max} und damit auch für die Sicherheit erhält man, wenn man einen einseitig eingespannten Balken mit der Länge von $a/2$ annimmt, der eine Flächenlast q trägt:

$$q = \frac{F}{a} = \frac{2\,kN}{16,6\,mm} = 120,5\,N/mm \tag{3.58}$$

Das maximale Moment ergibt sich am eingespannten Ende:

$$M(z=0) = \int_0^{a/2} q \cdot z \, dz = \frac{q \cdot a^2}{8} = \frac{F \cdot a}{8} \tag{3.59}$$

3.3.1.2 Flächig angreifende Kraft

Dieser Ansatz nimmt die Fliehkraft, die auf die Spulen wirken kann, als flächig verteilt an. Diese Streckenlast q ist schon in Gleichung 3.58 berechnet worden. Abbildung 3.8 veranschaulicht die Situation.

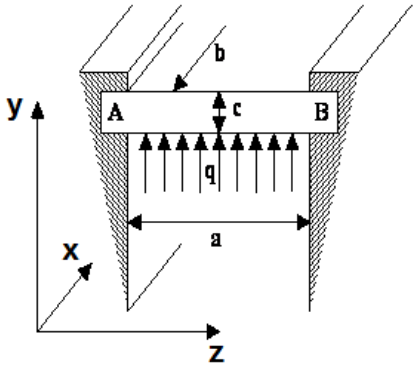

Abbildung 3.8: Nutverschlusskeil mit flächig angreifender Kraft

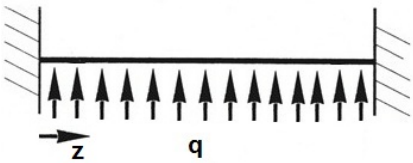

Abbildung 3.9: Streckenlast

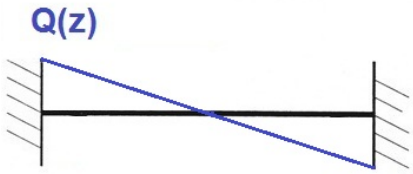

Abbildung 3.10: Verlauf der Querkraft

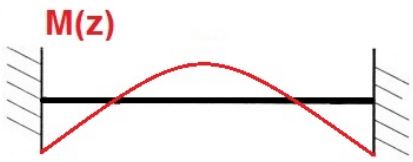

Abbildung 3.11: Momentenverlauf

Der Momentenverlauf $M(z)$ ergibt sich zu:

$$M(z) = \frac{q \cdot a^2}{2} \left[\frac{1}{6} - \frac{z}{a} + \left(\frac{z}{a} \right)^2 \right] \tag{3.60}$$

Die größten Momente treten demnach an den Balkenenden auf:

$$M_A = M_B = \frac{q \cdot a^2}{12} = \frac{F \cdot a}{12} = \frac{120,5\,N/mm \cdot (16.6\,mm)^2}{12} = 2766,7\,Nmm \tag{3.61}$$

Das Moment ist somit um den Faktor 2/3 kleiner als mit punktuell auftretender Kraft. Dadurch ergibt sich eine 1,5-fache Sicherheit von $S = 1,8$.

Mit diesen zwei Modellrechnungen ist die Festigkeit für eine Belastung von $100\,g$ bei 180 °C nachgewiesen.

3.3.2 Druckversuch

Zur experimentellen Festigkeitsüberprüfung wurde ein Druckversuch durchgeführt (Abbildung 3.12). Das aufgenommene Kraft-Weg-Diagramm (Abbildung 3.13) beschreibt die Verformung durch die Aufbringung einer flächigen Kraft. Der Versuch wurde bei $F = 1700\,N$ beendet, da die verwendete Kraftmessdose nur für kleine Kräfte geeignet ist und eine Verbiegung des Statorblechpaketes (ohne stabilisierende Welle) ausgeschlossen werden sollte. Der Versuch wurde für die Keillänge von $l = 100\,mm$ (1/3 der tatsächlichen Länge) bei Umgebungstemperatur (ca. 23 °C) durchgeführt. Hochgerechnet ergibt sich also eine Belastbarkeit pro Spule von mehr als $2 \cdot 3 \cdot 1700\,N = 10,2\,kN$. Dies entspricht der ca. 250-fachen Spulenmasse. Somit zeigt der Versuch ausreichende Sicherheitsreserven.

Abbildung 3.12: Aufbau Druckversuch

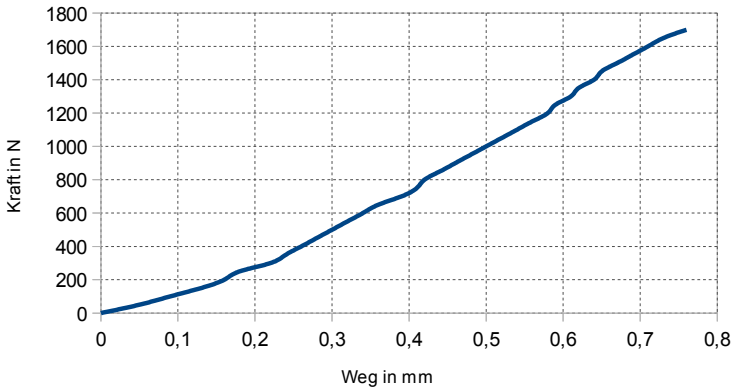

Abbildung 3.13: F/s-Nutverschlusskeile

3.4 Zusammenbauhilfe

Da man die im Motor eingebauten Permanentmagnete nicht einfach Abschalten kann, treten beim Zusammenbau und beim Zerlegen mitunter hohe Kräfte auf. Es besteht primär die Gefahr, dass sich Rotor und Stator zu nahe kommen und sich dann durch ihre Anziehung nicht mehr gegeneinander verschieben lassen.

Für den Zusammenbau wird der Motor im Portal senkrecht aufgestellt. Anschließend wird der Rotor mit Lagerschild über den Stator geschoben. Schlussendlich werden der Rotor und das portalseitige Lagerschild mit Messingbolzen verbunden. Es bedarf also einerseits einer radialen Ausrichtung und andererseits

einer Kraft in Längsrichtung[5]. Die Führung übernimmt ein Rohr, das an der Stirnseite der Welle angeschraubt wird. Der Rotor wird mit Hilfe eines Montageaufsatzes koaxial in Position gehalten. Die notwendige Kraft, um den Motor zusammenzuschieben, erfolgt über ein Gewinde. In der Oberseite des Führungsrohrs ist eine Metallplatte mit einem Gewinde. In diesem ist eine passende Gewindestange eingeschraubt, die an ihrer Spitze gegen Verdrehung gesichert wird. Mit einer „Druckplatte“ kann über das Gewinde eine Kraft in die Montagerichtung aufgebracht werden. Diese wird über „Aufschubrohre“ an das Laufrohr und somit an den Rotor weitergegeben. Diese Methode erlaubt das Erzeugen großer Längskräfte entlang der Achse des Motors bei moderaten Umfangskräften. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit einer manuellen Montage, bei der die/der MonteurIn durch ihren/seinen Kraftaufwand ein Feedback über den Fortschritt oder eventuelle Probleme[6] bekommt. Zerlegt wird der Motor, indem man den Rotor mit einem Kran an den Ösen der Montagevorrichtung nach oben zieht. In Abbildung 3.14 ist der beinahe zusammengebaute Motor zu sehen. Orange erkennt man Industrie-Papierstreifen, die eine zusätzliche Abstandshaltung zwischen Stator und Rotor auf der gesamten Länge des Luftspalts garantieren. Nachdem die Messingstangen die Koaxialführung übernehmen, können die Streifen entfernt werden. Zur Montage ist der Rotor mit Elektroblech (Trafoblech) umwickelt, um einen äußeren magnetischen Rückschluss zu bilden und somit die Anziehungskräfte zum Stator zu schwächen. Das offene portalseitige Lager, ist während des Zusammenbaus mit blauem Papier gegen Verunreinigung geschützt[7].

In Abbildung 3.15 ist ein 3D-Schnitt-Modell des Motors in Montageposition zu sehen. Der Montageaufsatz (Abbildung A.2) wird über das Moment M in Richtung der Kraft F gedrückt. Damit die Gewindestange in Position gehalten wird, ist noch eine Gegenhaltestange vorhanden. Mit dieser kann man die Verteilung der Reibkräfte auf die zwei M24 Gewinde beeinflussen[8]. Ein Foto des angeschraubten Montageführungsrohrs ist in Abbildung A.6 dargestellt und ein Schnittmodell in 3.16.

[5]Die Kraft in Längsrichtung kann mitunter beträchtlich sein. Grund hierfür sind notwendige Toleranzen in der Führung.

[6]Eine optimale Schmierung zwischen Führungsrohr und Laufrohr verhindert eine Spanbildung und damit ein Verreiben der Rohre.

[7]siehe Abbildung 3.14

[8]Auf die Gewindestange selbst wirkt kaum ein Drehmoment, obwohl sie ein großes überträgt.

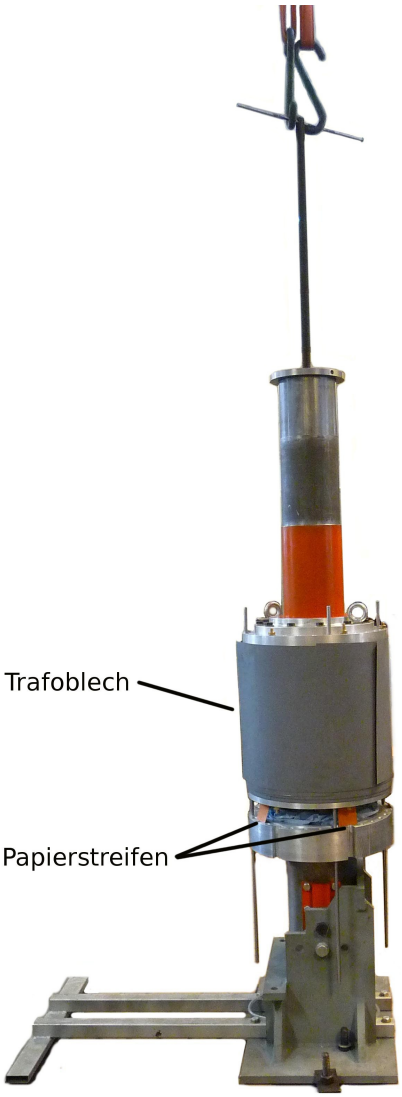

Abbildung 3.14: Montageposition mit Montagevorrichtung

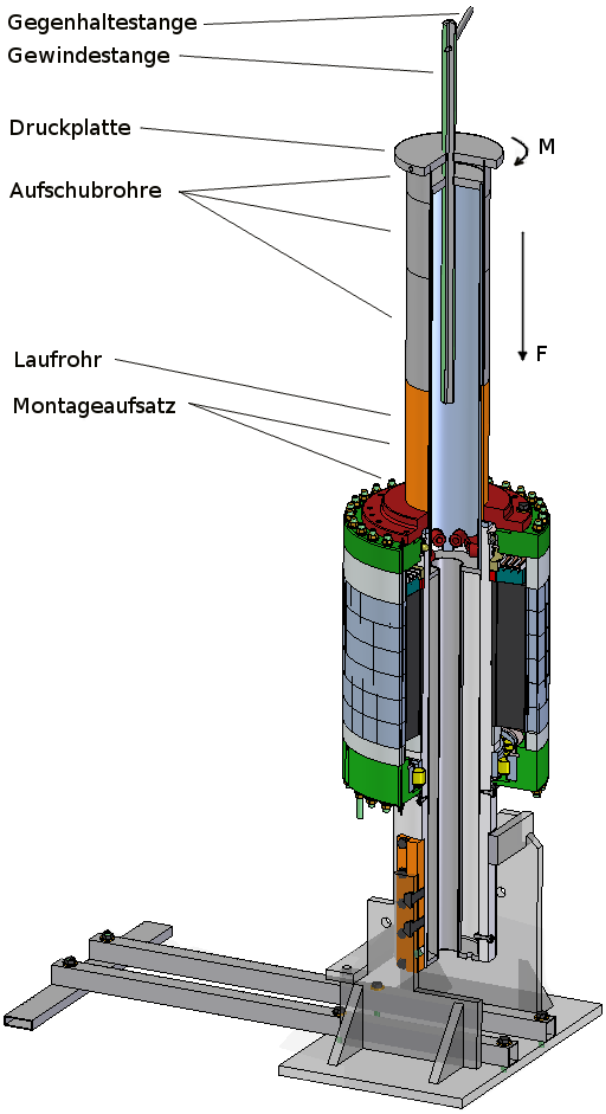

Abbildung 3.15: Montage im 3D-Modell

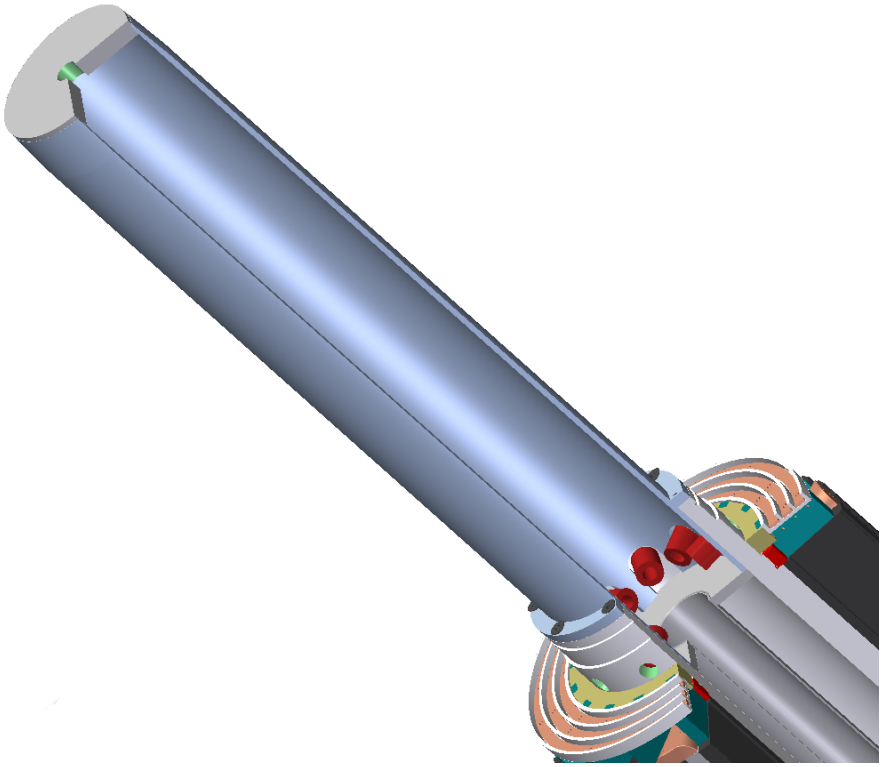

Abbildung 3.16: Montageführungsrohr

3.5 Zusammenfassung - Mechanik

Es wurde ein Festigkeitsnachweis für die Welle durchgeführt. Sowohl die erste Näherung als auch der statische und dynamische Festigkeitsnachweis bestätigten ausreichende Stabilität. Die erste Näherung ergab Reserven von $139,03\,N/mm^2$ für Torsionsspannung und $234,99\,N/mm^2$ für Zugspannung. Die statische Festigkeitsbetrachtung lieferte einen Sicherheitsfaktor von 21326. Gefordert wäre ein Sicherheitsfaktor größer 2. Der dynamische Festigkeitsnachweis führte auf einen Sicherheitsfaktor von 19,02, was deutlich weniger als der statische Sicherheitsfaktor, aber noch immer ausreichend ist. In Anbetracht der Unsicherheit der für den Prototypen tatsächlich folgenden Beanspruchungen und da für uns die elektrischen sowie thermischen Eigenschaften im Mittelpunkt stehen, ist die Auslegung mit dieser Reserve sehr zufriedenstellend.

Ein weiteres kritisches Element waren die Nutverschlusskeile. Sie wurden in Kapitel 3.3 behandelt. Anhand der Theorie des eingespannten Balkens und eines Versuchs konnte ihre ausreichende Festigkeit berechnet und nachgewiesen werden.

Für die restlichen Komponenten der Maschine sind nach erster Betrachtung

mechanische Festigkeitsnachweise nicht zwingend notwendig. Deren Struktur ergibt sich aus fertigungstechnischer Anforderung und sollte der Beanspruchung großzügig genügen. Des Weiteren würde eine genauere Untersuchung den Rahmen dieser Arbeit sprengen und sinnvollerweise computerunterstützte Rechenmodelle wie finite Elemente-Simulationen erfordern.

Die Beschreibung der Montagevorrichtung soll die Problematik des Zusammenbaus von elektrischen Maschinen mit Permanentmagneten ansprechen und die Vorzüge einer Montage über ein Gewinde aufzeigen.

Kapitel 4

Kühlung

4.1 Grundlagen

4.1.1 Wärmeübertragung

Wärmeübertragung setzt sich aus Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung zusammen:

- **Wärmeleitung:** Wärme wird innerhalb eines Feststoffs oder einer ruhenden Flüssigkeit transportiert. Die Eignung des Körpers für diesen Vorgang wird Wärmeleitfähigkeit genannt und mit der Größe λ beschrieben.

  $$[\lambda] = \frac{W}{m \cdot K} \tag{4.1}$$

  Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt dabei Wärme immer nur in Richtung geringerer Temperatur. Auf Grund des Energieerhaltungssatzes geht dabei keine Wärmeenergie verloren. Die Berechnung der Wärmeleitung kann in Analogie zur Berechnung von elektrischen Netzwerken erfolgen. Somit können Methoden der Elektrotechnik verwendet werden. Die Berechnung der übertragenen Wärmeleistung kann mit Hilfe des Fourierschen Gesetz erfolgen. Für den vereinfachten Fall eines festen Körpers mit zwei parallelen Wandflächen gilt:

  $$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d} A (T_{W1} - T_{W2}) \tag{4.2}$$

  mit
  T_{W1} ... Temperatur der wärmeren Oberfläche
  T_{W2} ... Temperatur der kälteren Oberfläche

oder mit Hilfe der Wärmestromdichte $\dot{\vec{q}}$ und dem Nabla-Operator:

$$\dot{\vec{q}} = -\lambda \vec{\nabla} T \tag{4.3}$$

Der Wärmestrom ergibt sich folglich zu:

$$\dot{Q} = \int_{\mathcal{A}} \dot{\vec{q}} dA \tag{4.4}$$

- **Konvektion:** Den Wärmeaustausch zwischen einem festen Körper und einem diesen umgebenden flüssigen oder gasförmigen Medium nennt man Konvektion. Gekennzeichnet wird diese durch die Wärmeübergangszahl α.

$$[\alpha] = \frac{W}{m^2 \cdot K} \tag{4.5}$$

„Wegen der vielen Einflüsse, wie Viskosität, Temperatur, Wärmeleitfähigkeit, Ausdehnungskoeffizienten und Geschwindigkeit des bewegten Mediums sowie spezifische Wärmemenge, Temperatur, Struktur, Form und Größe der Wandfläche bzw. Körperoberfläche, lässt sich die Wärmeübergangszahl α nicht so einfach mathematisch erfassen. Über Kennzahlen, die aus Ähnlichkeitsbetrachtungen stammen, können die wesentlichen Einflußgrößen allerdings bestimmt werden.“[Vos77]

Zur Beschreibung der Konvektion werden nachfolgende Zahlen verwendet:

Die **Reynolds-Zahl** (Re) beschreibt das Turbulenzverhalten, also ob es sich eher um laminare oder turbulente Strömungsverhältnisse handelt.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \tag{4.6}$$

v ... charakteristische Strömungsgeschwindigkeit
d ... charakteristische Länge
ν ... charakteristische kinematische Viskosität

Die **Nusselt-Zahl** (Nu) gibt die Verbesserung des Wärmeübergangs mit Strömung im Vergleich zu gedachten ruhenden Schichten des Fluids an.

$$Nu = \frac{\lambda \cdot L}{\lambda_l} \tag{4.7}$$

α ... Wärmeübergangskoeffizient
L ... charakteristische Länge

λ_l ... Wärmeleitfähigkeit des Fluids

Die **Prandtl-Zahl** (Pr) gibt das Verhältnis zwischen kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit an.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta\, c_p}{\lambda} \tag{4.8}$$

η ... dynamische Viskosität des Fluids
ν ... kinematische Viskosität
λ ... Wärmeleitfähigkeit
a ... Temperaturleitfähigkeit
c_p ... spezifische Wärmekapazität

Die **Grashof-Zahl** (Gr) gibt das Verhältnis zwischen Auftriebskraft und viskoser Kraft mal dem Verhältnis der Trägheitskraft zur viskosen Kraft an.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta(T_S - T_\infty)L^3}{\nu^2} \tag{4.9}$$

g ... Erdbeschleunigung
β ... Wärmeausdehnungskoeffizient
T_S ... Temperatur
T_∞ ... Ruhe-Temperatur
L ... charakteristische Länge
ν ... kinetische Viskosität

- **Strahlung:** Wärme wird nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz in Form von elektromagnetischen Wellen im infraroten Bereich des Spektrums übertragen. Man kann eine Wärmeübergangszahl für Wärmestrahlung α_S definieren. Der von einem Körper abgestrahlte Wärmestrom $\dot{Q}$ kann mit Hilfe des Stefan-Boltzmann-Gesetzes wie folgt ermittelt werden:

$$\dot{Q} = \frac{\partial Q}{\partial t} = \varepsilon\, \sigma\, A\, T^4 \tag{4.10}$$

mit
ε : Emissionsgrad von 0 ... perfekter Spiegel bis 1 ... idealer schwarzer Körper
und mit $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$: Stefan-Boltzmann-Konstante.

