



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Lukas Lewandowsky

Konstruktion und Systemintegration eines Radnabenantriebs auf Basis einer Axialflussmaschine

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Lukas Lewandowsky

**Konstruktion und Systemintegration
eines Radnabenantriebs auf Basis einer
Axialflussmaschine**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Dr. Tankred Müller
Zweitprüfer/in : Dr. Andreas Meyer-Eschenbach

Abgabedatum: 01.07.2023

DANKSAGUNG

Diese Bachelorarbeit ist vorerst das Ende meiner Studienzeit, weshalb ich mich an dieser Stelle ganz herzlich bei allen Menschen bedanken möchte, die mich währenddessen begleitet haben. Ein besonderer Dank geht an meine Lerngruppe, die *HAW-Smarties* ohne die das Studieren nur halb so viel Spaß gebracht hätte. Des Weiteren geht ein großer Dank an meine Mutter, die mir das Studieren möglich gemacht und meinen Vater, der in mir das Interesse an der Technik geweckt hat. Neben den Herausforderungen der Klausurenphasen, ist in meinem Fall die Gesundheit zu einer Herausforderung geworden. Danke an meine engen Freunde, die mich durch diese Zeit gebracht und mir den Mut zum Abschluss des Studiums gegeben haben. Und zu guter Letzt, danke an meine Freundin. Du standest immer an meiner Seite und hast mich mit vollem Herzen unterstützt.

Zusammenfassung

Lukas Lewandowsky

Thema der Bachelorthesis

Konstruktion und Systemintegration eines Radnabenantriebs auf Basis einer Axialflussmaschine

Stichworte

Axialflussmaschine, autonomer Logistikroboter, Radnabenantrieb, permanent erregte Synchronmaschine, Konstruktion, Mikromobilität, elektrische Antriebe.

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Konstruktion eines Radnabenantriebs unter der Verwendung des Prototypens einer permanent erregten Synchronmaschine in Axialflussbauweise. Der Fokus liegt darauf, Grundlagen für eine anschließende Fertigung zu schaffen, wobei darauf zu achten ist, dass der Antrieb in einen bestehenden, autonomen Logistikroboter integriert werden kann. Die Konstruktion wird durch den geringen Bauraum und den Kräften in der Axialflussmaschine bestimmt, weshalb die Dimensionierung der Konstruktionsbauteile in einer finite Elemente Simulation geprüft wird. Um die Sicherheit des Antriebs zu gewährleisten, müssen vor der Fertigung weitere Normteile, sowie die Schnittstelle zum Logistikroboter geprüft werden.

Lukas Lewandowsky

Title of the paper

Design and system integration of a wheel hub drive based on an axial flux machine.

Keywords

Axial flow machine, autonomous logistics robot, wheel hub drive, permanent magnet synchronous machine, construction, micromobility, electric actuators.

Abstract

This work involves the design of a wheel hub drive using the prototype of a permanent-magnet synchronous machine in axial flux design. The focus is on laying the foundations for manufacturing and to ensure that the drive can be integrated into an existing autonomous logistics robot. The design is determined by the small installation space and the forces in the axial flow machine, which is why the dimensions of the design components is checked in a finite element simulation. To ensure the safety of the drive, further standard parts, as well as the interface of the logistics robot, must be tested before production.

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS	I
SYMBOLVERZEICHNIS	II
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	IV
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	V
TABELLENVERZEICHNIS	V
1 EINLEITUNG	1
2 GRUNDLAGEN	2
2.1 KONSTRUKTIONSMETHODIK	2
2.2 STRUKTURANALYSE MIT DER FINITE ELEMENTE METHODE (FEM)	4
2.3 AXIALFLUSSMASCHINE	5
2.4 RADNABENANTRIEB	8
3 STAND DER TECHNIK	10
3.1 KLEINE FAHRPLATTFORM.....	10
3.2 PROTOTYP DER AXIALFLUSSMASCHINE	13
4 KONSTRUKTION	16
4.1 PLANEN	16
4.2 ENTWERFEN	19
4.3 AUSARBEITEN	22
4.3.1 Lagerauswahl.....	22
4.3.2 Achsentwurf.....	27
4.4 CAD-DESIGN.....	30
4.5 FEM-ANALYSE.....	33
5 ZUSAMMENFASSUNG	38
6 FAZIT UND AUSBLICK	39
7 LITERATURVERZEICHNIS	40
8 ANHANGSVERZEICHNIS	42