4.1.2 Thermische Netzwerke

In Anlehnung an die Elektrotechnik kann man mit Hilfe von thermischen Netzwerken stationäre und transiente Zustände modellieren. Die Analogie ist wie folgt gegeben:
Die Temperaturdifferenz zwischen zwei Punkten übernimmt die Rolle der elektrischen Spannung

$$U \circ\!\!-\!\!\bullet\ \Delta T \tag{4.11}$$

mit

$$\Delta T = T_2 - T_1 \tag{4.12}$$

wobei gilt

$$T_2 > T_1 \tag{4.13}$$

Im Besonderen gilt noch die Wegunabhängigkeit, die die Einführung von Potentialen erlaubt.

$$\varphi \circ\!\!-\!\!\bullet\ T \tag{4.14}$$

Des Weiteren entspricht dem elektrischen Strom der Wärmestrom

$$I \circ\!\!-\!\!\bullet\ \dot{Q} \tag{4.15}$$

Für den Fall der thermischen Verlustrechnung gilt:

$$\dot{Q} = P_V \tag{4.16}$$

Der Wärmestrom rührt aus der dissipativen Verlustleistung her. In unserem Fall sind die Quellen des Wärmestroms die elektrischen Verluste, da mechanische und andere Verluste im Vergleich gering sind und damit vernachlässigt werden können.

In Analogie zum Ohm'schen Gesetz kann geschrieben werden:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \tag{4.17}$$

mit

$$[R_{th}] = \frac{K}{W} \tag{4.18}$$

Im Weiteren ist neben dem thermischen Widerstand (Gleichung 4.17) die thermische Kapazität oder auch Wärmekapazität von Bedeutung. Sie gibt Auskunft, wie viel thermische Energie ΔE_{th} ein Körper, bezogen auf die Temperaturänderung ΔT, speichern kann. Außerdem ist sie das Produkt aus volumenspezifischer Wärmekapazität c_v und Volumen V bzw. aus spezifischer Wärmekapazität c und Masse m.

$$C_{th} = \frac{\Delta E_{th}}{\Delta T} = c_v \cdot V = c \cdot m \tag{4.19}$$

mit

$$[C_{th}] = \frac{J}{K} \tag{4.20}$$

Man kann aus einem Netzwerk mit einer als konzentriert zu betrachtenden Kapazität eine Zeitkonstante τ bestimmen.

$$\tau = R_{th} \cdot C_{th} \tag{4.21}$$

Bringt man einen warmen Körper abrupt in eine kältere Umgebung, so folgt dessen Temperaturverlauf einer Exponentialfunktion. Diese ist die Lösung einer homogenen linearen gewöhnlichen Differentialgleichung erster Ordnung mit konstanten Koeffizienten:

$$\dot{T} + \frac{1}{\tau} \cdot T = 0 \tag{4.22}$$

Die Lösung kann mittels Separation gefunden werden:

$$T(t) = T_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \tag{4.23}$$

durch Umformen kommt man auf die Zeitkonstante τ:

$$\tau = -\frac{t}{\ln \frac{T(t)}{T_0}} \tag{4.24}$$

4.2 Thermisches Netzwerk des Motors

Ähnlich wie in [Tho85] kann man für den stationären Fall ein Netzwerk von thermischen Widerständen ansetzen. Um eine dynamische Situation zu modellieren, müssen auch thermische Zeitkonstanten miteinbezogen werden. Dies wird erreicht, indem das stationäre Ersatzschaltbild um die relevanten Wärmekapazitäten erweitert wird.

Abbildung 4.2 zeigt das thermische Modell der Maschine. Als Bezugspotential, gekennzeichnet mit dem Erdesymbol, dient die Umgebungstemperatur[1]. Die Spannungsquellen haben folgende Bedeutungen:

T_V ... Beschreibt die dissipativen Verluste in den Spulen der Maschine[2].

T_K ... Beschreibt eine aktive Kühlung durch die Welle[3].

In dem thermischen Modell werden alle Verluste im Motor auf dessen Stromwär-

[1] Die Begründung ist, dass jeder Pfad des Wärmestroms in der Umgebung mündet. Gibt es keine Wärmequellen in der Maschine, so wird ihre Temperatur gegen die Umgebungstemperatur konvergieren. Die Umgebungstemperatur ist als konstant mit 23 °C angenommen.

[2] Als Spannungsquelle dargestellt, da im Motorbetrieb die Temperaturen der Spulen als Messgrößen zur Verfügung stehen.

[3] Im Versuchsaufbau wird die Kühlung über ein Temperiergerät bewerkstelligt. Diesem wird die Vorlauftemperatur vorgegeben, darum wird auch hier ein Spannungsquellensymbol verwendet. Wird nicht unter die Umgebungstemperatur gekühlt, kann die Spannungsquelle ausbleiben.

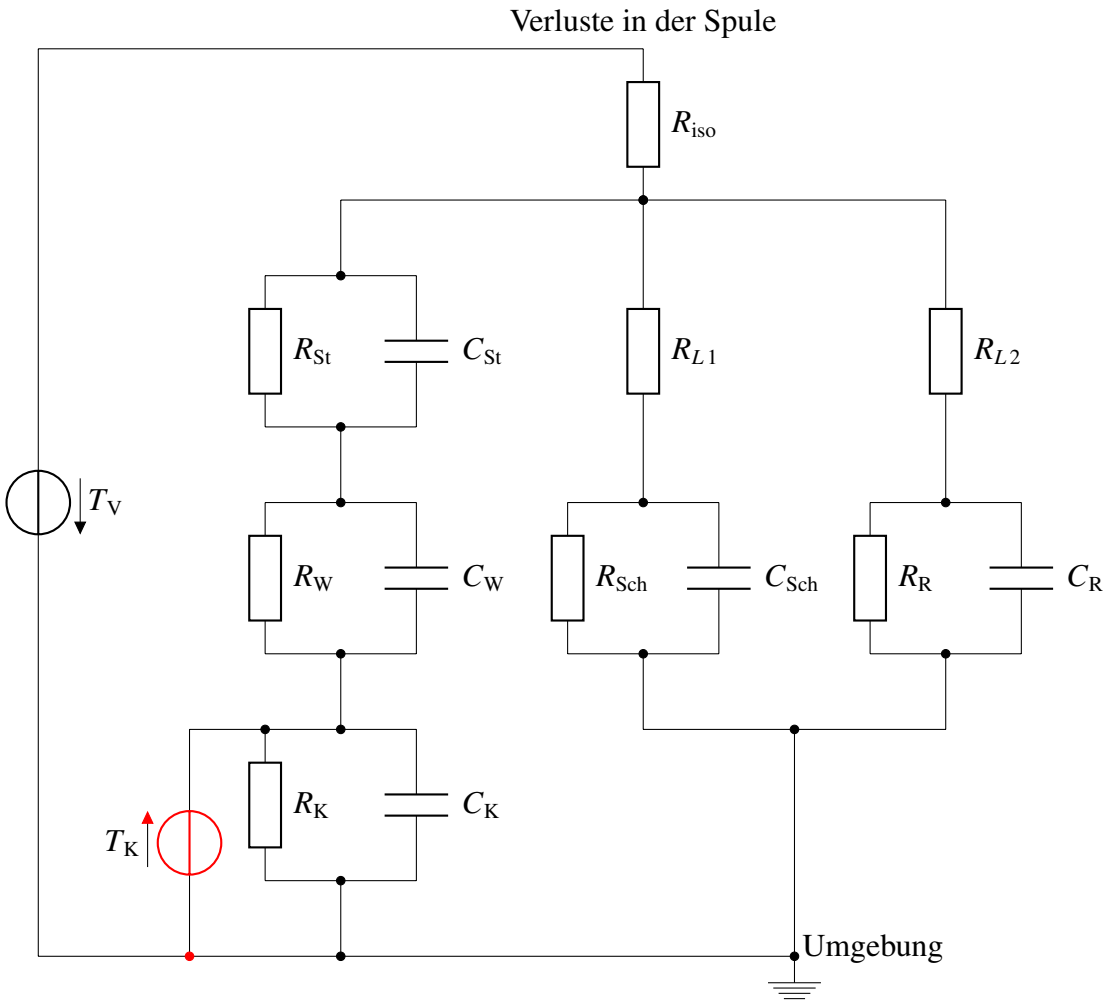

Abbildung 4.1: Thermisches Modell des Motors

meverluste, die hauptsächlich in den Spulen entstehen, zurückgeführt[4]. Die Temperaturerhöhung in den Spulen geht mit einem Wärmestrom in Richtung Umgebung einher. Der gesamte Wärmestrom passiert die Isolation der Spulen[5]. Dieser Wärmeübergangswiderstand wird durch R_{iso} repräsentiert. Ab hier stehen 3 Pfade zur Verfügung. Der Erste geht über den Stator (St), die Welle (W) und die Kühlung (K) an die Umgebung, der Zweite über den Luftspalt ($L\,1$) an den Stirnseiten des Stators hin zu den Lagerschildern (Sch). Der dritte Pfad geht über den Luftspalt ($L\,2$) zwischen Stator und Rotor, dann über den Rotor (R) an die Umgebung.

Die thermische Kapazität der Spulenisolation und der Luft in der Maschine wird vernachlässigt[6].

4.3 Korrosionsschutz

Für einen mit Flüssigkeit gekühlten Motor spielt Korrosion eine nicht unwesentliche Rolle. Durch Kühlen unter die Umgebungstemperatur kondensiert mitunter Luftfeuchtigkeit an den Oberflächen des Motors[7]. Durch die Kühlflüssigkeit selbst besteht ein erhöhtes Maß an Korrosion in den Kühlkanälen.

4.3.1 Theorie

Eisen oder Stahl oxidiert mit Sauerstoff in Gegenwart von Wasser. Das Produkt dieser Korrosion nennt man Rost.

Reaktion: Metall mit Sauerstoff, Elektrolyt ist Wasser.

Somit kommt man auf 3 mögliche Strategien, um sich vor Rost zu schützen:

- Fernhalten von Sauerstoff – Der Kühlkreislauf muss geschlossen sein (luftdicht) und ein Ausdehnungsgefäß besitzen.
- Fernhalten von Feuchtigkeit – z.B. durch einen Lufttrockner oder ein Filtersystem.
- Aufbau einer Potenzialdifferenz in Lokalelementen (Feuerverzinkung; Opferanode; kathodischer Korrosionsschutz)

Für die Kühlung der Welle ist der luftdichte, geschlossene Kühlkreislauf mit Ausdehnungsgefäß die technisch naheliegendste Wahl.

[4] Andere Verluste wären: Ummagnetisierungsverluste und Wirbelstromverluste im Eisen, Reibungsverluste in den Lagern usw.

[5] Die Kupferdrähte sind mit einer Lackschicht überzogen. Die Spulen sind zur zusätzlichen elektrischen Isolation in Papier eingewickelt. An den Spulenköpfen sind sie bandagiert.

[6] Die Wärmekapazität der Luft und der Spulenisolation ist als klein im Vergleich zu den massiven Metallteilen und der Kühlflüssigkeit anzunehmen.

[7] Wärmere Luft kann mehr Feuchtigkeit aufnehmen als kalte.

4.3.2 Kühlflüssigkeit - Zusätze

Prinzipiell kann man jedes gängige Kühlmittel verwenden, das für Stahl geeignet ist. Unkompliziert ist Leitungswasser in einem geschlossenen Kreislauf. Frischwasser könnte zu viele Ablagerungen bilden und zu einer starken Korrosion führen. Dauerkühlflüssigkeit, wie sie für Fahrzeuge verwendet wird, wäre grundsätzlich möglich. Eine weitere Lösung wäre aufbereitete Flüssigkeit, mit der zum Beispiel Zentralheizungen befüllt werden. Abgesehen von der Korrosion muss auch bedacht werden, ob die Welle frostsicher aufbewahrt wird. Für gewöhnlich mindern Zusätze die Wärmekapazität von Wasser. [Neu10]

4.3.3 Schutz des Portals und der Welle gegen Korrosion

Das Portal wurde mit Zinkspray[8] versiegelt und die dazugehörige Kippsicherung mit silbernem Acryllack besprüht.

Die Welle wurde im Vorderteil mit Silikonspray und im Bereich des Portals mit mattem Klarlack vor Rostbildung geschützt. Die Stirnflächen wurden ebenfalls verzinkt[9].

Abbildung 4.2: Welle im Portal nach Korrosionsschutzbehandlung

[8] Auf Grund der Spannungsreihe der Metalle, ist Verzinken ein besonders guter Korrosionsschutz.

[9] Auf der Welle sieht man stellenweise Verfärbungen, diese entstanden bei einem fehlgeschlagenen Versuch mit der Heizvorrichtnug. Dabei ist die Isolierung der Zuleitungskabel geschmolzen und hat vermutlich saures Kondensat an der Welle gebildet.

4.4 Design der Welle

Im Folgenden werden Möglichkeiten der Flüssigkeitskühlung einer ruhenden Antriebswelle betrachtet. Grundsätzlich wird zwischen einem aus zwei konzentrischen Teilen bestehenden und einem einteiligen Aufbau unterschieden.

4.4.1 Zweiteiliger Aufbau der Welle

Die Welle wird aus zwei Teilen aufgebaut. Der Außenteil ist ein innen glattes Rohr. Der Innenteil ist ein dickwandiges Stahlrohr, dessen Außenseite Kanäle für die Kühlflüssigkeit vorgesehen hat. Das Außenrohr wird erhitzt und über das Innenrohr geschoben. Im ausgekühlten Zustand entsteht eine schlüssige, feste Verbindung. Zusätzlich werden die Rohre noch an den Stirnseiten verschweißt. Aus dieser Überlegung ergeben sich folgende Varianten der Kühlung:

4.4.1.1 Welle mit Kühlschleife

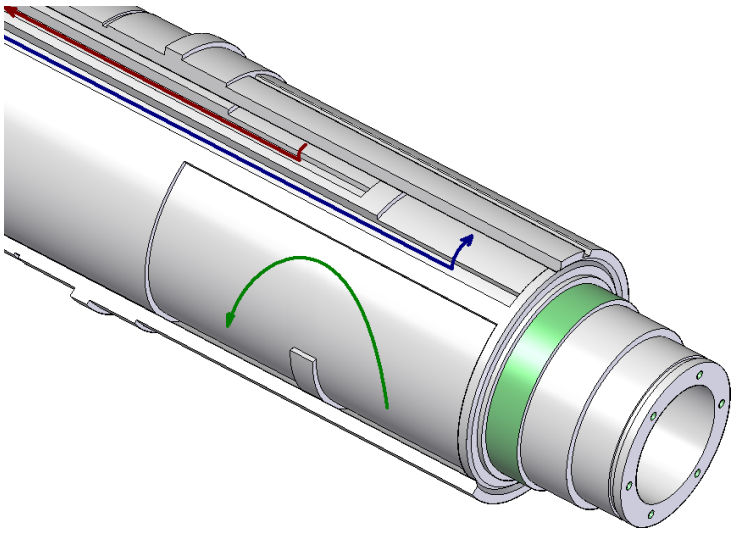

Abbildung 4.3: Schleifenkühlung

Kühlflüssigkeit strömt durch eine axiale Nut in den Bereich des Stators. In einem breiten, azimutalen Kanal wird sie um die Wellenachse geleitet, umgelenkt und in einem parallelen Kanal wieder abtransportiert. Die Kühlflüssigkeit nimmt somit einen schleifenförmigen, namensgebenden Verlauf. Dieser ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die kalte Flüssigkeit, der Vorlauf, ist in blau angedeutet. Der grüne Bogen zeigt den Verlauf der Kehre. Mit roter Farbe ist Rücklauf, das erwärmte Kühlmittel, skizziert.

4.4.1.2 Umlaufkühlung

Diese Variation der Kühlung ist ähnlich der „Kühlschleife“ und hat Vorteil, ohne den Bogen (die Schleife) zwischen den Kühlkammern auszukommen[10]. In der

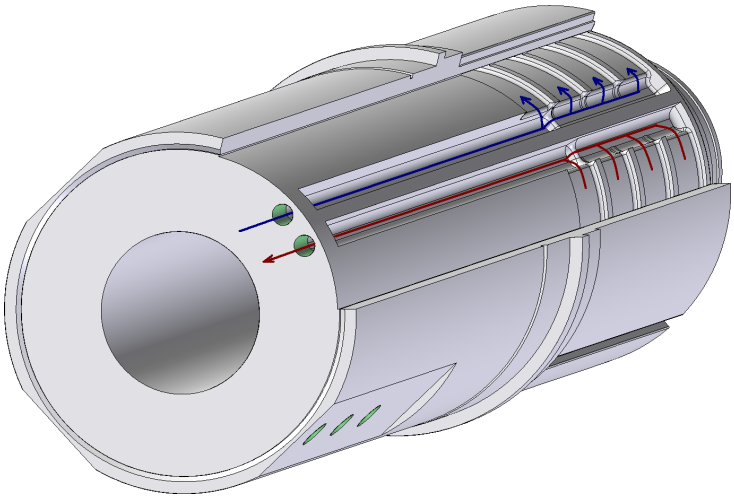

Abbildung 4.4: Umlaufkühlung

Skizze 4.4 sind vier azimutale Kanäle gezeichnet. Diese können nicht durch konventionelles Drehen hergestellt werden[11], da ein Steg zwischen Vor- und Rücklauf erhalten bleiben muss (bzw. diese Barriere muss nachträglich wieder hergestellt werden). Um ein gleichmäßiges Durchströmen der Kanäle zu gewährleisten, können deren Tiefen verändert werden und/oder die Tiefe der Zuleitungsnuten[12].

[10] Dies führt zu einer laminareren Strömung und vereinfacht die Herstellung.
[11] evtl. jedoch durch exzentrisches Drehen
[12] In der Skizze ist eine solche Stufe angedeutet.

4.4.1.3 Dreh-Fräskühlung

Der Name dieser Kühlung ist an die Fertigung angelehnt. Vom Prinzip der „passgenauen konzentrischen Rohre“ ist dies die einfachste und kostengünstigste Variante. Im ersten Arbeitsschritt kann man die azimutalen Kanäle drehen[13]. Im zweiten können die Zuleitungsnuten gefräst werden[14]. Des Weiteren sind die Anschlussgewindebohrungen zu fertigen und die Fasen für die Schweißstellen an den Stirnseiten zu drehen. In der Skizze ist zu erkennen, dass es sich um einen güns-

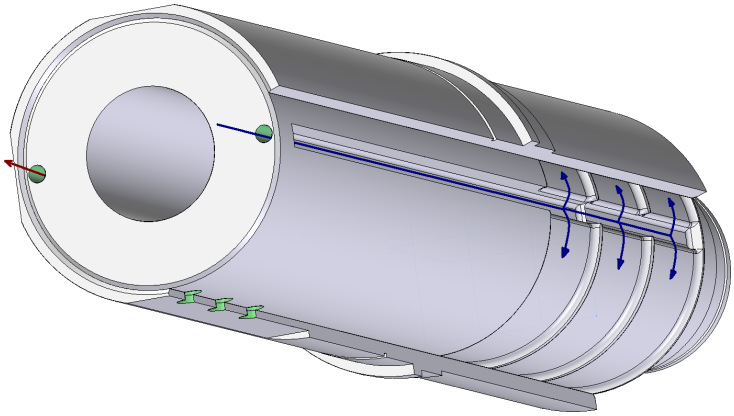

Abbildung 4.5: Dreh-Fräskühlung

tigen Fall der *Umlaufkühlung* handelt, nämlich einen, bei dem die Anschlüsse auf gegenüberliegenden Seiten sind. Es ergeben sich drei Vorteile:

- Ein Trennsteg ist nicht erforderlich.
- Das Kühlmittel hat die halbe Fließgeschwindigkeit in den Kühlkanälen, da es sich auf zwei Zweige aufteilt.
- Man kann die natürliche Konvektionsströmung ausnutzen, wenn man den Kühlmittelablauf an der höchsten Stelle vorsieht und den Zulauf an der tiefsten.

Diese Form des „zweiteiligen Aufbaus“ ist durch seine Vorteile gegenüber den anderen zu favorisieren.

Eine weitere Variante der „mehrteiligen Kühlung“ ist in Abschnitt 4.4.2.2 beschrieben.

[13] Auf einer Drehmaschine fertigen.

[14] Auch hier kann die Kühlmittelströmung nach Bedarf durch Tiefenvariation sowohl der azimutalen als auch axialen Ausnehmungen optimiert werden.

4.4.1.4 Dreh-Fräs-Kühlung, kurzer Außenteil

Um eine eventuell erforderliche Innenbearbeitung[15] des Außenrohres zu vereinfachen, kann es auf ein Minimum verkürzt werden. Zusätzlich sind die Anschlüsse der Kühlungsleitungen dann auf der radialen Fläche angebracht. Abbildung 4.6 veranschaulicht die Möglichkeit.

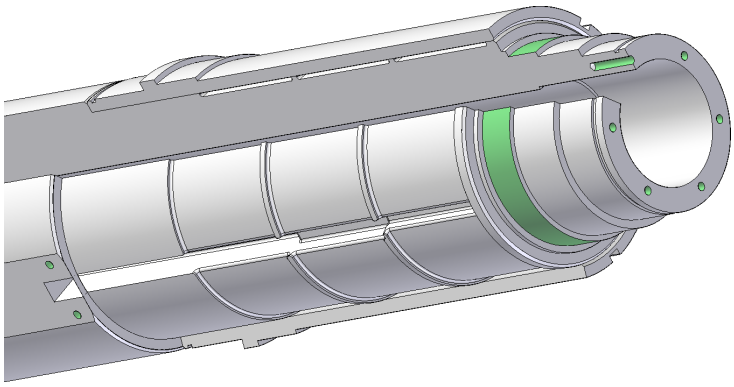

Abbildung 4.6: Dreh-Fräs-Kühlung, kurzer Außenteil

4.4.2 Einteiliger Aufbau der Welle

Der "zweiteilige Aufbau der Welle", beschrieben in Kapitel 4.4.1, hat in seinen unterschiedlichen Varianten immer den Nachteil, dass das Außenrohr innen bearbeitet werde muss[16]. Die Innenfläche eines Zylinders zu drehen ist nur bedingt möglich. Einerseits kann das Rohr nicht gut eingespannt werden und andererseits kann man mit dem Meißel nicht beliebig weit den Innenraum bearbeiten. Somit behandelt dieses Kapitel Möglichkeiten der Flüssigkeitskühlung in einteiliger Ausführung der Welle.

4.4.2.1 Bohrkühlung

In der Welle werden Kühlkanäle durch Bohrungen in axialer Richtung hergestellt. Die notwendige Bohrtiefe beträgt ca. 820 mm. Ein Durchmesser von $12,5\,mm$ ist denkbar[17]. Die äußere Bohrung führt das kalte Kühlmedium in den Bereich des

[15] evtl. Innenplandrehen

[16] bzw. schon mit ausreichender Maßgenauigkeit geliefert wurde.

[17] Das entspricht ca. 3/8". Je kleiner der Durchmesser, desto schwieriger ist die Fertigung der Bohrung. Zu große Lochdurchmesser vermindern die Wandstärke der Welle unzulässig.

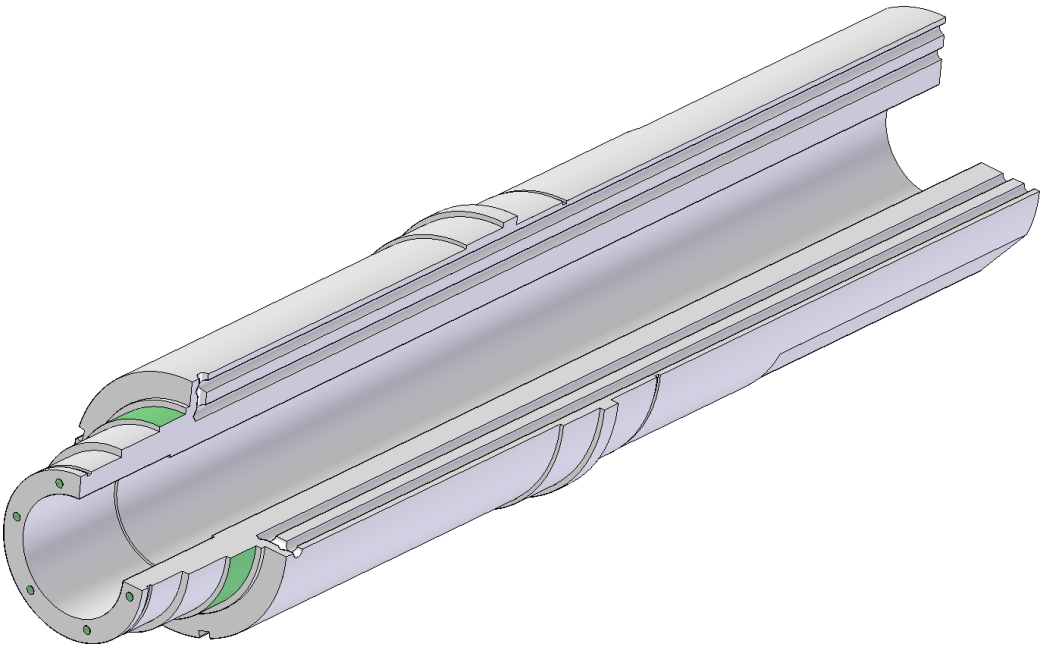

Abbildung 4.7: Schnittansicht Bohrkühlung

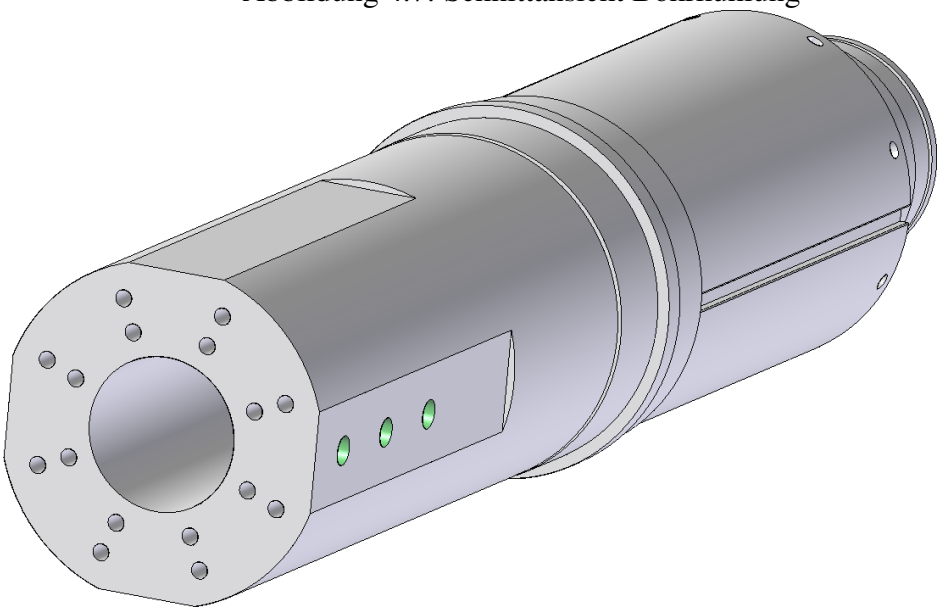

Abbildung 4.8: Welle mit Bohrkühlung (Portalseite)

Stators und die innere die erwärmte Flüssigkeit ab. Die Verbindungen der Kanäle erfolgen durch radiale Bohrungen, die anschließend verschlossen werden.[18]

Diese Variante der Kühlung scheint sehr elegant zu sein, hat jedoch den Nachteil, dass eine Bohrung solcher Tiefe nicht mehr trivial ist, sondern nur von spezialisierten Firmen und Forschungsinstituten bewerkstelligt werden kann.

4.4.2.2 Bohr-Teile-Kühlung

Eine theoretische Lösung wäre die Bohr-Teile-Kühlung[19]. Diese würde die geforderte Bohrtiefe umgehen. Der Außenteil würde in $10\,cm$ Scheiben geschnitten werden und dann gebohrt, anschließend wieder zusammengesetzt und verschweißt. Es gibt, wie in Abbildung 4.9 ersichtlich, zwei azimutale Ausnehmun-

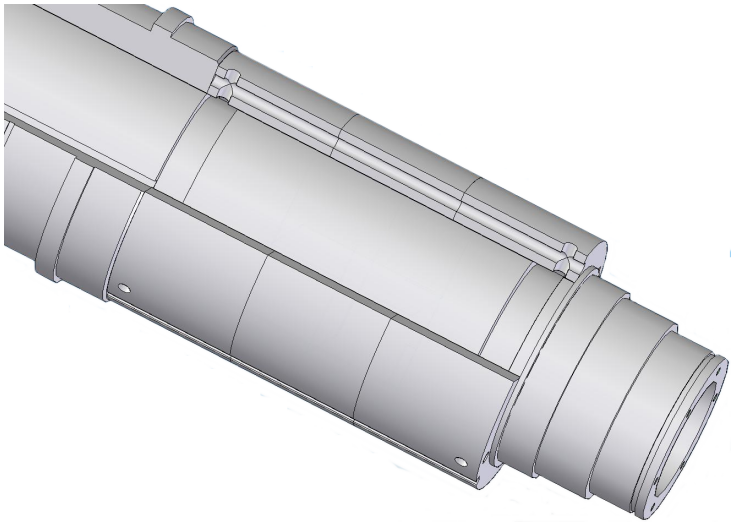

Abbildung 4.9: Bohr-Teile-Kühlung

gen: eine zur Verteilung von Kühlflüssigkeit und eine für das Sammeln des Rücklaufs. Die dem Portal nähere kann nicht über den ganzen Umfang geführt sein, da der konträre Kanal nicht gekreuzt werden darf.

[18]Dies kann durch Verschrauben mit anschließendem Einschweißen erfolgen. Um die Oberfläche wieder glatt zylindrisch zu bekommen, wäre ein Nachdrehen bzw. eine adäquate Oberflächenbehandlung der Schweißstellen vorzusehen. Als Alternative kann man die Verbindungsbohrungen nach außen mit einem Passstift verschließen.

[19]Eigentlich gehört diese zu den “mehrteiligen Lösungen“, jedoch aufbauend auf der „Bohrkühlung“.

4.4.2.3 Freie Kühlung

Diese Version ist ein Sammelsurium aus den Ideen und Ansetzen von Kapitel: 4.4.1.1; 4.4.1.2; 4.4.1.3; 4.4.1.4; 4.4.2.2;

Die erforderliche Wandstärke des Rohres ist nach einer mechanischen Stabilitätsrechnung in Kapitel 3 bestimmt worden[20]; dies ermöglicht eine Kühlung des Motors durch den Innenraum der Hohlstahlwelle. Wie in Abbildung 4.10 dargestellt, wird ein Hohlraum mittels zwei Scheiben erzeugt. Ein großes Rohr in der Wellenachse sorgt für den weiterhin notwendigen Kabelkanal von der Portalseite zur Schaltringseite. Über eine Lanze wird Kühlmittel zugeführt. Durch kleine Querbohrungen wird dieses in den Hohlraum gebracht und gleichzeitig verwirbelt[21]. Der Rücklauf befindet sich direkt an der portalseitigen Scheibe.

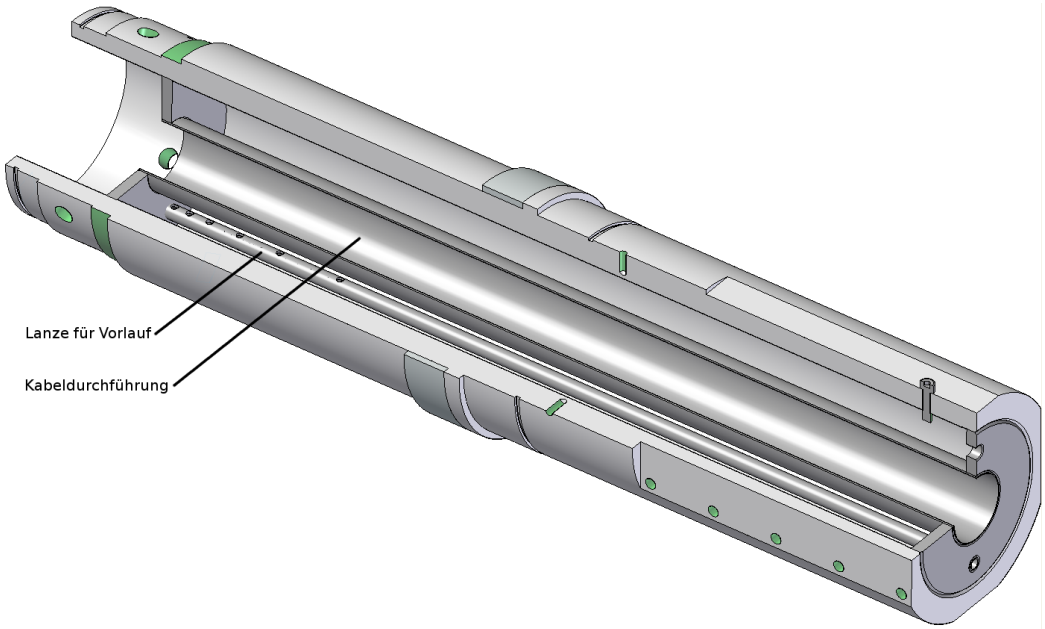

Abbildung 4.10: Freie Kühlung

Die Werkstätte des Instituts war in der Lage diese Variante zu fertigen.

Die Lanze ist aus einem 1/2“ und Kabeldurchführung aus einem 2“ Rohr gefertigt worden. Um mechanisch stabil gegen Erschütterungen und Schwingungen zu sein, wurden beide Rohre an beiden Enden mit den Endplatten verschweißt.

[20] Zuerst ist von einer größeren erforderlichen Wandstärke ausgegangen worden.
[21] Dies führt zu einer besseren Wärmeübertragung, siehe 4.1.1.

4.4.3 Dichtprobe der Welle

Abbildung 4.11: Dichtprobe der Welle mit Druckluft

Die Hohlwelle wurde nach dem Verschweißen auf Dichtheit geprüft. Nach einer optischen Kontrolle, die sehr saubere Schweißstellen aufzeigte, wurde mit Hilfe von Druckluft und Seifenwasser nach Leckstellen gesucht. Die Dichtheit wurde nachgewiesen.

4.4.4 Entlüftung der Welle

Da durch ein Missverständnis die Anschlüsse für die Kühlung nicht die vorgesehene Position haben[22], war es notwendig, nachträglich eine Entlüftungsmöglichkeit vorzusehen. Dies geschieht über den in Abbildung 4.12 zu sehenden Entlüftungsschrauben.

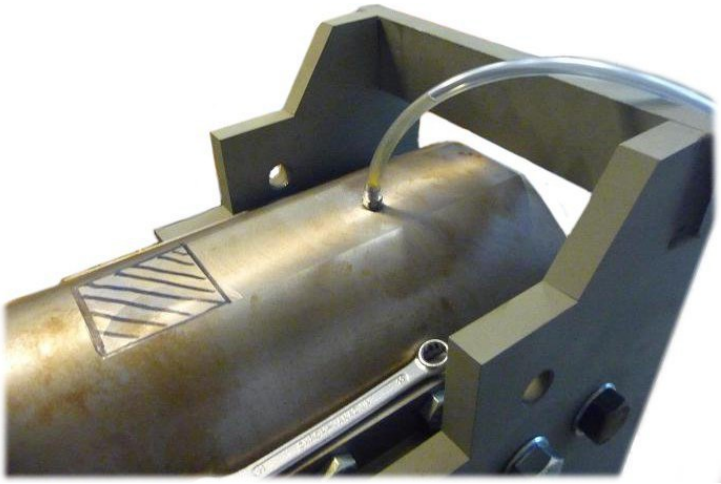

Abbildung 4.12: Entlüftung

[22]Der Anschluss für den Rücklauf sollte an der höchsten Stelle sein.