Symbolverzeichnis

SYMBOL	EINHEIT	BEZEICHNUNG
a_{Lager}	mm	Abstand zwischen der Stirnseite des Kegelrollenlagers und Kraftangriffspunkt
A	mm^2	Fläche
A_x	N	Lager A Kraft in x-Richtung
A_y	N	Lager A Kraft in y-Richtung
α	$^\circ$	Neigung
B	T	Flussdichte
B_x	N	Lager B Kraft in x-Richtung
C_0	N	Statische Tragzahl
C	N	Dynamische Tragzahl
D	mm	Achsaußendurchmesser
D_A	mm	Lageraußendurchmesser
D_{Magnet}	mm	Magnet Außendurchmesser
d	mm	Achsinnendurchmesser
d_i	mm	Lagerinnendurchmesser
d_{Magnet}	mm	Magnet Innendurchmesser
δ	mm	Luftspaltabstand
$\Delta\delta$	mm	Luftspaltabweichung
E	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul
F_{aB}	N	Axialbelastung des Lager B
$F_{Luftspalt}$	N	Kraft im Luftspalt
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
H	$\frac{V}{m}$	Feldstärke
$H_{Antrieb}$	N	Haftkraft am Antrieb der <i>kleinen Fahrplattform</i>
I	mm^4	Flächenträgheitsmoment
I_S	A	Strom

K_A	–	Anwendungsfaktor nach DIN 3990-1
L_1	mm	Höhe der Ladefläche der <i>kleinen Fahrplattform</i>
L_2	mm	Radstand der <i>kleinen Fahrplattform</i>
L_{10h}	h	Lagerlebensdauer
l_A	mm	Abstand vom Lager A zu der Einspannung
l_{Absatz}	mm	Länge des mittleren Achsabsatz
l_B	mm	Abstand vom Lager B zu der Einspannung
l_{Kraft}	mm	Abstand zwischen Kraftangriffspunkt und Lager A
l_{Lager}	mm	Lagerabstand
M_{max}	Nm	Maximales Biegemoment
m	kg	Maximalgewicht der <i>kleinen Fahrplattform</i>
μ	$\frac{Tm}{A}$	Permeabilität
μ_{Reib}	–	Reibwert
μ_0	$\frac{Tm}{A}$	Magnetische Feldkonstante
N_{H-Rad}	N	Auflagekraft am Hinterrad der <i>kleinen Fahrplattform</i>
$N_{Antrieb}$	N	Auflagekraft am Antrieb der <i>kleinen Fahrplattform</i>
n	$\frac{1}{s}$	Drehzahl
n_W	–	Anzahl der Wicklungen
$n_{Magnete}$	–	Anzahl der Magnete
P	N	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung
P_0	N	Statisch äquivalente Lagerbelastung
p	–	Lebensdauerexponent
ϕ	Tm^2	Fluss
R_m	H	Magnetischer Widerstand
\hat{S}	Nm	Momentensatz um den Schwerpunkt der <i>kleinen Fahrplattform</i>
S_0	–	Statische Lagersicherheit
\vec{s}	mm	Strecke

σ_{max}	$\frac{N}{mm^2}$	Maximale Spannung
T	mm	Lagerbreite
θ	A	Durchflutung
w_A	mm	Verformung
\ddot{x}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung
Y_B	–	Lagerspezifischer Beiwert

Abkürzungsverzeichnis

AFM.....	Axialflussmaschine
AISI.....	American Iron and Steel Institute
CAD.....	Computergestütztes Design
DIN.....	Deutsches Institut für Normung
FEM.....	Finite Elemente Methode
FL.....	Festlager
HAW-Hamburg.....	Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
LEM.....	Labor für Elektrische Mobilität
LL.....	Loslager
PSM.....	Permanent erregte Synchronmaschine
SKF.....	Svenska Kullagerfabriken
TIQ.....	Testfeld Intelligente Quartiersmobilität
VDI.....	Verein Deutscher Ingenieure