4.4.5 Zusammenfassung - Kühlung

Es wurde ein thermisches Modell des Motors aufgestellt. Im Kapitel 5 wird genauer auf die einzelnen Bauelemente eingegangen. Die Analyse mehrerer Möglichkeiten, den Motor über die Welle zu kühlen, brachte zwei zu favorisierende Ansätze hervor: die „Bohrkühlung“ (Kapitel 4.4.2.1) und die „Freie Kühlung“ (Kapitel 4.4.2.3). Die „Bohrkühlung“ hat den Vorteil, die thermische Senke (die Kühlflüssigkeit) näher an den Wärmequellen (den Spulen) zu haben. Da die tiefen Bohrungen fertigungstechnisch zu aufwendig sind, wurde die „Freie Kühlung“ realisiert. Die Leistung der Wasserkühlung ist vor allem durch die zur Wärmeübertragung nutzbare Fläche begrenzt. Eine Vergrößerung der Innenfläche könnte eine weitere Leistungssteigerung bieten[23]. Eine Verbesserung wäre die Vergrößerung des Innenrohrs (Kabelkanal), um die Kabelführung durch die Welle zu erleichtern[24].

[23] Vorausgesetzt die Wandstärke der Welle wird nicht vergrößert.

[24] Ein Durchmesser des Kabelkanals von 85 *mm* würde die Funktion der Kühlung kaum beeinflussen. Ab einem Durchmesser von ca. 90 *mm* sollte man eventuell mehrere Vorlaufrohre und mehrere Rückläufe vorsehen, damit eine homogene Kühlung erhalten bleibt.

Kapitel 5

Messungen

5.1 Ohmsche Widerstände der Spulen

In Tabelle 5.1 wird der ohmsche Widerstand des in Dreieckschaltung angeschlossenen Motors (siehe Abbildung 5.1) bestimmt. (Strom-Spannungsmessung, Mittelung, Gleichung 5.1)

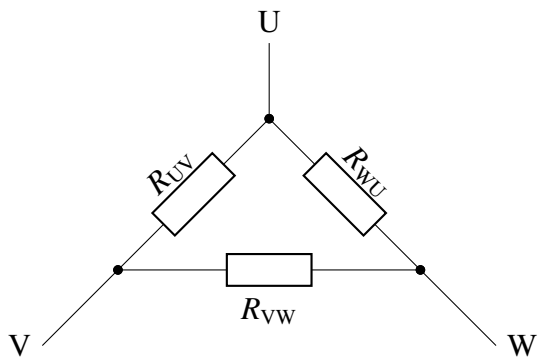

Abbildung 5.1: Verschaltung des Motors

$$R_{\text{Strang}} = \frac{3}{2} R_{\triangle} \tag{5.1}$$

Messung zwischen U-V					
Spannung U		Strom I		Widerstand R	
2,35	V	44,1	A	53,3	mΩ
2,01	V	37,4	A	53,7	mΩ
1,69	V	31,1	A	54,4	mΩ
1,41	V	25,3	A	55,6	mΩ
1,29	V	23	A	56,2	mΩ
Arithmetischer Mittelwert R_{UV}				54,7	mΩ

Messung zwischen V-W					
Spannung U		Strom I		Widerstand R	
2,37	V	45	A	52,8	mΩ
1,95	V	36,7	A	53,2	mΩ
1,67	V	31	A	53,9	mΩ
1,49	V	27,3	A	54,7	mΩ
1,29	V	23,2	A	55,6	mΩ
Arithmetischer Mittelwert R_{VW}				54,0	mΩ

Messung zwischen W-U					
Spannung U		Strom I		Widerstand R	
2,38	V	45,3	A	52,5	mΩ
2,13	V	40,4	A	52,7	mΩ
1,97	V	37,2	A	53,1	mΩ
1,79	V	33,5	A	53,5	mΩ
1,53	V	28,2	A	54,1	mΩ
Arithmetischer Mittelwert R_{WU}				53,2	mΩ
Arithmetischer Mittelwert R_{Δ}				53,9	mΩ
Strangwiderstand R				**80,92**	**mΩ**

Tabelle 5.1: Strangwiderstandsmessung

5.2 Leerlaufmessung

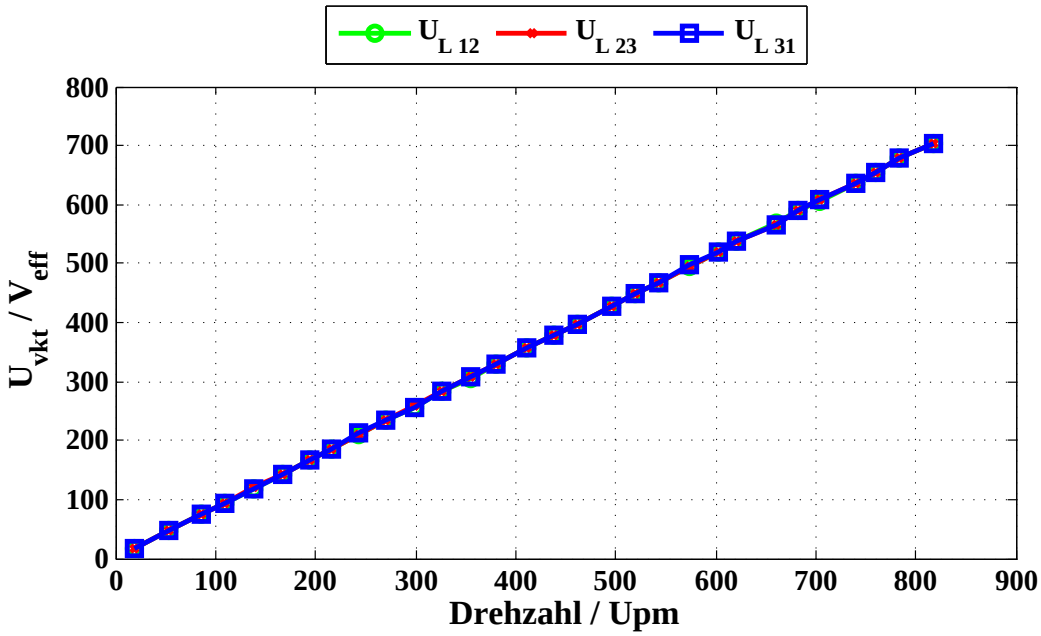

Abbildung 5.2: Leerlauf Kennlinie

Abbildung 5.3 zeigt die Spannungsform bei einer Drehzahl von $n = 220$ U/min. Es zeigt sich eine leichte Abweichung der Spannungsform im Vergleich zu einer idealen Maschine mit sinusförmiger Spannung.

Die Leerlaufmessung (Abbildung 5.2) zeigt den Verlauf des Effektivwertes der verketteten Spannung (U_{12}, U_{23} und U_{31}) über der Drehzahl.

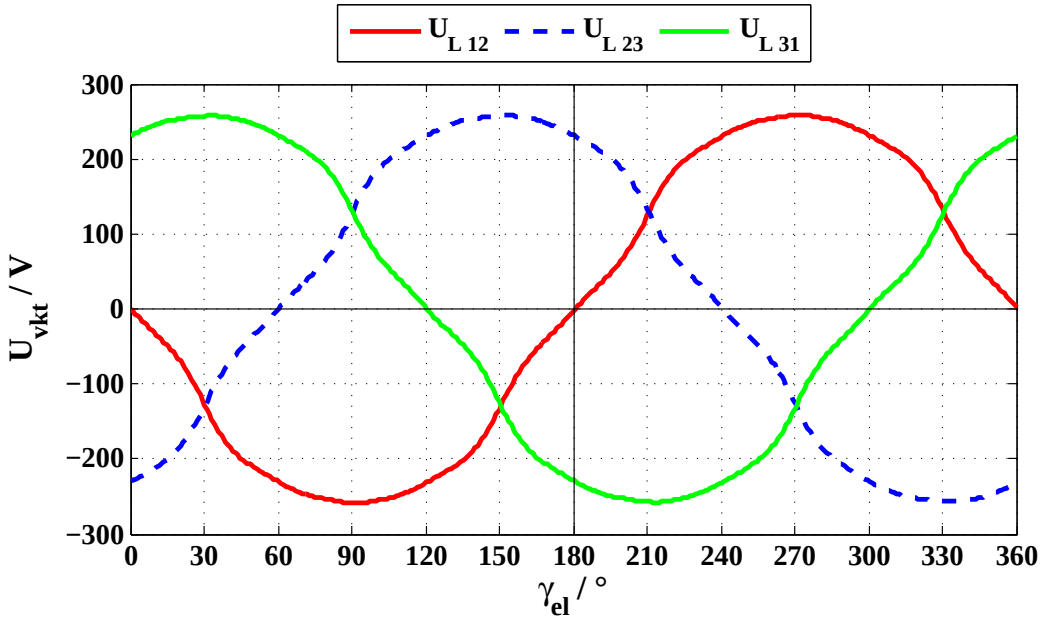

Abbildung 5.3: Spannungsform

5.3 Kurzschlussstrom

Um die Kurzschlussfestigkeit zu überprüfen, wurden die Ströme[1] I_d und I_q sowie das auftretende Drehmoment im dreipoligen Kurzschlussfall gemessen. Das Moment hat seinen Maximalwert bei sehr geringer Drehzahl. Der Effektivwert des Dauerkurzschlussstroms bei 3-poligem Kurzschluss der Klemmen beträgt[2]:

$$I_{\mathrm{KS}} = \sqrt{I_d^2 + I_q^2} = 185,4\,A_{eff} \tag{5.2}$$

In Relation zu dem Dauerstrom, gemessen bei einer Maximaltemperatur in der Maschine von 145 °C aus Abschnitt 5.4.7 $I_{Dauer,145\,°\mathrm{C}} = 162\,A$, ergibt sich:

$$\frac{I_{\mathrm{KS}}}{I_{Dauer,145\,°\mathrm{C}}} = 1,14 \tag{5.3}$$

Es ist davon auszugehen, dass für einen Dauerstrom von $185,4\,A$ die erlaubte Maximaltemperatur von 180 °C nicht überschritten wird. Die Maschine ist demnach Kurzschlussfest.

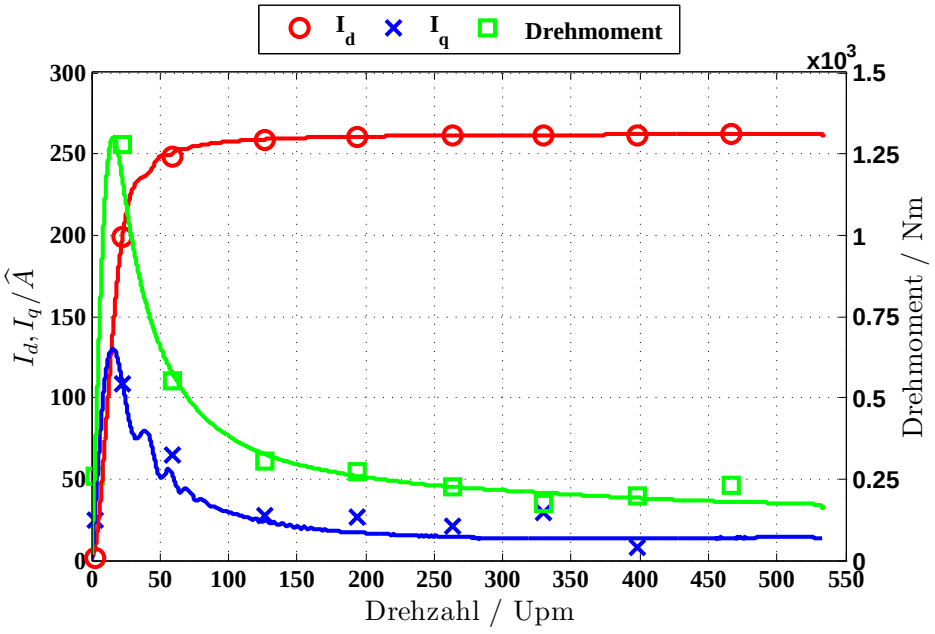

Abbildung 5.4: Kurzschluss Kennlinie

[1] Längs- (d) und Querachse (q)
[2] berechnet bei 400 U/min

5.4 Kühlung

5.4.1 Thermische Parameter der Welle

Für die Analyse und das Erstellen eines thermischen Ersatzschaltbildes (siehe Abbildung 4.2) ist die Bestimmung der thermischen Parameter der Welle (R_W und C_W) von entscheidender Bedeutung. Für die Bestimmung des thermischen Widerstandes wird der Bereich, in dem sich später der Stator befindet, auf eine konstante Übertemperatur gebracht. Der Widerstand ergibt sich dann aus dem Quotienten von Übertemperatur und zugeführter Leistung. Zur Bestimmung der Kapazität wird die Zeitkonstante bei einer sprunghaften Änderung der zugeführten Leistung gemessen.

Für diesen Zweck wurde aus Belastungswiderständen eine Heizvorrichtung konstruiert (Abbildung 5.5). Mit Hilfe dieser wird der Wärmestrom, der über den Innenteil des Motors fließt, nachgebildet. Anschließend wird der Bereich des Motors hochwertig thermisch isoliert. Es kann gut messbar elektrische Leistung zugeführt werden und mit Hilfe von Thermoelementen, Wassertemperatur- und Wasserdurchflussmessung die Übertemperatur im Motor sowie der Wärmestrom über die Kühlung gemessen werden.

5.4.2 Aufbau der Heizvorrichtung

Aus Belastungswiderständen wurde eine symmetrische 3-strängige Last hergestellt. Ein Widerstandspaket hat bei $T = 22\,°\mathrm{C}$ einen ohmschen Widerstand von $R_{\mathrm{Strang}} = 26,5\ \Omega$ und im erhitzten Zustand von $R_{\mathrm{Strang}} = 27,3\ \Omega$ (errechnet aus Strom-Spannungs-Messung $U_{12} = 431V; I_1 = 9,11A$). In Abbildung 5.5 ist die Heizvorrichtung um die Welle zu sehen. Die Zuleitungen sind aus einem lackisolierten Spulendraht, der mit einem hochtemperaturbeständigen Schrumpfschlauch überzogen wurde[3].

Die Abbildungen 5.6 bis 5.9 zeigen Infrarotaufnahmen wärend des Funktionstests der Heizvorrichtung.

[3]Mit dem Schrumpfschlauch sind die Zuleitungen zu den Spulen isoliert, somit wurde auch dessen Temperaturbeständigkeit geprüft.

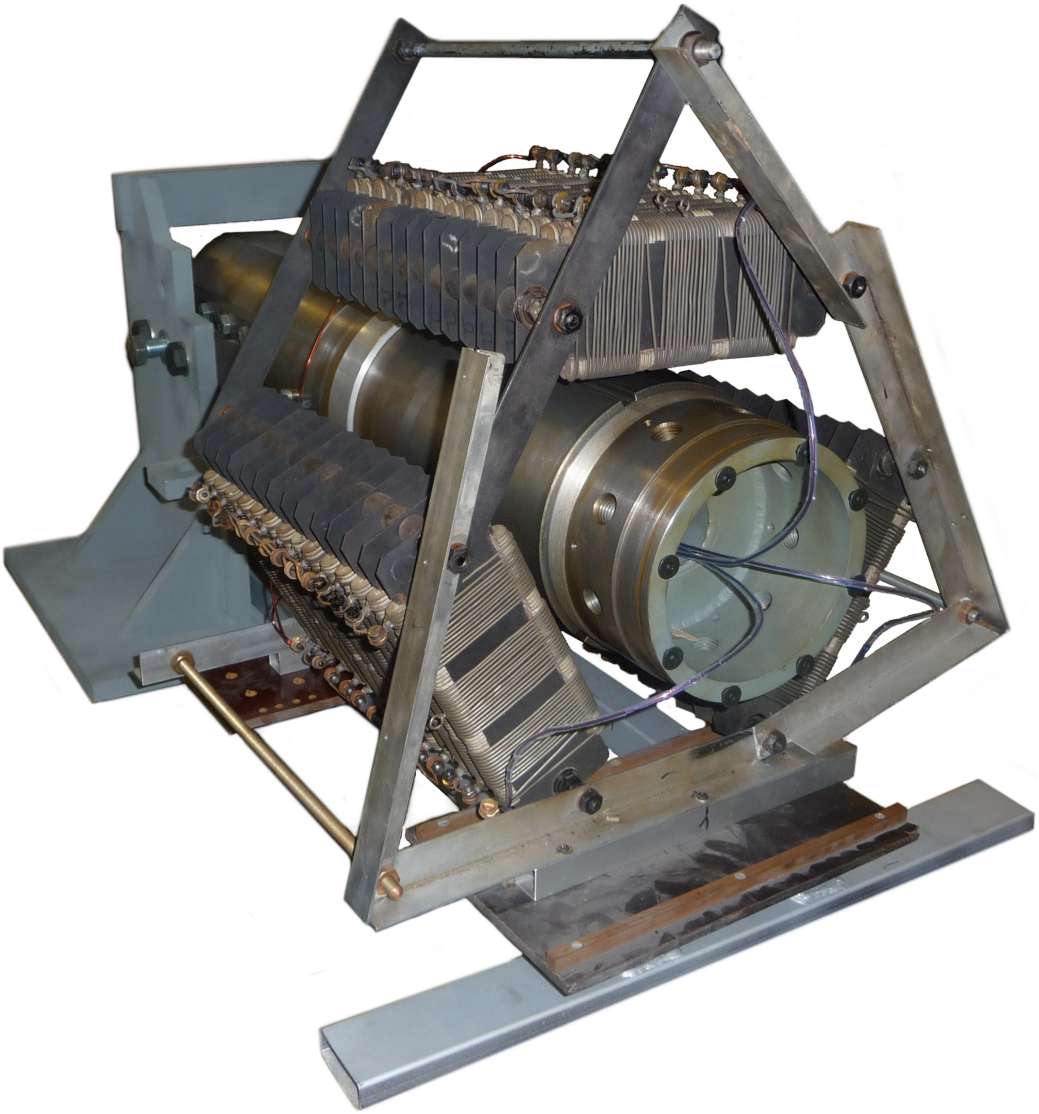

Abbildung 5.5: Heizelemente

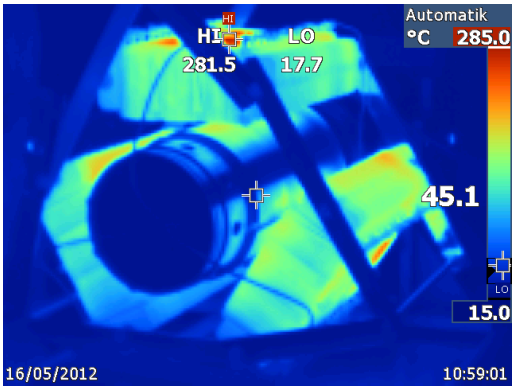

Abbildung 5.6: Aufbau von schräg vorne (Schaltringseite)

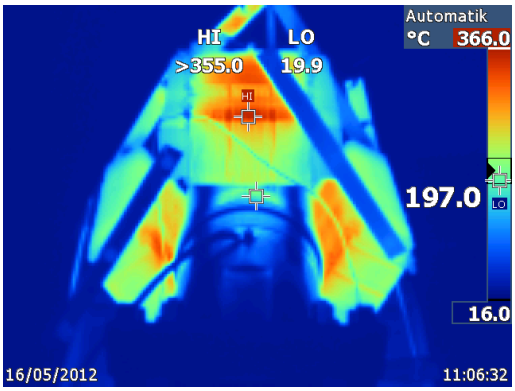

Abbildung 5.7: Aufbau von hinten (Portalseite)

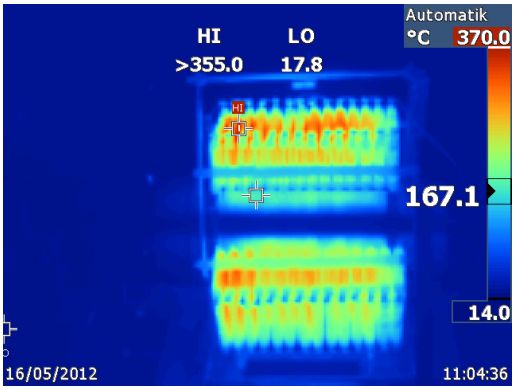

Abbildung 5.8: Welle und Heizvorrichtung von der Seite

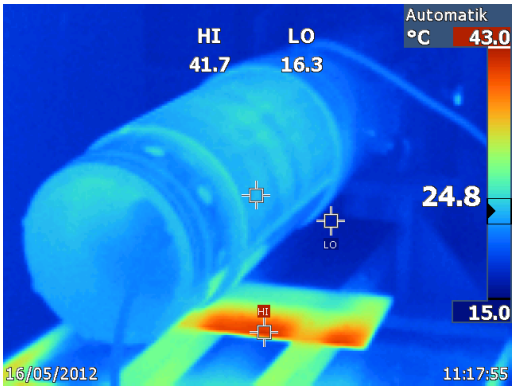

Abbildung 5.9: Welle nach Testende (Heizvorrichung demontiert)

5.4.3 Platzierung der Temperaturmesssensoren

Die Temperatur wurde mit Hilfe von Thermoelementen gemessen. Die Sensoren wurden mittels Kapton-Klebeband[4] befestigt. Anschließend wurden diese mit einseitig metallisiertem Papierstreifen gegen Temperaturstrahlung geschützt. Es

Abbildung 5.10: Temperatursensor

Abbildung 5.11: Strahlungsschutz

wurden 7 Temperatursensoren befestigt (siehe Tabelle 5.23).