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 2.1: VORGEHENSWEISE BEIM ENTWURFSPROZESS NACH VDI 2223 [4]	2
ABBILDUNG 2.2: SCHEMATISCHER AUFBAU EINER PRODUKTARCHITEKTUR, IN WELCHER DIE GESAMTFUNKTION IN TEILFUNKTIONEN AUFGETEILT UND DEN PHYSISCHEN KOMPONENTEN ZUGEORDNET WIRD. [5]	3
ABBILDUNG 2.3: ABLAUF EINER FEM-ANALYSE [6, S. 439]	4
ABBILDUNG 2.4: VERGLEICH EINER AFM (A) ZU EINER RADIALFLUSSMASCHINE (B) [7, S. 18]	5
ABBILDUNG 2.5:	5
ABBILDUNG 2.6: ERSATZSCHALTBILD DES MAGNETISCHEN KREISES INNERHALB EINER AXIALFLUSSMASCHINE.	7
ABBILDUNG 2.7: BEWEGUNGSERZEUGUNG MIT EINEM ELEKTROMAGNETEN	8
ABBILDUNG 2.8: KOMPONENTEN EINES RADNABENTRIEBES MIT GETRIEBE [2, S. 189]	9
ABBILDUNG 3.1: AUFBAU DER <i>KLEINEN FAHRPLATTFORM</i> MIT SCHWERPUNKT UND SYSTEMGRENZE [11]	10
ABBILDUNG 3.2: LENKWELLENHALTERUNG DER <i>KLEINEN FAHRPLATTFORM</i> MIT SYNCHRONRIEMENSCHLEIBE, FESTLAGER UND LOSLAGER. [11]	11
ABBILDUNG 3.3: LASTFALL DER <i>KLEINEN FAHRPLATTFORM</i> . MIT EINER AUFLAGEKRAFT AM HINTERRAD <i>NH – Rad</i> , EINER AUFLAGEKRAFT AM VORDERRAD <i>NAntrieb</i> , EINER HAFTKRAFT <i>HAntrieb</i> DEM RADSTAND $L1 = 831mm$ UND DER HÖHE DER HÖHE DER LADEFLÄCHE $L2 = 248mm$	12
ABBILDUNG 3.4: AUFBAU DES ERSTEN AFM-PROTOTYPS AUS DEM LEM VON VANESSA CLAUS .	14
ABBILDUNG 4.1: PRODUKTARCHITEKTUR DES RADNABENANTRIEBS NACH VDI 2223	18
ABBILDUNG 4.2: VORENTWURF DES RADNABENANTRIEBS MIT VORLÄUFIGEN ABMESSUNGEN UND EINGEZEICHNETER SYSTEMGRENZE (GESTRICHELTE LINIE)	21
ABBILDUNG 4.3: ENTSCHEIDUNGSHILFE FÜR DIE AUSWAHL DER WÄLZLAGER [14, S. 524]	22
ABBILDUNG 4.4: LASTFALL INNERHALB DES RADNABENANTRIEBS	23
ABBILDUNG 4.5: FREISCHNITT DER RADNABENACHSE IN DER DIE BIEGELINIE DER ACHSE GESTRICHELT DARGESTELLT IST.	27
ABBILDUNG 4.6: BIEGEMOMENTVERLAUF DER RADACHSE	29
ABBILDUNG 4.7: VORDERANSICHT (LINKS) UND SCHNITTANSICHT (RECHTS) DES RADNABENANTRIEBS (ANHANG D.9) DER <i>KLEINEN FAHRPLATTFORM</i>	30
ABBILDUNG 4.8: STATISCHER SICHERHEITSFAKTOR DER ACHSE UNTER DER BELASTUNG DES EXTREMFALLS AUS ABSCHNITT 3.1	33
ABBILDUNG 4.9: VERSCHIEBUNG DER ROTORMAGNETE DURCH DIE ACHSBIEGUNG	34
ABBILDUNG 4.10: VERSCHIEBUNG DER ROTORMAGNETE DURCH DIE VERFORMUNG DER FELGE	35
ABBILDUNG 4.11: VERSCHIEBUNG STATORZÄHNE DURCH DIE VERFORMUNG DES STATORFLANSCH	35
ABBILDUNG 4.12: SIMULATIONSERGEBNIS DES FORMGENERATORS AN DER EINSEITIGEN STARRGABEL	36
ABBILDUNG 4.13: SICHERHEITSFAKTOR DER EINSEITIGEN STARRGABEL UNTER DER BELASTUNG AUS ABSCHNITT 3.1.	36

Tabellenverzeichnis

TABELLE 2.1: VOR- UND NACHTEIL EINES RADNABENANTRIEBS [10, S. 943]	9
TABELLE 4.1: LÖSUNGSFINDUNGSTABELLE	20
TABELLE 4.2: LAGERVERGLEICH VERSCHIEDENER KEGELROLLENLAGER ALS LOSLAGER LL UND FESTLAGER FL ÜBER DIE LAGERLEBENSDAUER L10H	25
TABELLE 4.3: GEOMETRISCHEN ABMESSUNGEN DER LAGER d_i = INNENDURCHMESSER, DA = AUßENDURCHMESSER, T = LAGERBREITE UND a_{Lager} VERSCHIEBUNG DES KRAFTANGRIFFSPUNKT.	26
TABELLE 4.4: KONTROLLE DER KONSTRUKTION ANHAND DER FUNKTIONEN	32
TABELLE 4.5: GEWICHTSÜBERSICHT DER KONSTRUKTION	37

1 Einleitung

„Immer mehr Menschen leben in Städten - nicht nur in Deutschland, sondern auch in den meisten anderen Ländern der Erde“ [1], so eine Studie der UN DESA, die den Anteil der Stadtbevölkerung weltweit untersucht. Aus ihr geht hervor, dass in den letzten 30 Jahren, der Zuwachs in den Städten um fast 20% gewachsen ist und voraussichtlich weiter steigen wird.

Die zunehmende Urbanisierung ist ein treibender Faktor für die Entwicklung neuer Mobilitätslösungen, wobei aufgrund der steigenden Luftverschmutzung, sowie der wachsenden Sensibilität in der Gesellschaft zum Thema Nachhaltigkeit, auch nach CO₂ armen Transportmethoden gesucht wird. Der Bereich der Mikromobilität unterstützt dabei den nachhaltigen Individualverkehr im städtischen Raum und ist geprägt von Fahrzeugen wie E-Scooter, Pedelecs und E-Bikes, deren elektrische Antriebe lokale Emissionsfreiheit ermöglichen und daher zunehmend an Bedeutung gewinnen [2, S. 183].

Der Bauraum in diesen Fahrzeugen ist durch ihre Größe begrenzt, sodass dessen Maschinen eine hohe Leistungsdichte vorweisen müssen. Hierzu eignen sich insbesondere permanenterregte Synchronmaschinen (PSM), welche im Vergleich zu Asynchronmaschinen eine hohe Leistungsdichte in kleinen Drehzahlbereichen aufweisen [2, S. 184].

Die Weiterentwicklung der permanenterregten Synchronmaschinen zu einem effizienteren und platzsparenden Antrieb kann eine neue Basis für Innovationen bieten, die den Herausforderungen der Urbanisierung entgegenwirken kann.

Im Forschungsprojekt *Mikromobilität* des Labors für Elektrische Mobilität (LEM) der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg (HAW-Hamburg) wurde ein Prototyp einer permanenterregten Synchronmaschine entwickelt. Hierbei handelt es sich um ein Konzept, bei dem der magnetische Fluss in der Maschine nicht wie üblich radial, sondern axial auf den Rotor trifft.

In Zusammenarbeit mit dem Department Fahrzeugtechnik und dem Department Informatik soll dieser Prototyp einer Axialflussmaschine (AFM) in einen autonomen Logistikroboter, der *kleinen Fahrplattform*, integriert werden. Dazu wird der Prototyp anwendungsbezogen analysiert und die Herausforderungen an die Konstruktion erarbeitet. Die *kleine Fahrplattform* wird betrachtet und die Schnittstelle zum Antrieb analysiert. Ziel dieser Arbeit ist es, eine Konstruktion zu gestalten, welche alle Informationen für eine anschließende Fertigung enthält.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel wird das nötige Wissen vermittelt, das für den Entwurf und die Konstruktion wichtig ist. Dazu werden Quellen vorgestellt, die grundlegende Entwurfsmethoden liefern und methodische Standards darstellen. Anschließend wird die Funktionsweise einer Axialflussmaschine und der Aufbau eines Radnabenantriebs dargestellt.

2.1 Konstruktionsmethodik

Bei der Entwicklung und Gestaltung neuer Produkte und Technologien spielt die Konstruktionsmethodik eine wesentliche Rolle. Sie stellt eine strukturierte Vorgehensweise dar, um komplexe Problemstellungen systematisch zu analysieren, Lösungsansätze zu entwickeln und diese in konkreten Konstruktionen umzusetzen.

Eine übersichtliche Gliederung mit entsprechenden Methoden bietet die VDI 2221 [3], in der die Konstruktion in die vier Hauptphasen, das Planen, Konstruieren, Entwerfen und Ausarbeiten unterteilt wird. Die darauf aufbauende VDI 2223 [4] befasst sich dabei mit der Phase 3, dem methodischen Entwerfen technischer Produkte und unterteilt den Entwurfsprozess in drei weitere Schritte. Die Schritte sind in **Abbildung 2.1** dargestellt und teilen sich in das Gliedern der Konstruktion in realisierbare Module, das Gestalten der maßgebenden Module und das Gestalten des gesamten Produkts auf.