5.4.4 Isolation der Heizvorrichtung

Um die elektrisch zugeführte Leistung thermisch über die Welle abzuführen, ist es notwendig, den Bereich des Motors hochwertig zu isolieren. Mittels Lochblech wurde ein Käfig um die Heizvorrichtung geschaffen. Als Isolationsmaterial diente Steinwolle, überzogen mit einer metallisierten Papierschicht. Im Wärmebild, Abbildung 5.18, ist zu sehen, dass selbst bei einer Innentemperatur von ca. 350 °C die Außenhülle kaum erwärmt wird.

[4]Polyimidklebeband; Temperaturbeständigkeit ca. 230°C bis kurzfristig 400°C

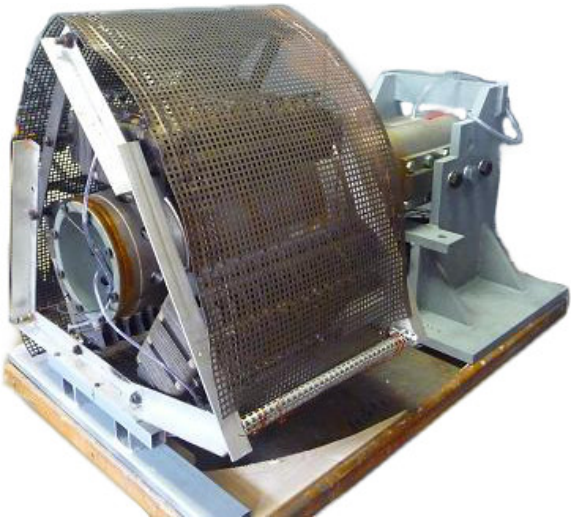

Abbildung 5.12: Käfig 1

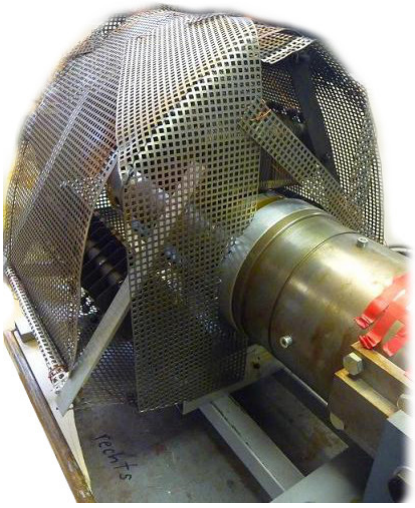

Abbildung 5.13: Käfig 2

Abbildung 5.14: Isolierung

Abbildung 5.15: Isolierung - Deckel

Abbildung 5.16: Vorderansicht

Abbildung 5.17: Hinteransicht

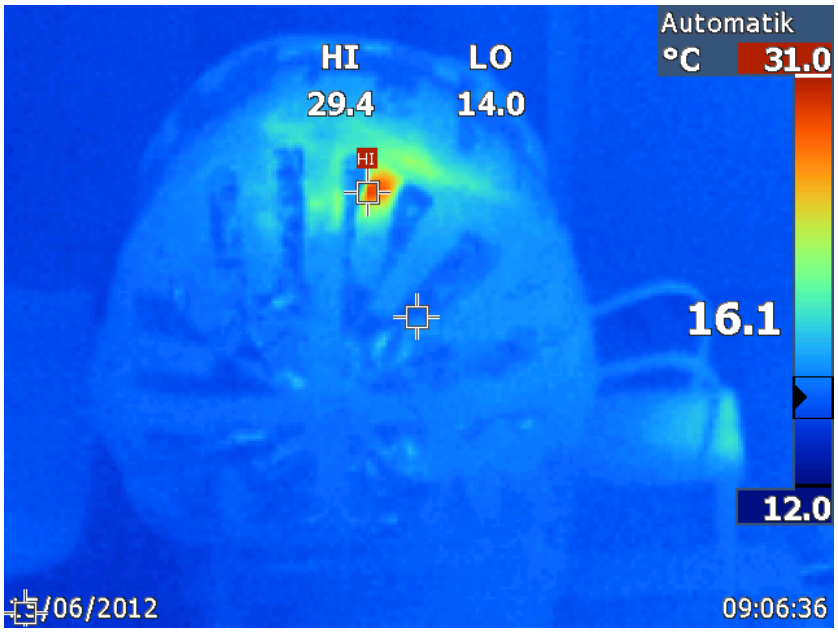

Abbildung 5.18: Innentemperatur T=350°C

5.4.5 Messaufbau

5.4.5.1 Hydraulischer Messaufbau

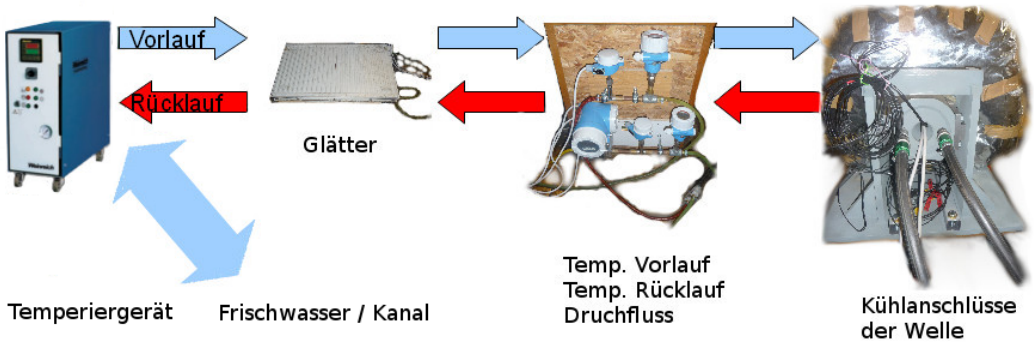

Abbildung 5.19: Hydraulisches Schaltbild

Der hydraulische Messaufbau ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Das Weinreich-Temperiergerät (siehe A.2.3) hat die Aufgabe, eine definierte Vorlauftemperatur bereitzustellen. Es handelt sich um ein Zweikreissystem. Gekühlt wird mit Frischwasser und geheizt mit elektrischem Strom. Als zusätzliche Funktion entlüftet es automatisch den Kühlkreislauf.
Dem Temperiergerät nachgeschaltet ist ein thermischer Glätter[5]. Dieser wirkt wie ein Tiefpassfilter auf die Vorlauftemperatur.
Die Wassertemperatur- und Durchflussmessung wird mit einem Messsystem der Firma "´Endress+Hauser“ durchgeführt.
Die Welle ist über Kupplungen der Firma Stäubli an den Kühlkreislauf angeschlossen.

5.4.5.2 Elektrischer Messaufbau

Die Messung der zugeführten elektrischen Leistung sowie die Auswertung der Messwerte der Temperatursensoren und der Endess+Hauser-Sensoren geschieht mit einem Dewetron-Messsystem. Für die Bestimmung der elektrischen Leistung werden die Strangströme sowie die verketteten Spannungen gemessen.

5.4.6 Messergebnisse: thermische Parameter der Welle

Es werden zwei Messungen beschrieben. Die erste Messung wurde bei einem Durchlauf von $\dot{V} \approx 10\,l/min$ durchgeführt, die zweite, um eine Differenz zwischen

[5]Der Glätter ist mit einem Radiator, wie er in Raumheizungen verwendet wird, realisiert worden.

Vorlauf- und Rücklauftemperatur von $\Delta T \approx 10\,K$ bei einem Durchlauf von $\dot{V} \approx 1\,l/min$ zu erreichen. Es wird jeweils ein stationärer Wert der Innentemperatur ausgewertet, um auf den thermischen Widerstand zu schließen. Danach wird die Zeitkonstante bestimmt, um die Wärmekapazität zu berechnen.
Für die Berechnungen wird die spezifische Wärmekapazität von Wasser

$$c_{\text{Wasser}} = \frac{\Delta Q}{m\,\Delta T} = 4,18\,J/(kg\,K) \tag{5.4}$$

und die spezifische Dichte benötigt.

$$\rho_{\text{Wasser}} = 1000\,kg/m^3 \tag{5.5}$$

Stationärzustand zur Bestimmung von $R_{\text{thermisch}}$: Wird der Wärmestrom über die Isolation vernachlässigt, gilt:

$$R_{thermisch} = \frac{\Delta T_{stationär}}{P_{elektrisch}} \tag{5.6}$$

Der mit dem Wasser abgeführte Wärmestrom ergibt sich zu:

$$\Delta\dot{Q} = P_{thermisch} = \dot{m}\,\Delta T\,c_{\text{Wasser}} \tag{5.7}$$

Aus der Wärmemenge Q

$$Q = \int \alpha\,A\,\Delta T dt \tag{5.8}$$

lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient des Gesamtsystems bestimmen:

$$\alpha = \frac{P}{A\,\Delta T} \tag{5.9}$$

mit der Einheit:

$$[\alpha] = W/(m^2\,K) \tag{5.10}$$

Tabelle 5.2 zeigt die Berechnung des thermischen Widerstands. Durch Lage und Anzahl der Temperatursensoren (Abbildung 5.23) kann der Widerstand der Welle und der des Gesamtsystems berechnet werden. Durch den hohen Wärmeübergangskoeffizient ist der thermische Widerstand des Gesamtsystems deutlich erhöht[6]. Messwerte, die während der Messung als konstant angesehen werden, sind in blauer Farbe dargestellt. In Grün sind vorgegebene Werte und in Rot berechnete Werte gekennzeichnet.

[6]Der Widerstand des Gesamtsystems ist ca. 6,5-mal so hoch wie jener der Welle.

Außentemperatur	$T_{außen}$	23 °C
Volumenstrom Wasser	dV/dt	0,1670 dm³/s
Maximale Leistungsabfuhr über das Kühlwasser bei Vorlauf ca. 23°C		
Temperatur Vorlauf	$T_{Vorlauf}$	21,72 °C
Temperatur Rücklauf	$T_{Rücklauf}$	23,27 °C
Temperatur Spreizung	ΔT_{Wasser}	1,55 K
Abgeführte Leistung	$P_{thermisch}$	1,08 kW
Wärmeübergangskoeffizient		
Aktive Länge	$l_{aktive\ Länge}$	400 mm
Durchmesser	D_{Welle}	200 mm
Umfang (Welle)	U_{Welle}	628,32 mm
Aktive Fläche	$A_{Welle\ aktiv}$	0,25 m²
Obere Temperatur	$T_{oberster\ Punkt}$	332 °C
Untere Temperatur	$T_{unterster\ Punkt}$	160 °C
Mittlere Übertemperatur	$T_{gemittelt}$	246 °C
Abgeführte Leistung	$P_{elektrisch}$	1200 W
Wärmeübergangskoeffizient	α	21,41 W/(m²*K)
Thermischer Widerstand (System)		
Stationäre Temperatur	$T_{stationär}$	246 °C
Umgebungstemperatur	$T_{Umgebung}$	23 °C
Temperaturdifferenz	ΔT_{System}	223 K
Elektrisch zugeführte Leistung	$P_{elektrisch\ stationär}$	1200 W
Thermischer Widerstand	$R_{thermisch}$	0,1858 K/W
Thermischer Widerstand (Welle)		
Temperatur (Welle oben)	$T_{Welle\ oben}$	68 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{Welle\ rechts}$	58 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{Welle\ links}$	45 °C
Mittlere Temperatur (Welle)	$T_{Welle\ gemittelt}$	57 °C
Umgebungstemperatur	$T_{Umgebung}$	23 °C
Temperaturdifferenz	ΔT_{Welle}	34 K
Elektrisch zugeführte Leistung	$P_{elektrisch\ stationär}$	1200 W
Thermischer Widerstand (Welle)	$R_{thermisch\ Welle}$	0,0283 K/W

Tabelle 5.2: Stationärzustand

Zeitkonstanten für $C_{\text{thermisch}}$: Tabelle 5.3 zeigt die Bestimmung der Zeitkonstanten. Es wird, wie bei der Bestimmung des Widerstandes, zwischen Gesamtsystem und Welle unterschieden. Durch die gemittelten Temperaturen werden mit Gleichung 4.24 die Zeitkonstanten berechnet. Die thermische Kapazität folgt aus Gleichung 4.21:

$$C_{thermisch} = \frac{\tau}{R_{thermisch}} \tag{5.11}$$

Zur Kontrolle ist die Zeitkonstante eines Temperaturverlaufs[7] mit einer Fit-Funktion genähert worden[8]. Der Verlauf ist in Abbildung 5.20 dargestellt und die Näherung in Abbildung 5.21. Die Parameter der Fit-Funktion[9] ergeben eine Zeitkonstante von $\tau = 5656\,s$ für das Gesamtsystem[10]. Die Abweichung zum Ergebnis, errechnet in Tabelle 5.3, beträgt nur ca. 15 s.

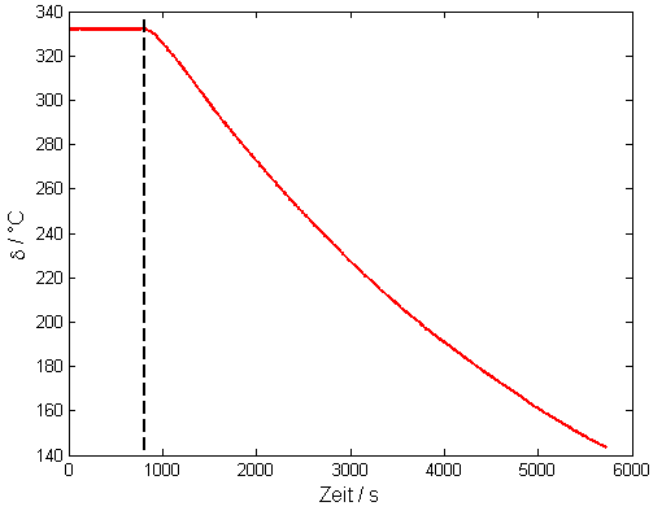

Abbildung 5.20: Gemessener Temperaturverlauf an der Decke des Hohlraums

Abbildung 5.22 zeigt den Verlauf der gemessenen Temperaturen. Beschreibung und Wertebereich finden sich in Tabelle 5.23.

[7] Verlauf mit höchstem Anfangswert

[8] Näherung mit MATLAB

[9] Parameter der General model Exp1: $f(x) = a \cdot e^{b \cdot x}$ Coefficients (with 95% confidence bounds): a = 388 (387.7, 388.3) b = -0.0001768 (-0.000177, -0.0001765) Goodness of fit: SSE: 389.8 R-square: 0.9997 Adjusted R-square: 0.9997 RMSE: 0.8992

[10] $\tau = -\frac{1}{b}$

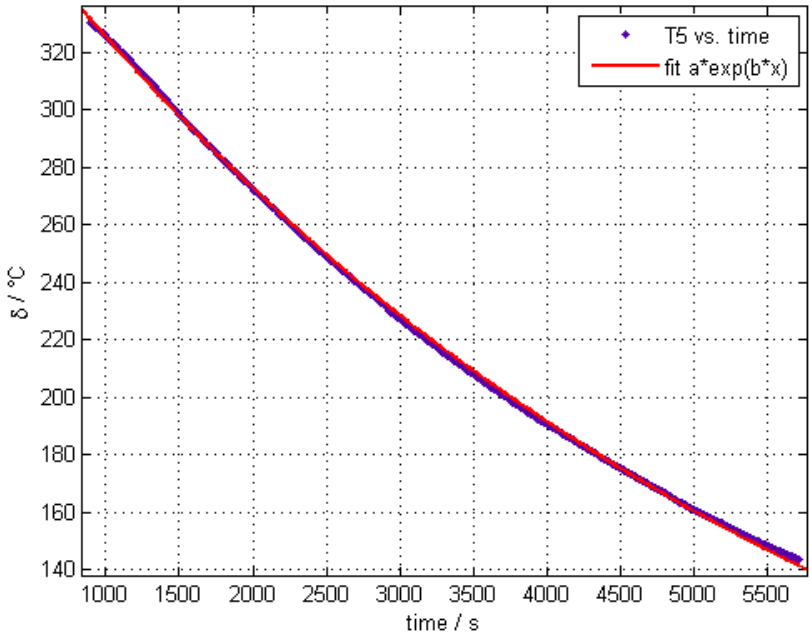

Abbildung 5.21: Fit mit Entladefunktion

Außentemperatur	$T_{außen}$	23 °C
Volumenstrom Wasser	dV/dt	0,1670 dm³/s
Zeitpunkt t=0		
Verstrichene Zeit	t	0 s
Obere Temperatur	$T_{oberster\ Punkt}$	332 °C
Untere Temperatur	$T_{unterster\ Punkt}$	161 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{0\ min}$	223,5 K
Temperatur (Welle oben)	$T_{Welle\ oben}$	68 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{Welle\ rechts}$	58 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{Welle\ links}$	45 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{0\ min\ Welle}$	34 K
Zeitpunkt t=15min		
Verstrichene Zeit	t	15 min
Obere Temperatur	$T_{oberster\ Punkt}$	289 °C
Untere Temperatur	$T_{unterster\ Punkt}$	128 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{15\ min}$	185,5 K
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{Innentemperatur}$	4829,45 s
Temperatur (Welle oben)	$T_{Welle\ oben}$	55 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{Welle\ rechts}$	47 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{Welle\ links}$	37 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{15min\ Welle}$	23,33 K
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	2390,58 s
Zeitpunkt t=1h		
Verstrichene Zeit	t	1 h
Obere Temperatur	$T_{oberster\ Punkt}$	179 °C
Untere Temperatur	$T_{unterster\ Punkt}$	89 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{60\ min}$	111 K
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{Innentemperatur}$	5143,73 s
Temperatur (Welle oben)	$T_{Welle\ oben}$	26 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{Welle\ rechts}$	32 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{Welle\ links}$	28 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{60\ min\ Welle}$	5,67 K
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	2009,2 s
Mittelung der Zeitkonstanten		
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{Innentemperatur}$	4986,59 s
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	2199,89 s