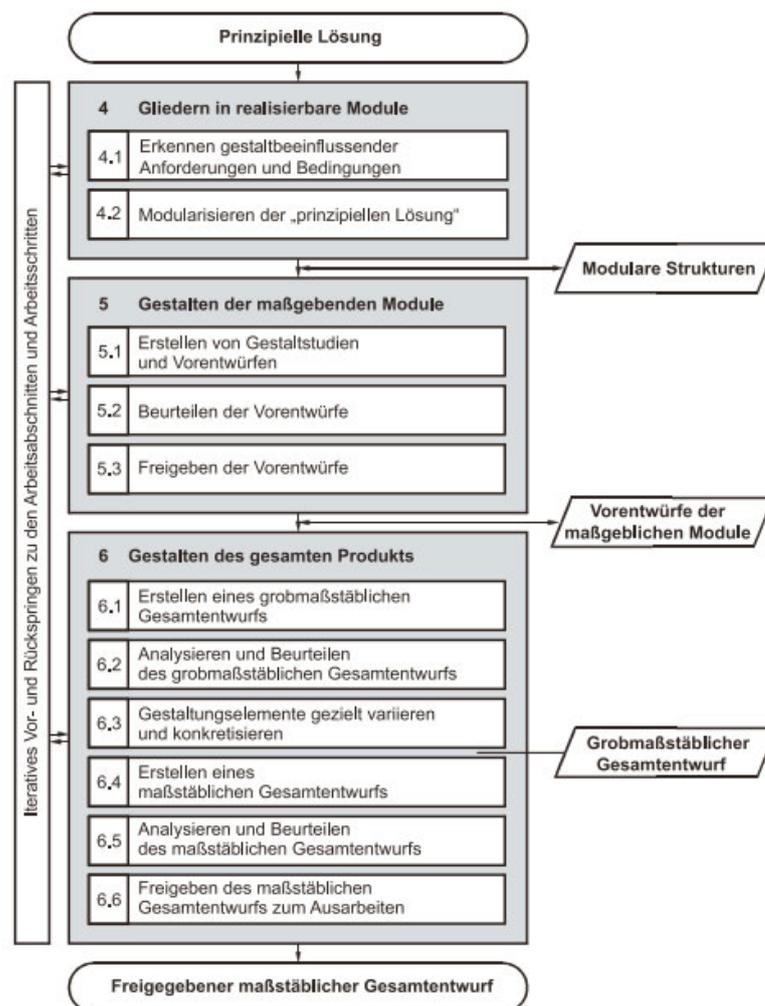


Abbildung 2.1: Vorgehensweise beim Entwurfsprozess nach VDI 2223 [4]

In Anlehnung an die VDI 2222 [5], welche sich mit der methodischen Entwicklung von Lösungsprinzipien befasst, werden im Folgenden Analysemethoden, Funktionsstrukturen und die Produktarchitektur vorgestellt, welche die Lösungsfindung für komplexe Systeme vereinfachen. Dabei ist zu beachten, dass die Methoden immer sinnvoll an das individuelle Projekt angepasst werden.

Die Analyse ist eine systematische Untersuchung, bei der ein Objekt in seine Bestandteile zerlegt, untersucht und anschließend anhand von Kriterien bewertet wird. Sie dient dazu Zusammenhänge zu erkennen oder potenzielle Probleme zu identifizieren. Im Rahmen dieser Arbeit werden im Folgenden die Systemanalyse und die Schnittstellenanalyse vorgestellt. Die Systemanalyse untersucht die Komponenten eines bestehenden Systems auf Zusammenhänge und Abhängigkeiten untereinander, sodass komplexe technische Systeme vereinfacht werden. Die Schnittstellenanalyse ist ein Verfahren, in welchem übergreifende Zusammenhänge zu Baugruppen außerhalb der Systemgrenzen betrachtet werden. Sie dient insbesondere der Integration von Bauteilen in eine bestehende Baugruppe.

Funktionsstrukturen dienen vor allem dazu, durch Unterteilung und Strukturierung in Teilfunktionen die Komplexität der Anforderungen zu reduzieren. Hierfür werden zunächst alle Anforderungen in einer Hauptfunktion zusammengefasst, diese wird in Teilfunktionen zerlegt, so dass eine Spezifikation der Hauptfunktion entsteht. Die Funktionsstruktur dient somit als Hilfsmittel, um wesentliche Probleme des Produktes zu erkennen und die Lösungsfindung zu strukturieren.

In einer anschließenden Produktarchitektur kann die Baustruktur, als physischen Aufbau und die Funktionsstruktur, als funktionale Beschreibung eines Produktes, zusammengeführt und ihre Elemente zueinander zugeordnet werden. Die Produktarchitektur ermöglicht eine funktionsorientierte Lösungsfindung, so dass für neue Varianten eine funktionsorientierte Übersicht zur Verfügung steht. **Abbildung 2.2** stellt den typischen Aufbau einer Produktarchitektur dar.