Tabelle 5.3: Zeitkonstantenmessung

$R_{th\ Komplettsystem}$ aus Stationärmessung	$R_{thermisch\ Kopmlett}$	0,1858	K/W
Thermische Kapazität (System)	$C_{thermisch\ Komplett}$	26838,49	Ws/K
$R_{th\ Welle}$ aus Stationärmessung	$R_{thermisch\ Welle}$	0,0283	K/W
Thermische Kapazität (Welle)	$C_{thermisch\ Welle}$	77734,61	Ws/K

Tabelle 5.4: Thermische Kapazität

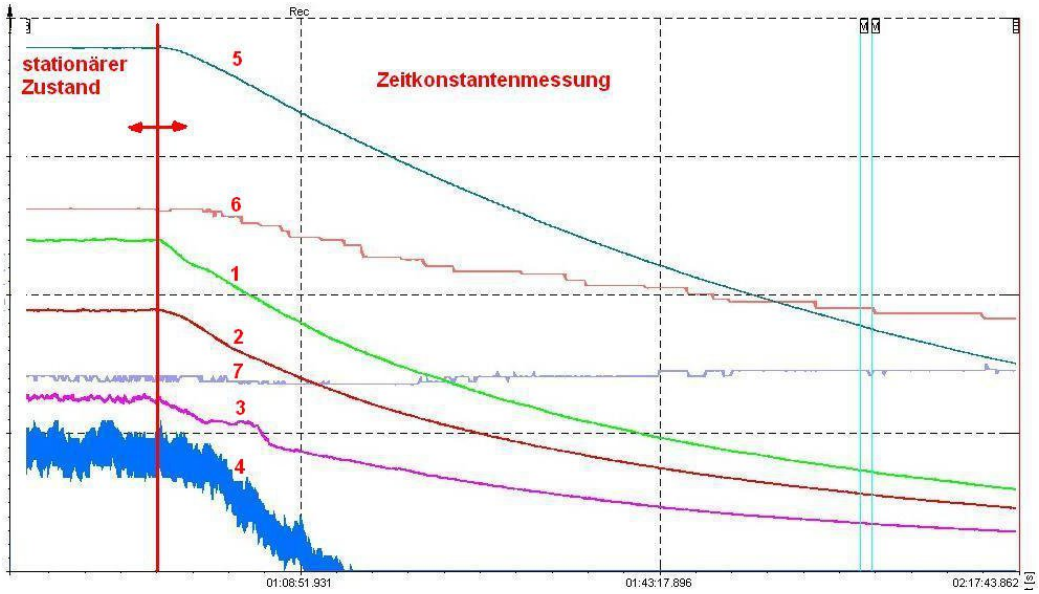

Abbildung 5.22: Temperaturverlauf bei $\dot{V} \approx 10\,l/min$

Nummer	Name der Messung	Beschreibung	Bereich	Einheit
1	T1-innen-oben	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut oben (längsmittig)	20 - 100	°C
2	T2-innen-rechts	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut rechts (längs-Portalseite)	20 - 100	°C
3	T3-innen-links	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut links (längs-Schaltringseite)	20 - 100	°C
4	T4-Welle-innen	Temperatur im Innenrohr der Welle (zentral)	22,5 - 25	°C
5	T5-oberster-Punkt	Temperatur im beheizten Raum an räumlich höchster Stelle	20 - 350	°C
6	Temp_RL	Temperatur Rücklauf	20 - 25	°C
7	Temp_VL	Temperatur Vorlauf	20 - 25	°C

Abbildung 5.23: Gemessene Temperaturen bei $\dot{V} \approx 10\,l/min$

5.4.6.1 Messung Welle $\dot{V} \approx 1\,l/min$

Stationärzustand zur Bestimmung von $R_{\text{thermisch}}$: In Tabelle 5.5 wird der thermische Wiederstand berechnet.

Aktive Länge	$l_{\text{aktive Länge}}$	400 mm
Durchmesser	D_{Welle}	200 mm
Umfang (Welle)	U_{Welle}	628,32 mm
Aktive Fläche	$A_{\text{Welle aktiv}}$	0,25 m²
Obere Temperatur	$T_{\text{oberster Punkt}}$	334 °C
Untere Temperatur	$T_{\text{unterster Punkt}}$	169 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{\text{gemittelt}}$	227,5 K
Abgeführte Leistung	$P_{\text{elektrisch}}$	1170 W
Wärmeübergangskoeffizient	α	20,46 W/(m²*K)
Thermischer Widerstand (System)		
Stationäre Temperatur	$T_{\text{stationär}}$	227,5 °C
Umgebungstemperatur	T_{Umgebung}	24 °C
Temperaturdifferenz	ΔT_{System}	203,5 K
Elektrisch zugeführte Leistung	$P_{\text{elektrisch stationär}}$	1170 W
Thermischer Widerstand	$R_{\text{thermisch}}$	0,1739 K/W
Thermischer Widerstand (Welle)		
Temperatur (Welle oben)	$T_{\text{Welle oben}}$	96 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{\text{Welle rechts}}$	76 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{\text{Welle links}}$	62 °C
Mittlere Temperatur (Welle)	$T_{\text{Welle gemittelt}}$	78 °C
Umgebungstemperatur	T_{Umgebung}	24 °C
Temperaturdifferenz	ΔT_{Welle}	54 K
Elektrisch zugeführte Leistung	$P_{\text{elektrisch stationär}}$	1170 W
Thermischer Widerstand (Welle)	$R_{\text{thermisch Welle}}$	0,0462 K/W
T6_Welle_außen	$T_{\text{Welle außen}}$	50 °C

Tabelle 5.5: Stationärzustand $\dot{V} \approx 1\,l/min$

Zeitkonstanten für $C_{\text{thermisch}}$: In der Tabelle 5.6 wird die Zeitkonstante ermittelt und daraus in der Tabelle 5.7 die thermische Kapazität berechnet.

Abbildung 5.22 zeigt den Verlauf der gemessenen Temperaturen. Beschreibung und Wertebereich finden sich in Tabelle 5.23.

Zeitpunkt t=0		
Verstrichene Zeit	t	0 s
Obere Temperatur	$T_{\text{oberster Punkt}}$	333 °C
Untere Temperatur	$T_{\text{unterster Punkt}}$	168 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{\text{gemittelt}}$	226,5 °C
Temperatur (Welle oben)	$T_{\text{Welle oben}}$	96 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{\text{Welle rechts}}$	76 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{\text{Welle links}}$	62 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{\text{Welle gemittelt}}$	54 °C
Zeitpunkt t=15min		
Verstrichene Zeit	t	15 min
Obere Temperatur	$T_{\text{oberster Punkt}}$	290 °C
Untere Temperatur	$T_{\text{unterster Punkt}}$	140 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{\text{gemittelt}}$	191 °C
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{\text{Innentemperatur}}$	5279,47 s
Temperatur (Welle oben)	$T_{\text{Welle oben}}$	85 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{\text{Welle rechts}}$	67 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{\text{Welle links}}$	55 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{\text{Welle gemittelt}}$	45 °C
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	4936,33 s
Zeitpunkt t=1h		
Verstrichene Zeit	t	1 h
Obere Temperatur	$T_{\text{oberster Punkt}}$	183 °C
Untere Temperatur	$T_{\text{unterster Punkt}}$	115 °C
Mittlere Übertemperatur	$\Delta T_{\text{gemittelt}}$	125 °C
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{\text{Innentemperatur}}$	6056,21 s
Temperatur (Welle oben)	$T_{\text{Welle oben}}$	58 °C
Temperatur (Welle rechts)	$T_{\text{Welle rechts}}$	48 °C
Temperatur (Welle links)	$T_{\text{Welle links}}$	41 °C
Mittlere Übertemperatur (Welle)	$\Delta T_{\text{Welle gemittelt}}$	25 °C
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	4674,67 s
Mittelung der Zeitkonstanten		
Zeitkonstante Heißraum Innentemp.	$\tau_{\text{Innentemperatur}}$	5667,84 s
Zeitkonstante (Welle)	τ_{Welle}	4805,5 s

Tabelle 5.6: Zeitkonstantenmessung $\dot{V} \approx 1\,l/min$

$R_{th\ Komplettsystem}$ aus Stationärmessung	$R_{thermisch\ Kopmlett}$	0,1739 K/W
Thermische Kapazität (System)	$C_{thermisch\ Komplett}$	32586,61 Ws/K
$R_{th\ Welle}$ aus Stationärmessung	$R_{thermisch\ Welle}$	0,0462 K/W
Thermische Kapazität (Welle)	$C_{thermisch\ Welle}$	104119,18 Ws/K

Tabelle 5.7: Thermische Kapazität $\dot{V} \approx 1\,l/min$

Auf Grund des geringen Durchflusses bildete sich während der Messung eine Temperaturschichtung im Wasser aus. Wird der Durchfluss erhöht, kommt es zu einer Durchmischung und die Schichtung wird abgebaut.

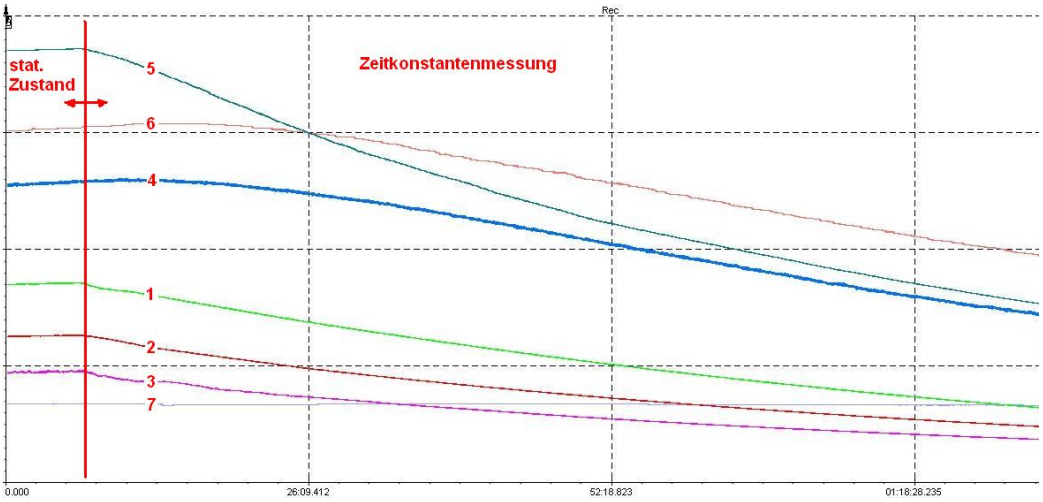

Abbildung 5.24: Temperaturverlauf bei $\dot{V} \approx 1\,l/min$

Nummer	Name der Messung	Beschreibung	Bereich	Einheit
1	T1-innen-oben	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut oben (längsmittig)	20 - 200	°C
2	T2-innen-rechts	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut rechts (längs-Portalseite)	20 - 200	°C
3	T3-innen-links	Temperatur an der Wellenoberfläche nahe der Statornut links (längs-Schaltringseite)	20 - 200	°C
4	T4-Welle-innen	Temperatur im Innenrohr der Welle (zentral)	20 - 50	°C
5	T5-oberster-Punkt	Temperatur im beheizten Raum an räumlich höchster Stelle	20 - 360	°C
6	Temp_RL	Temperatur Rücklauf	20 - 40	°C
7	Temp_VL	Temperatur Vorlauf	20 - 40	°C

Abbildung 5.25: Gemessene Temperaturen bei $\dot{V} \approx 1\,l/min$

5.4.6.2 Auswirkung der Schichtung

Auf Grund des geringen Durchflusses kommt es zu einer Schichtung des Kühlwassers. In Abbildung 5.26 sind die Temperaturverläufe mit den Bezeichnugen wie in Tabelle 5.25 eingetragen. Zum Zeitpunkt der roten vertikalen Linie wird der Durchfluss von 1 l/min auf 10 l/min erhöht. Durch die stärkere Strömung wird das Kühlwasser verwirbelt und die Schichtung baut sich ab. Deutlich erkennbar ist das „Überschwingen“ der Rücklauftemperatur (6). Die Vorlauftemperatur (7) steigt schlagartig an, da das Temperiergerät den Rücklauf nicht so schnell kühlen kann.

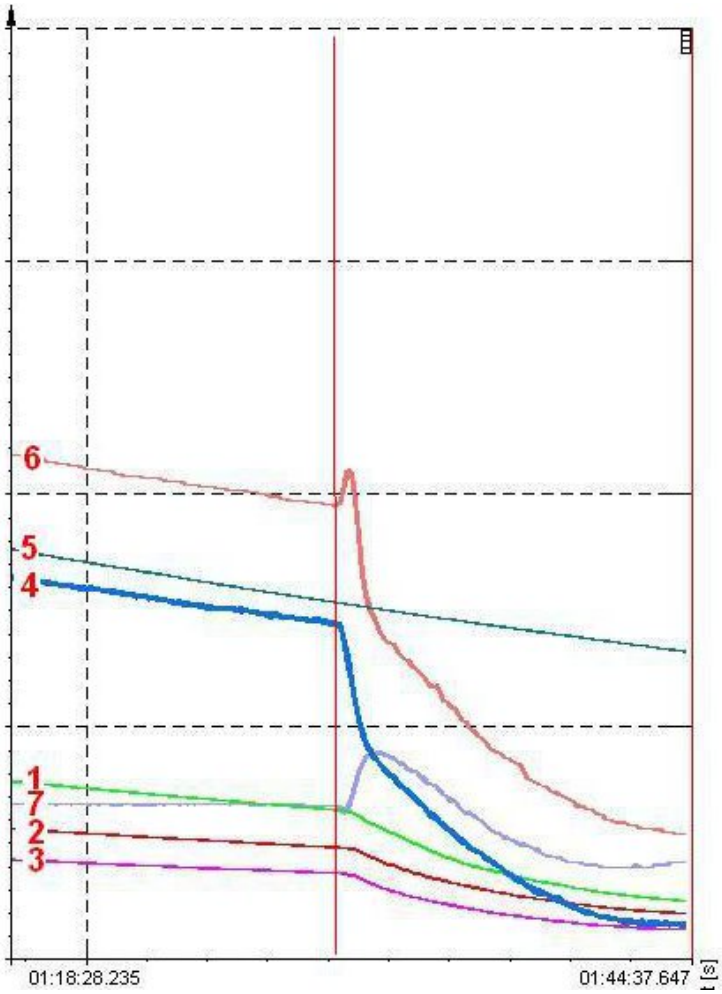

Abbildung 5.26: Schichtung

5.4.7 Thermische Messung - Motor

Zur Bestimmung der thermischen Parameter des Motors ist dieser mit den aus Tabelle 5.9 beschriebenen Leistungsdaten betrieben worden, bis sich im Motor eine stationäre Temperatur ($\vartheta \approx 145\,°C$) eingestellt hat (siehe Abbildung 5.27 bei Umgebungstemperatur 22 °C). Zur Bestimmung der thermischen Kapazität durch die Zeitkonstante ist ein sprungartiger Verlauf der elektrischen Verlustleistung gemessen worden. Der Kühlmitteldurchfluss ist während der Messung konstant mit $\dot{V} = 12,6\,l/min$ vorgegeben. Die durch die Flüssigkeitskühlung abgeführte Leistung im stationären Betrieb ist nach Gleichung 5.7 in Tabelle 5.8 berechnet. Mit den Gleichungen 4.16 und 4.17 liefert Tabelle 5.9 einen thermischen Widerstand von $R_{\text{thermisch}} = 16,66\,K/kW$. Die Übertemperatur im Motor ist aus den zwischen Rotor und Stator nahen Messwerten der Temperatursensoren gemittelt worden, da dort die höchsten Temperaturen, bedingt durch den höchsten thermischen Widerstand zur Kühlung, gemessen wurden.
In Tabelle 5.10 werden die Zeitkonstanten der Temperaturmessungen nach Gleichung 4.24 berechnet. Anschließend werden die nahe dem Luftspalt zwischen Stator und Rotor gemessenen Werte gemittelt. Mit der gemittelten Zeitkonstante und dem thermischen Widerstand wird die thermische Kapazität des Motors in Tabelle 5.11 berechnet. Eine Positionsbeschreibung der Sensoren findet sich im Abschnitt A.2.4.

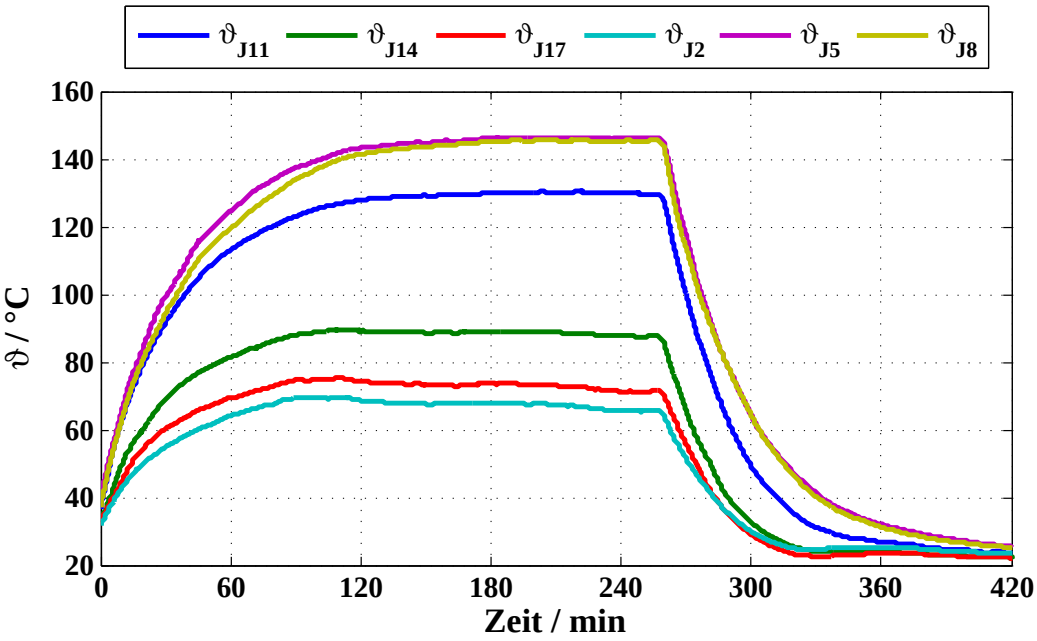

Abbildung 5.27: Temperaturverlauf im Motor

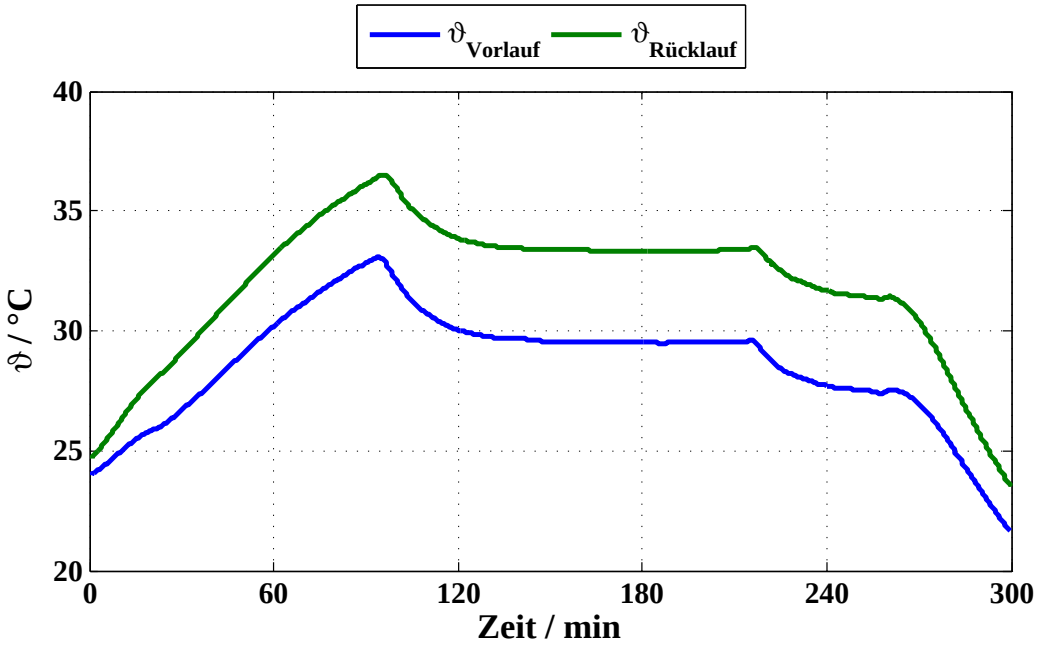

Abbildung 5.28: Temperaturverlauf Kühlflüssigkeit

Abbildung 5.28 zeigt den zeitlichen Verlauf der gemessenen Vorlauf- und Rücklauftemperatur. Der Knick nach ca. 100 *min* resultiert aus der Verstärkung des Primärkreislaufs des Temperiergeräts[11]. Nach 216 *min* wurde die Kapazität des Primärkühlkreislaufs noch einmal verstärkt. Es zeigt sich, dass die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf annähernd konstant bleibt. Nach 260 *min* ist der Motor zur Zeitkonstantenermittlung abgeschaltet worden.

Temperatur Vorlauf	$T_{Vorlauf}$	29,5 °C
Temperatur Rücklauf	$T_{Rücklauf}$	33,4 °C
Temperatur Spreizung	ΔT_{Wasser}	3,9 K
Abgeführte Leistung	$P_{thermisch}$	3,43 kW

Tabelle 5.8: Kühlleistung

[11]Das Weinreich-Temperiergerät war nach einem Druckregler installiert. Nach Verstärken des Primärdrucks konnte das Gerät mit mehr Primärvolumenstrom die Vorlauftemperatur des Kühlkreislaufs abgesenken.

Leistungen		
Elektrisch zugeführte Leistung	$P_{elektrisch}$	50959 W
Mechanisch abgeführte Leistung	$P_{mechanisch}$	43850 W
Verlustleistung	P_V	7109 W
Themperaturen		
Sensor J2 (innen)	T_{J2}	65,5 °C
Sensor J5 (außen)	T_{J5}	146,4 °C
Sensor J8 (außen)	T_{J8}	145,4 °C
Sensor J11 (Spulenkopf)	T_{J11}	129,6 °C
Sensor J14 (innen)	T_{J14}	71,6 °C
Sensor J17 (innen)	T_{J17}	87,8 °C
Mittlere Temperatur (J5,J8,J11)	T_{Mittel}	140,47 °C
Thermischer Widerstand	$R_{thermisch}$	0,0167 K/W

Tabelle 5.9: Thermischer Widerstand des Motors

Sensor J2 (innen)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	24,6 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	65,5 °C
Zeitkonstante	τ	1393,56 s
Sensor J5 (außen)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	45,4 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	146,4 °C
Zeitkonstante	τ	2349,82 s
Sensor J8 (außen)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	41,8 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	145,4 °C
Zeitkonstante	τ	2145,65 s
Sensor J11 (Spulenkopf)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	41,8 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	129,6 °C
Zeitkonstante	τ	2319,32 s
Sensor J14 (innen)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	24,6 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	71,6 °C
Zeitkonstante	τ	1331,53 s
Sensor J17 (innen)		
Verstrichene Zeit	t	3926 s
Temperatur	T(t)	22,8 °C
Anfangstemperatur	T_{Anfang}	87,8 °C
Zeitkonstante	τ	890,3 s
Mittlere Zeitkonstante (J5,J8,J11)	τ_{Mittel}	2271,6 s

Tabelle 5.10: Zeitkonstante des Motors

$R_{th\ Komplettsystem}$ aus Stationärmessung	$R_{thermisch\ Kopmlett}$	0,0167 K/W
Thermische Kapazität	$C_{thermisch\ Komplett}$	136314,93 Ws/K

Tabelle 5.11: Thermische Kapazität des Motors

5.5 Moment und Wirkungsgrad über Strom

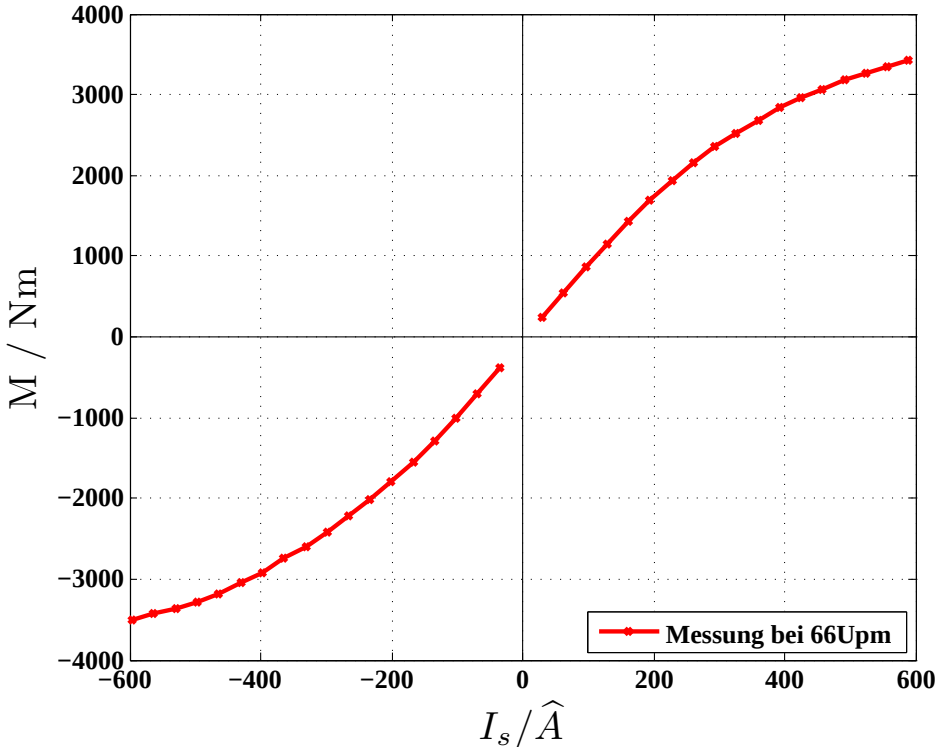

Abbildung 5.29: M/I Kennlinie

Abbildung 5.29 zeigt den Verlauf des Moments über I_S. Durch die Sättigung des Eisens entsteht ein nichtlinearer Verlauf.

Die Wirkungsgradkennlinie[12] (Abbildung 5.30) stellt das Moment über der Drehzahl inklusive des jeweiligen Wirkungsgrades dar. Zusätzlich sind die Isolinien konstanter mechanischer Leistung dargestellt. Die mittels Matlab interpolierte Muschelkurve stützt sich auf 40 Messpunkte in Momentenrichtung bei jeweils 24 Schritten in Drehzahlrichtung. Jeder dieser Punkte ist im stationären Betrieb aufgenommen. Der Winkel zwischen d- und q-Strom wurde dabei bei konstantem Betrag des Statorstromraumzeigers variiert, um jeweils maximales Moment zu erreichen. Damit wird auch das Reluktanzmoment ausgenützt. Der Einfluss des Getriebes, das sich zwischen dem Prüfling und der Drehmoment/Drehzalmessung befindet, wurde durch separate Messreihen eliminiert.

[12] auch Muschelkurve genannt

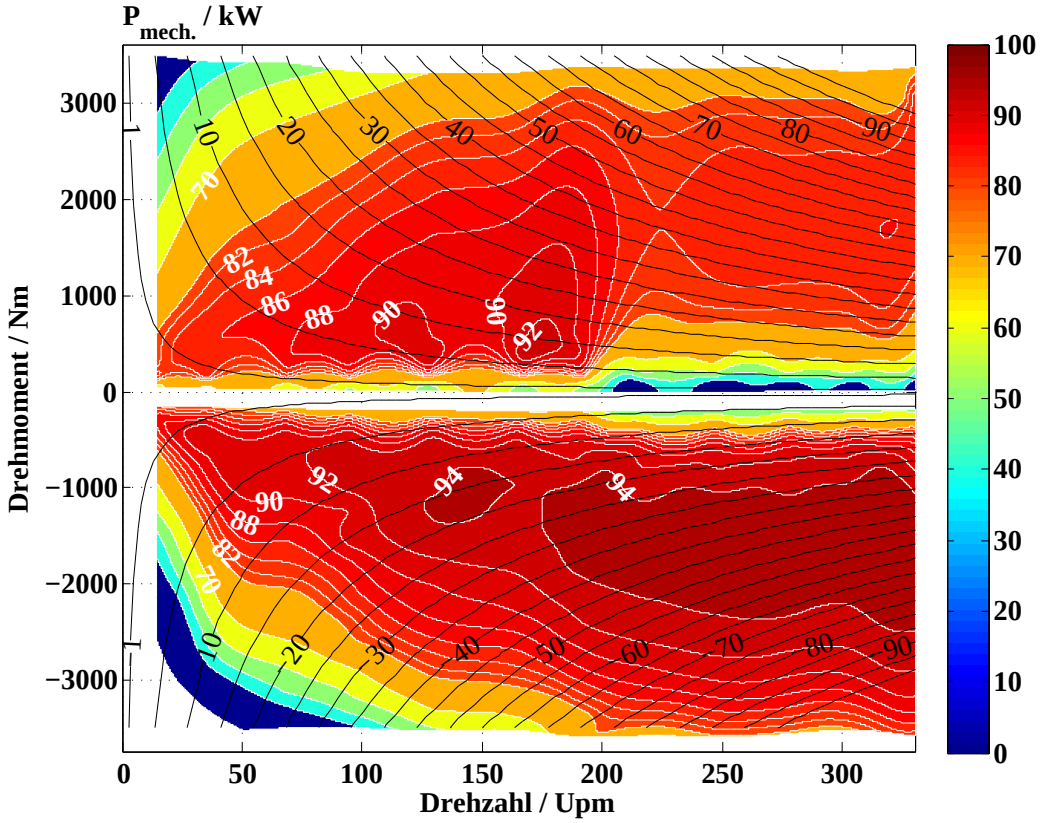

Abbildung 5.30: Muschelkurve

5.6 Zusammenfassung - Messung

Nicht alle Messungen zur Bestimmung der thermischen Parameter des Motors konnten durchgeführt werden. Eine Messung ohne Kühlung war nicht möglich, da die Temperatur bedingt durch Stromwärmeverluste im Kabelkanal (durch die Welle) unzulässig hoch wurde. Der thermische Widerstand und die Kapazität vom Motor mit Kühlung konnten gemessen werden.

Bei einer elektrisch zugeführten Leistung von $51\,kW$ entstanden $7,1\,kW$ Verluste. Dabei wurde in der Maschine eine Temperatur von $146,4\,°C$ gemessen. Mit einer Vorlauftemperatur von $29,5\,°C$ konnte eine Leistung von $3,43\,kW$ über die Flüssigkeitskühlung abgeführt werden. Bei Änderung der Vorlauftemperatur auf $27,3\,°C$ blieb die Differenztemperatur zwischen Vor- und Rücklauf konstant.

Bei einer erlaubten Innenmaximaltemperatur von $180\,°C$, einem Volumenstrom von ca. $12\,l/min$ mit einem Vorlauf von ca. $25\,°C$ ist eine Kühlleistung von ca. $4\,kW$ über die Welle zu erwarten. Um mehr Leistung über das Kühlmedium abführen zu können, wäre es notwendig, den Wärmeübergangskoeffizienten[13] zu vergrößern bzw. die Kühlung näher an die Wärmequellen zu bringen.

[13] Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlflüssigkeit und Welle ist vor allem durch die zur Verfügung stehende Oberfläche begrenzt.

Kapitel 6

Zusammenfassung

Es wurde ein Traktionsmotor als Permanentmagnet erregter Synchronmotor mit Flüssigkeitskühlung konstruiert und ein Prototyp aufgebaut. Der Wirkungsgrad der Maschine bewegt sich über große Teile der Drehzahl und des Drehmoments über oder um die 90%. Ein besonders guter Bereich ist zwischen 150 und 200 Umdrehungen pro Minute und einem Moment von ca. 500 Nm. Eine Analyse der mechanischen Festigkeit der wichtigsten Komponenten hat ausreichende mechanische Stabilität bestätigt. Ein Montagewerkzeug für das Zusammenbauen und Zerlegen des Motors wurde konstruiert und angewendet. Die Kühlung der Maschine erfolgt über deren Oberfläche und über eine in der Welle integrierte Flüssigkeitskühlung. Bei einer elektrischen Dauerleistung von ca. 50 kW führen Verluste von etwas mehr als 7 kW zu einer stationären Temperatur in der Maschine von 145 °C bei Raumtemperatur 23 °C. Etwa die Hälfte der Verluste werden dabei von der Flüssigkeitskühlung abgeführt. Der messtechnisch bestimmte thermische Widerstand des Motors ist $16,7\ K/kW$ und die thermische Kapazität $136\ kWs/K$. Mit diesen und weiteren ermittelten thermischen Größen einzelner Komponenten kann die Temperatur in der Maschine abgeschätzt werden.

Literaturverzeichnis

[Bar01] Bartsch, Hans-Jochen: *Taschenbuch Mathematischer Formeln*. Fachbuchverlag Leipzig, 2001

[CDL59] Crandall ; Dahl ; Lardner: *An Introduction to the Mechanics of Solids*. Boston : McGraw-Hill, 1959

[Dem08] Demmelmayr, Florian: *Aufbau eines Radnaben-Traktionsmotors mit PSM*, Institut für elektrische Antriebe und Maschinen, Technische Universität Wien, Diplomarbeit, 2008

[Fis95] Fischer, Rolf: *Elektrische Maschinen, 9. überarbeitete und erweiterte Auflage*. Carl Hanser Verlag München Wien, 1995

[Kre04] Kremser, Andreas: *Elektrische Maschinen und Antriebe*. 2., überarbeitete und ergänzte Auflage. Stuttgard - Leipzig - Wiesbaden : Teubner, 2004

[MWJV07] Muhs, Dieter ; Wittel, Herbert ; Jannasch, Dieter ; Vossiek, Joachim: *Rolff/Matek Maschinenelemente*. 18., vollständig überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Viewegs Fachbücher der Technik, 2007

[Neu10] Neudorfer, Harald: *Elektrofahrzeuge und Bahnen, Vorlesungsskript*. Technische Universität Wien, Institut für elektrische Antriebe und Maschinen, 2010

[Pre94] Prechtl, Adalbert: *Vorlesungen über Grundlagen der Elektrotechnik, Band 2*. Springer-Verlag Wien New York, 1994

[Pre95] Prechtl, Adalbert: *Vorlesungen über Grundlagen der Elektrotechnik, Band 1*. Springer-Verlag Wien New York, 1995

[Pre98] Prechtl, Adalbert: *Theoretische Elektrotechnik; Zweiter Teil: Elektrodynamik, Vorlesungsskript*. Technische Universität Wien, Institut für Grundlagen und Theorie der Elektrotechnik, 1998

[Pre10] PRECHTL, Adalbert: *Vorlesung über Signale und Systeme 1, Vorlesungsskript*. Technische Universität Wien, Institute of Electrodynamics, Microwave and Circuit Engineering, 2010

[Sch93] SCHMIDT, Wilhelm Friedrich; Horst Rohlfinger; H.: *Tabellenbuch Elektrotechnik Elektronik*. 527.-552. Auflage. Bonn : Dümmler, 1993

[Sch98] SCHRÖDL, Manfred: *Elektrische Antriebe und Maschinen, Vorlesungsskript*. Technische Universität Wien, Institut für elektrische Antriebe und Maschinen, 1998

[Sch09] SCHRÖDL, Manfred: *Sensorless Control of AC Machines*. Technische Universität Wien, Institut für elektrische Antriebe und Maschinen, 2009

[SV10] SCHABACKER, Michael ; VAJAN, Sandor: *Solid Edge ST2 - kurz und bündig*. 4., aktualisierte und erweiterte Auflage. VIEWEG+TEUBNER, 2010

[Tho85] THOREN, Franz: *Verschiedenartige Wärmerohr-Systeme zur Kühlung von Asynchronmaschinen*. Korschenbroich/Ndrh. : Diplom-Ingenieur Franz Thoren, 1985

[Vos77] VOSEN, Helmut: *Kühlung und Belastbarkeit von Transformatoren*. Berlin - Offenbach : VDE-VERLAG GMBH, 1977

Anhang A

Anhang

A.1 Mechanik

A.1.1 Hakenschlüssel

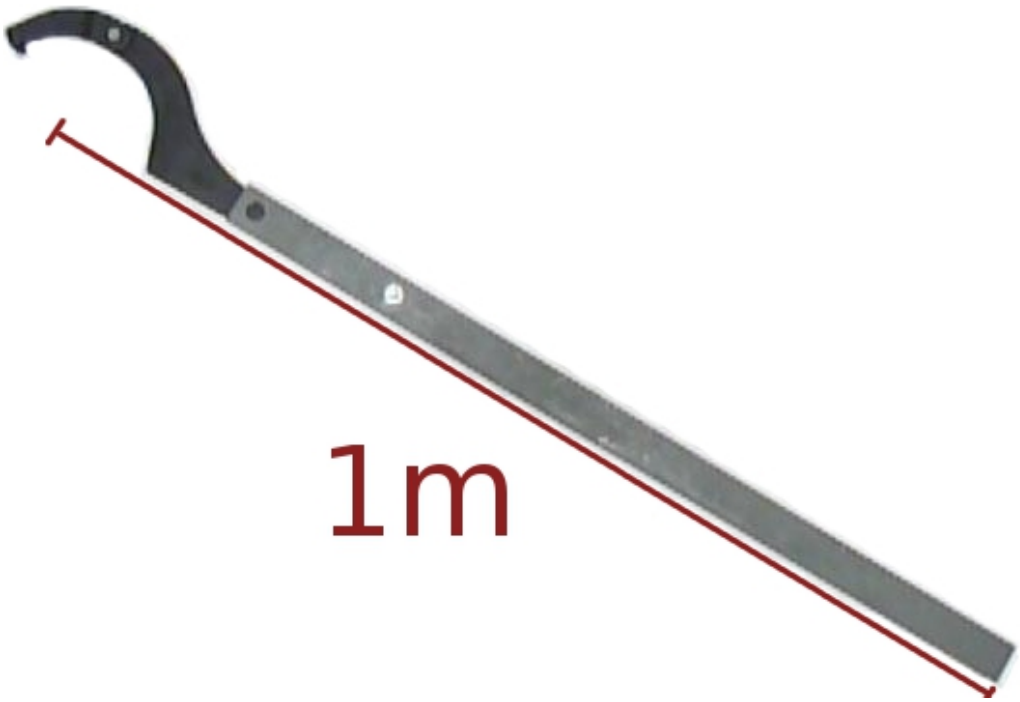

Abbildung A.1: Hakenschlüssel

Der Hebel des Hakenschlüssels ist mit Verlängerung $l = 1\,m$ lang. Dies führt bei einem M24 Regelgewinde mit der Steigung $s = 3\,mm$ über die Arbeitserhal-

tung(W):

$$W_{Drehung} = M\,\alpha = W_{Verschiebung} = \vec{F} \cdot \vec{s} \tag{A.1}$$

mit dem Verdrehungswinkel α im Bogenmaß. Dies würde eine Kraftübersetzung (ohne Reibung) von F_M, der Kraft am Ende des Hebels, und F_S, der Kraft in Montagerichtung, ergeben von:

$$\left(\frac{F_s}{F_M}\right)_{ideal} = \frac{2\,\pi\,l}{s} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1m}{3mm} = 2094,4 \tag{A.2}$$

Mit einer Gewindereibungszahl $\mu_G \approx 0,18$ laut [MWJV07] TB 8-12 ergibt das eine Kraftübersetzung von:

$$\left(\frac{F_s}{F_M}\right)_{real} = \left(\frac{F_s}{F_M}\right)_{ideal} \cdot (1 - \mu_G) = 2094,4 \cdot (1 - 0.18) = 1717,4 \tag{A.3}$$

Zusätzliche Reibungsverluste durch Drehung treten noch zwischen Druckplatte und Aufschubrohr auf[1]. Schwer abzuschätzen sind die Reibungsverluste in Montagerichtung, da diese auch nicht über den gesamten Weg konstant sind[2].