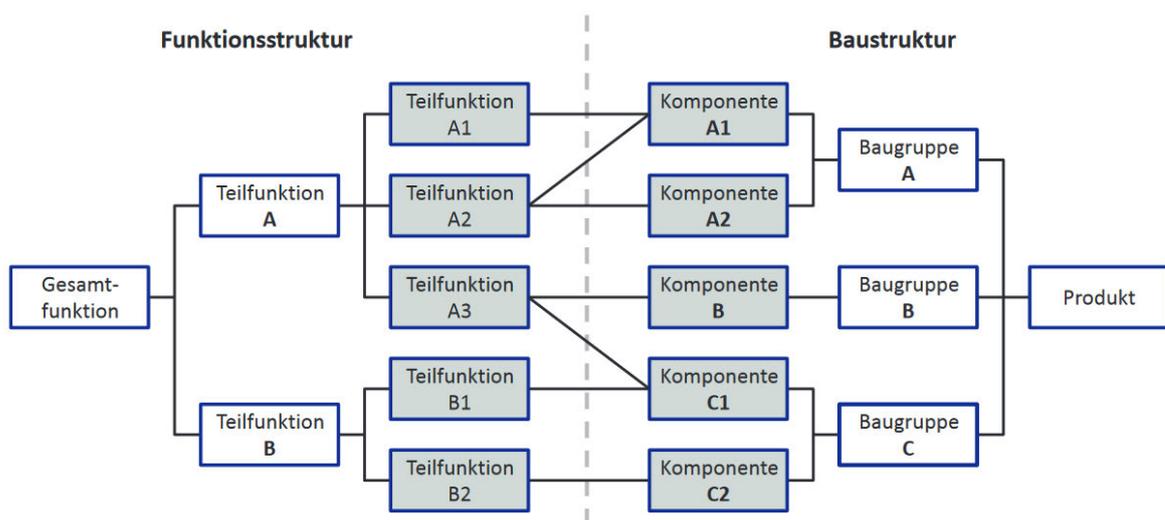


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau einer Produktarchitektur, in welcher die Gesamtfunktion in Teilfunktionen aufgeteilt und den physischen Komponenten zugeordnet wird. [5]

2.2 Strukturanalyse mit der Finite Elemente Methode (FEM)

Die Finite Elemente Methode (FEM) ermöglicht die Simulation von Bauteilen unter statischen und dynamischen Betriebsbedingungen, welche den realen Verhältnissen sehr nahekommen und aufgrund der Komplexität, nicht händisch mit idealisierten Modellen berechenbar sind. Von besonderem Interesse ist dabei der Festigkeitsnachweis, die Spannungsanalyse, das Verformungsverhalten, sowie die Materialermüdung bei sicherheitsrelevanten Komponenten und die Bauteiloptimierung im Hinblick auf Materialeinsparung oder Leichtbau. Bei der FEM-Berechnung wird das Berechnungsgebiet in eine beliebige Anzahl von Elementen unterteilt, die endlich (*finit*) und nicht unendlich (*infini*) klein sind. Innerhalb dieser Elemente werden Ansatzfunktionen definiert, die in eine zu lösende Differentialgleichung eingesetzt werden. Zusammen mit den Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen ergibt sich ein Gleichungssystem, welches in der Regel numerisch gelöst wird. Die Größe des zu lösenden Gleichungssystems hängt maßgeblich von der Anzahl der finiten Elemente ab. Die Durchführung einer FEM-Analyse kann in sechs Hauptabschnitte unterteilt werden, die in **Abbildung 2.3** wiedergegeben sind [6, S. 438 f.].

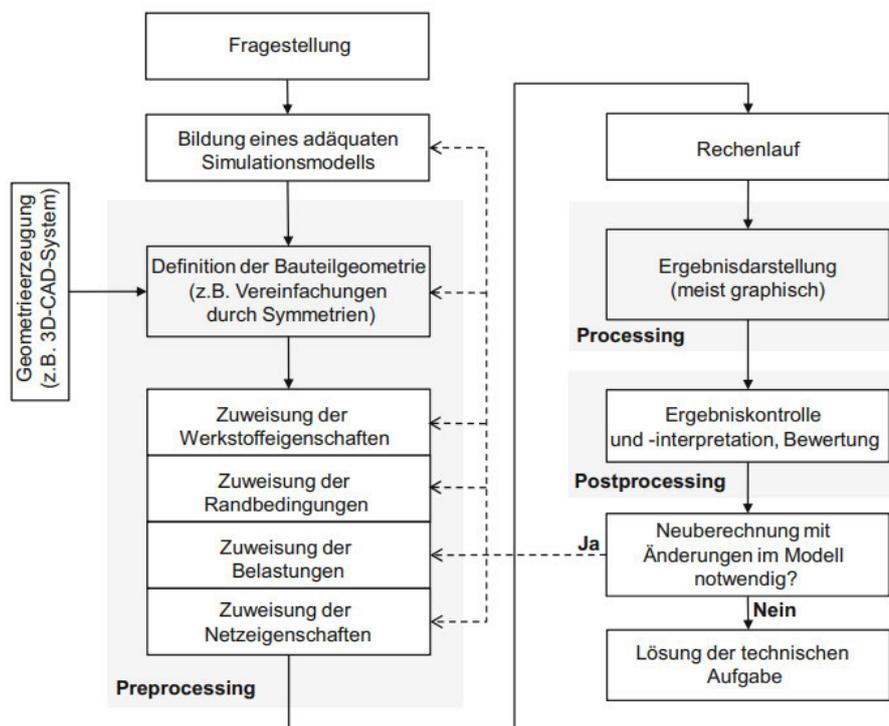


Abbildung 2.3: Ablauf einer FEM-Analyse [6, S. 439]

Vor der Simulation muss eine feste Fragestellung definiert werden, die mit der FEM-Analyse untersucht werden soll. Anschließend muss ein geeignetes Modell erstellt werden, an dem die Untersuchung durchgeführt werden kann. Hierzu dienen meist computergestützte Design (CAD) Modelle, die für die Berechnung vereinfacht werden. Daraufhin wird der Lastfall aus der Fragestellung auf das Bauteil übertragen. Dazu werden Randbedingungen und Lasten in das Modell eingefügt, sowie Materialien zugewiesen. Über die Netzeigenschaften kann die Größe der Einzelelemente und damit deren Genauigkeit bestimmt werden, woraus sich die benötigte Rechenleistung ergibt. Die Auswertung des Modells erfolgt meist grafisch anhand von Spannungsverläufen oder Verformungen, wobei das Ergebnis auf seine Aussagekraft überprüft werden muss. Ein häufig auftretendes Problem sind dabei Singularitäten, bei denen an scharfen Kanten oder Punktlasten, unendlich große Spannungen auftreten. Um diese zu erkennen, sollten die Elemente an den Bereichen, an denen hohe Spannungen auftreten verfeinert werden. Nimmt die Spannung bei einer Verfeinerung kontinuierlich zu, so ist mit einer Singularität zu rechnen. Um diese zu vermeiden, muss das System vereinfacht und die Simulation erneut durchgeführt werden.

2.3 Axialflussmaschine

Die ersten Aufzeichnungen über das Prinzip der Axialflussmaschine stammen aus der Zeit vor der Erfindung der Radialflussmaschine, aus dem Jahr 1831. Da die Konstruktion und Fertigung der Axialflussmaschine mit den damaligen Möglichkeiten aufwendiger war als die der Radialflussmaschine, setzte sich diese Bauweise nicht durch. Mit dem heutigen Stand der Technik, der Suche nach neuen Antriebsmöglichkeiten und den umweltpolitischen Herausforderungen erhält diese Bauart eine neue Chance [7, S. 3].

Wie bei der permanentenerregten Synchronmaschine in Radialbauweise wird auch bei der Axialflussmaschine der permanenterrigte Rotor durch das elektromagnetische Feld eines Stators angetrieben. Dabei unterscheidet sich die Axialbauweise durch die Ausrichtung des Magnetfeldes, welches axial auf die Permanentmagnete des Rotors wirkt. Diese Ausrichtung des Magnetfeldes, ermöglicht eine Scheibenanordnung des Antriebs. Ein Vergleich zwischen dem Aufbau einer Axialflussmaschine und einer Radialflussmaschine ist in **Abbildung 2.4** dargestellt. Wobei die Leistungsdichte des Scheibenläufers durch das Stapeln von Rotor/Stator-Paketen gesteigert werden kann. Hierbei werden beispielsweise zwei Rotoren von einem Stator angetrieben. Die Prinzipskizzen für gestapelte Axialflussmaschinen sind in **Abbildung 2.5** dargestellt.