A.1.2 Montageaufsatz

Abbildung A.2: Montageaufsatz

[1] Bzw. zwischen den Aufschubrohren, je nachdem welche Teile sich mitdrehen.

[2] Man erkennt für gewöhnlich deutlich durch plötzlichen Anstieg der Widerstandskraft, wenn das Rillenkugellager den Schiebesitz erreicht und schließlich an der Lagerschulter angekommen ist.

Der Montageaufsatz besteht aus einem Aluminium-Außenteil, der die zentrische Verbindung zum schaltringseitigen Lagerschild herstellt und einem Stahlrohr, das die koaxiale Führung an dem Laufrohr bildet.

A.1.3 Kippaufsatz

Der Kippaufsatz wird an der Stirnseite der Welle montiert, um diese mit dem Kran in senkrechte oder waagrechte Position zu drehen. Als Drehpunkt dienen zwei Schrauben im Portal.

Abbildung A.3: Kippaufsatz

A.1.4 Verstärkungsplatten der Welle für Portalaufhängung

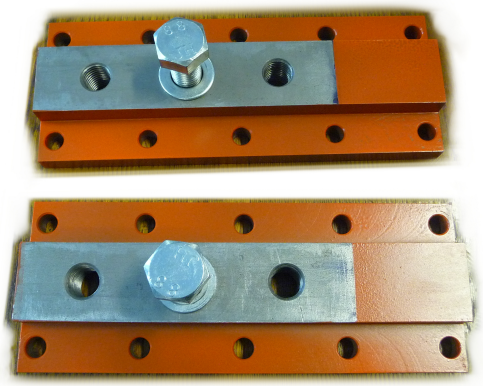

Abbildung A.4: Verstärkungsplatten

Da die Welle eine Innenflüssigkeitskühlung hat, ist nur eine begrenzte Bohrtiefe möglich. Um den Motor kippen zu können, sollte jedoch ein Paar M20x50 Schrauben als Drehachse fungieren. Dies wurde so gelöst, dass die Tragkraft je

Schraube einerseits auf eine höhere Anzahl aufgeteilt wurde und diese zusätzlich exzentrisch zur Welle sind, was wiederum eine größere Bohrtiefe erlaubt.

A.1.5 Lagerschilder

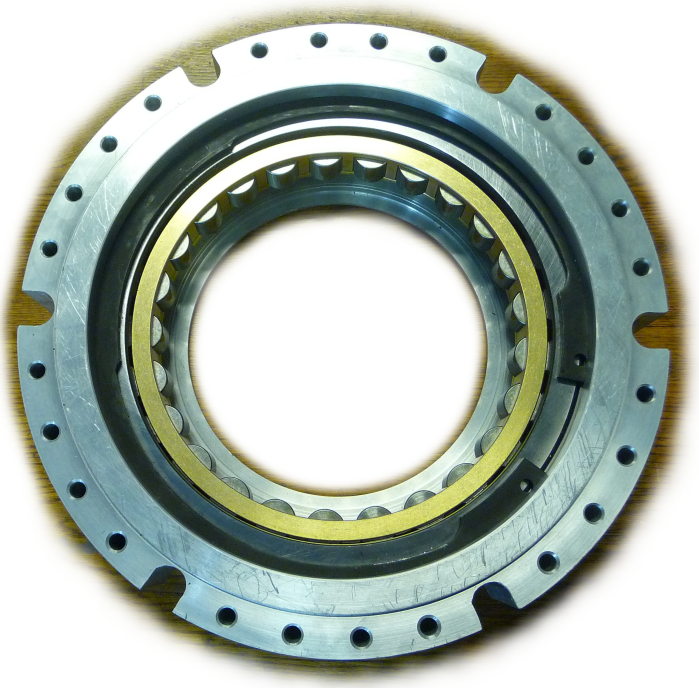

Abbildung A.5: Lagerschild Portalseite

Bild A.5 zeigt das portalseitige Lagerschild mit eingepresstem Rollenlager. Zum Einpassen des Lagers wurde das Aluminium erhitzt. Durch die folgende Wärmedehnung war eine Passung von $-0.4\,mm$ möglich.

A.1.6 Zusammenbau

Abbildung A.6 zeigt Stator und Rotor während der Montage.

Abbildung A.6: Zusammenbau Rotor-Stator

A.2 Messung

A.2.1 Messungen zur Bestimmung der thermischen Parameter der Welle

Acht Messungen zur Ermittlung der thermischen Kenngrößen der Welle sind durchgeführt worden:
10.05.2012: Messung 1: ca. 15 Minuten Funktionstest der Versuchsanordnung
11.05.2012: Messung 2: Geplanter Versuch muss wegen Versagen der elektrischen Isolation nach 20 min abgebrochen werden. - Erdschluss.
15.06.2012: Messung 3: Aufheizen - Maximaltemperatur 368 °C
15.06.2012: Messung 4: Suchen eines stationären Punktes
15.06.2012: Messung 5: Suchen eines stationären Punktes
15.06.2012: Messung 6: Messung des stationären Punktes und der Zeitkonstante
18.06.2012: Messung 7: Anfahren eines stationären Punktes bei 10 K Temperaturspreizung
18.06.2012: Messung 8: Messung des stationären Punktes und der Zeitkonstante bei 10 K Temperaturspreizung + Feststellen einer Schichtung

A.2.2 Messungen zur Bestimmung der thermischen Parameter der Welle

Zwei Messungen zur Ermittlung der thermischen Kenngrößen des Motors sind durchgeführt worden:
23.10.2012: Messung 9: Messung ohne Flüssigkeitskühlung; Nach einer Stunde Isolationsversagen der Zuleitungskabel im Kabelkanal durch die Welle
30.10.2012: Messung 10: Messung eines stationären Punktes und der Zeitkonstanten

A.2.3 Temperiergerät

TECHNISCHE DATEN: WASSER-TEMPERIERGERÄTE 140°C – WTD

TYP		WTD 12
Heizleistung	kW	12
Kühlleistung	kW	25
Umlaufmedium		Wasser
Pumpenleistung Pumpenvolumenstrom, max. Pumpendruck, max.	kW l/min bar	0,75 60 6
Anschlüsse Umlaufmedien	IG	G ½"
Anschlüsse Kühlwassernetz mit Schmutzfänger	IG	G ½"
Abmessungen/mm ca.	Breite Tiefe Höhe	300 650 675
Gewicht kg ca.		60

Abbildung A.7: Kühlgerät der Firma Weinreich

[Quelle:http://www.weinreich.de (15. Februar 2012)]

A.2.4 Lage der Temperatursensoren

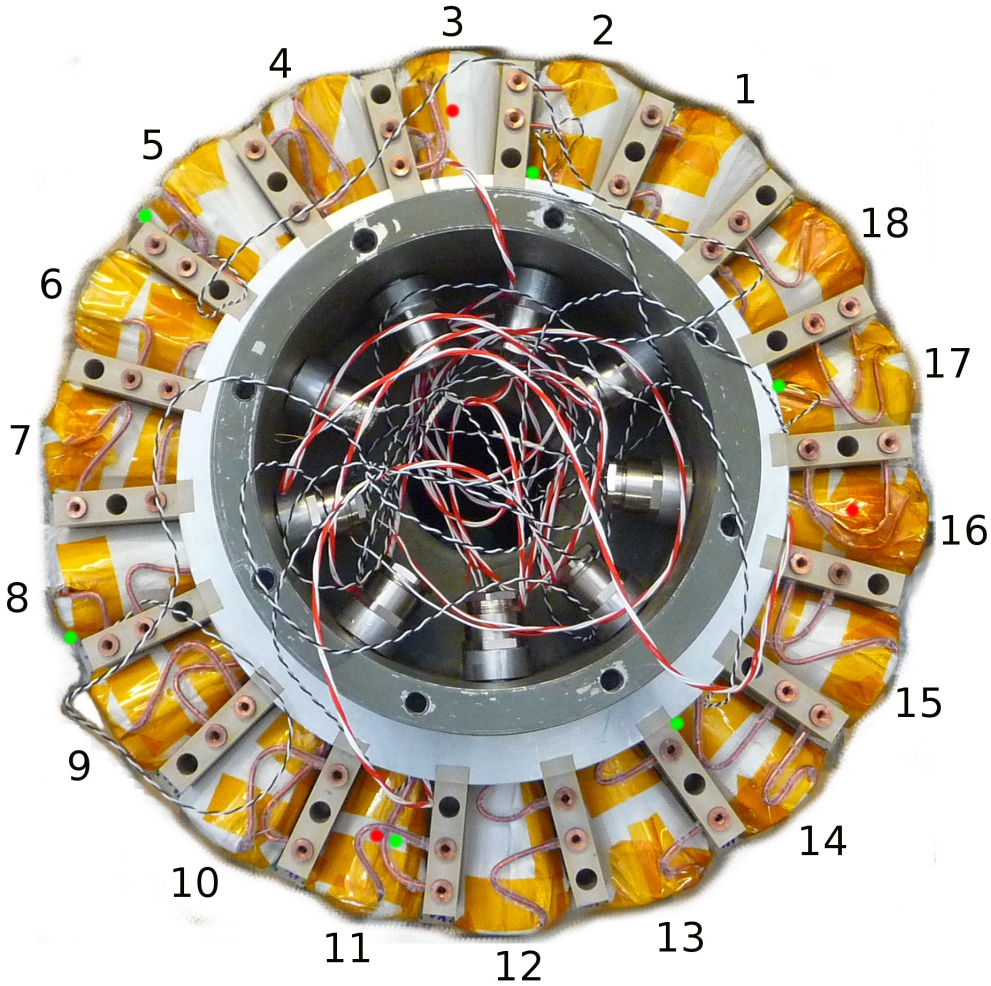

Abbildung A.8: Spulenbeschriftung und Lage der Temperatursensoren (Stirnseite)

In Abbildung A.8 ist radiale Lage der Temperaturmesssensoren dargestellt. Mit grünen Punkten ist die Position von Typ-J-Sensoren und mit roten die von PT100-Sensoren eingezeichnet. Die Nummerierung kennzeichnet die Spulen in der Reihenfolge, in der sie eingebaut wurden. (Abbildung 5.10 und 5.11)

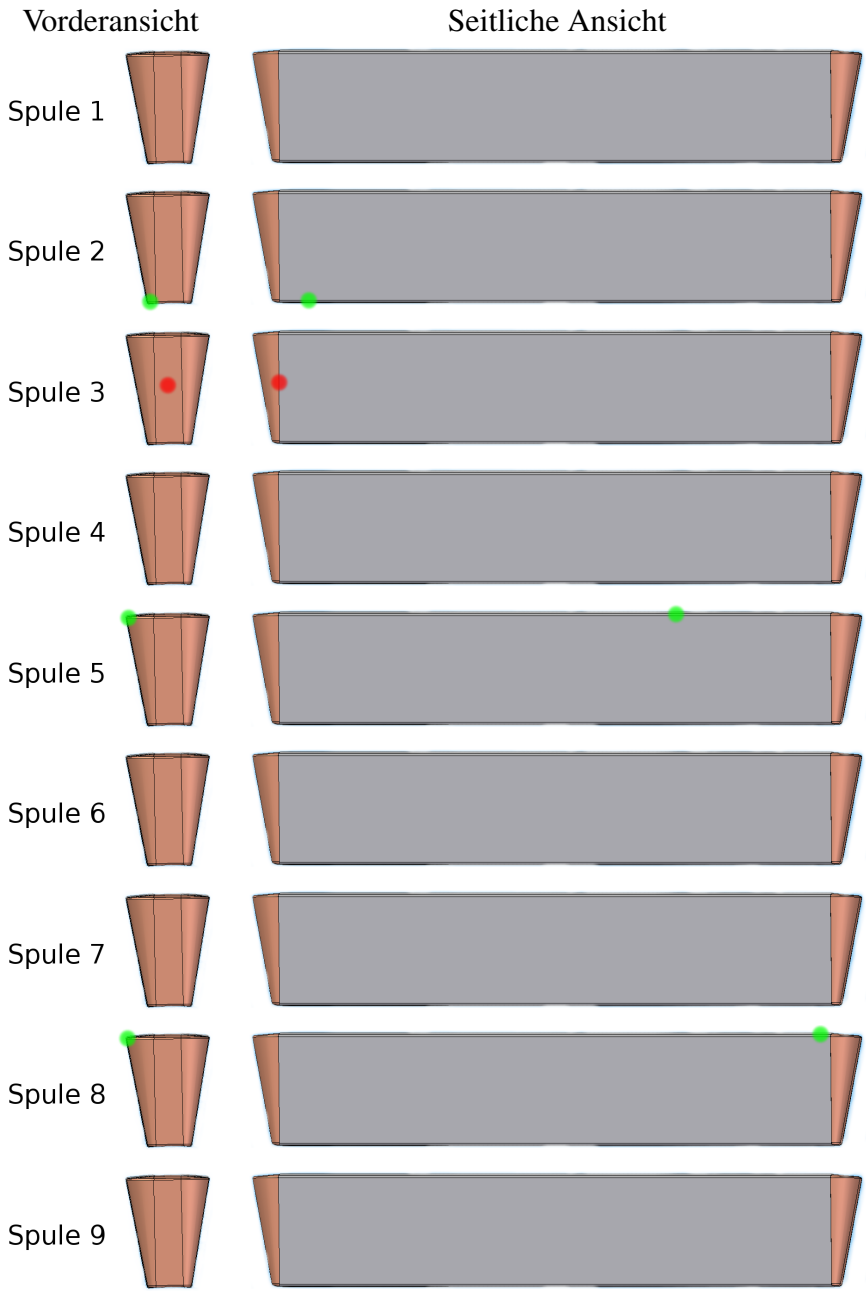

Tabelle A.1: Lage der Temperatursensoren: Spulen 1 bis 9

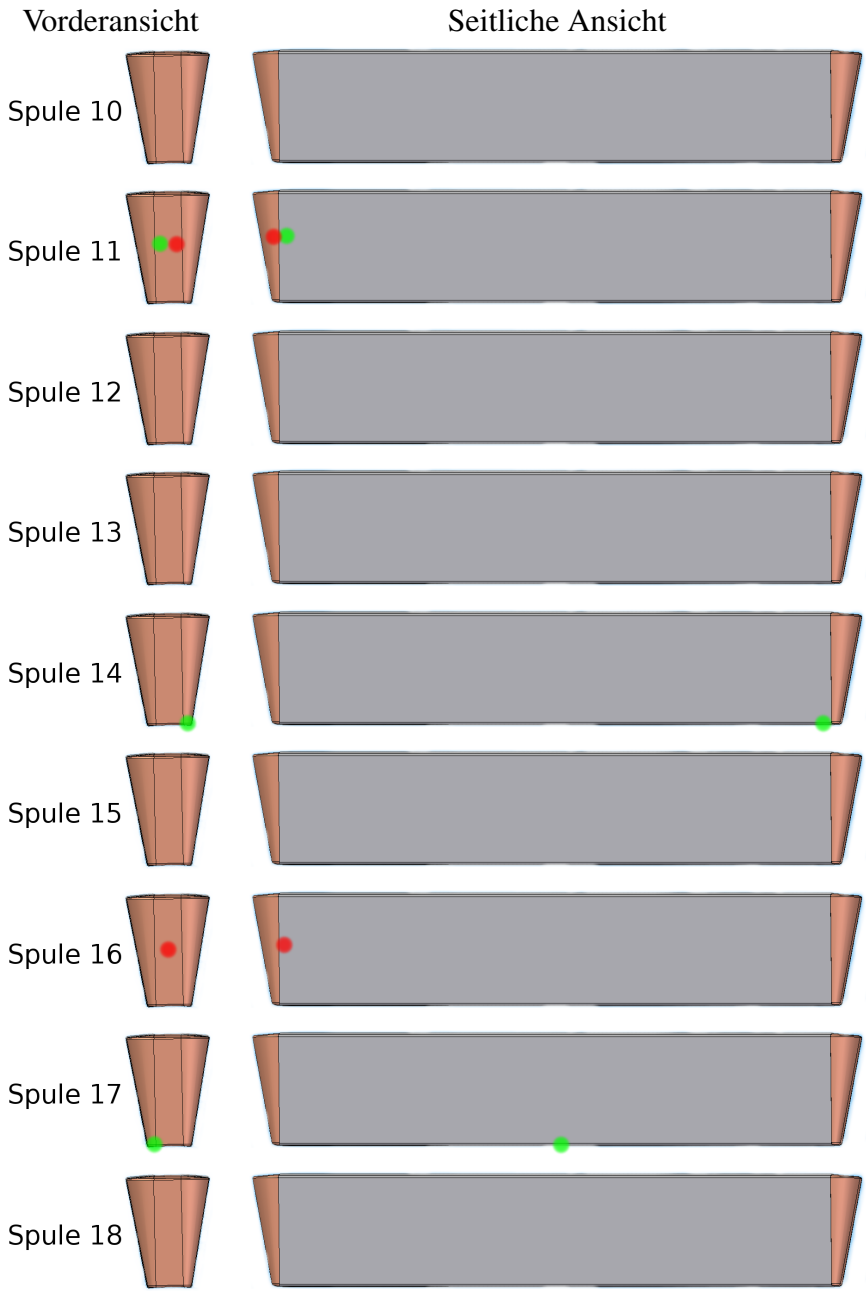

Tabelle A.2: Lage der Temperatursensoren: Spulen 10 bis 18