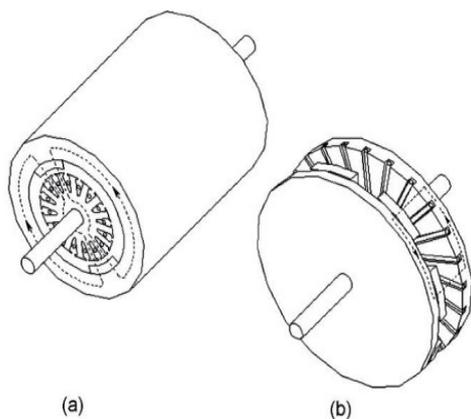


Abbildung 2.4: Vergleich einer AFM (a) zu einer Radialflussmaschine (b) [7, S. 18]

Rotor - Stator - Rotor | Stator - Rotor - Stator

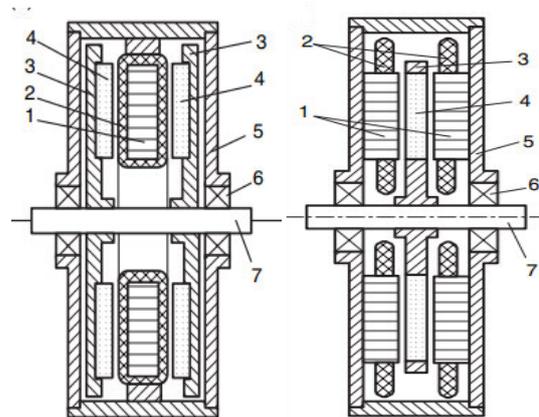


Abbildung 2.5:

Bauweisen gestapelter AFM [7, S. 7]

Um die Funktion der Axialflussmaschine besser zu verstehen, werden folgend die Grundlagen des Elektromagnetismus erklärt. Legt man an einen Leiter eine elektrische Spannung an, so dass durch ihn ein Strom fließt, so entsteht um ihn herum ein geschlossenes Magnetfeld. Dieses Magnetfeld wird durch die magnetische Feldstärke \vec{H} beschrieben, dessen Feldlinie konzentrische Kreise um den Mittelpunkt des Leiters darstellen. Werden mehrere Windungen eines Leiters nebeneinandergelegt, so verstärkt sich die Konzentration im Inneren zu einem stärkeren Feld. Die Summe dieser Ströme resultiert in einer Zusammengefassten Durchflutung θ . Der Zusammenhang wird in **Gleichung (2.1)** und **(2.2)** dargestellt wobei die Richtung der Feldlinien von der Stromrichtung der Leiter abhängig sind. Eine Richtungsänderung der Feldlinien nennt man *umpolen*. Wird zwischen die Windungen des stromdurchflossenen Leiters anstelle von Luft einen Ring aus einem Eisenwerkstoff eingefügt, so wird dieser von den Feldlinien bevorzugt, da die Feldlinien ihn leichter Durchströmen können. Die magnetische Durchlässigkeit, auch Permeabilität μ genannt, beschreibt dabei den Zusammenhang zwischen der Feldstärke und einer im Werkstoff auftretenden Flussdichte B und ist materialabhängig, siehe **Gleichung (2.4)**. Im Vakuum gilt die magnetische Feldkonstante $\mu_0 = 0,4\pi 10^{-6} \frac{Tm}{A}$, die als Basis der Permeabilität dient. Der magnetische Widerstand ist von der durchflossenen Länge und der spezifischen Permeabilität bestimmt (**Gleichung (2.5)**). Wird die Flussdichte mit einer durchflossenen Fläche A multipliziert, so erhält man den durch diesen strömenden magnetischen Fluss ϕ (**Gleichung (2.3)**) [8, S. 58 ff.]. Betrachtet man den geschlossenen magnetischen Kreis, so lässt sich, in Analogie zum elektrischen Stromkreis ein Ersatzschaltbild aufstellen. In diesem sind die durchflossenen Materialien als magnetische Widerstände R_m , die Quellen durch die Durchflutung und analog zum Strom ein resultierender magnetischer Fluss eingezeichnet. Das Ersatzschaltbild eines magnetischen Kreises in einer Axialflussmaschine ist in **Abbildung 2.6** dargestellt. Wobei angenommen wird, dass Rotor- und Statorjoch aus einem Stoff mit einer hohen Permeabilität, bestehen. Der Aufbau einer PSM enthält neben den Elektromagneten auch Permanentmagnete, die im Vergleich zu Elektromagneten eine dauerhafte magnetspezifische Flussdichte, auch *Remanenz*, aufweisen. Analog zum Ohm'schen Gesetz kann der magnetische Fluss durch das „Ohm'sche Gesetz des magnetischen Kreises“ [9, S. 153] bestimmt werden, welches in **Gleichung (2.6)** dargestellt ist. Berücksichtigt man, dass der Magnetische Widerstand von Eisen sehr viel geringer ist als der von Luft, so erschließt sich durch **Gleichung (2.6)**, dass der magnetische Fluss, und somit auch die magnetische Flussdichte besonders vom Widerstand im Luftspalt abhängig ist. Der Zusammenhang ist hierbei antiproportional zur Luftspaltlänge δ und ist in **Gleichung (2.7)** verdeutlicht.

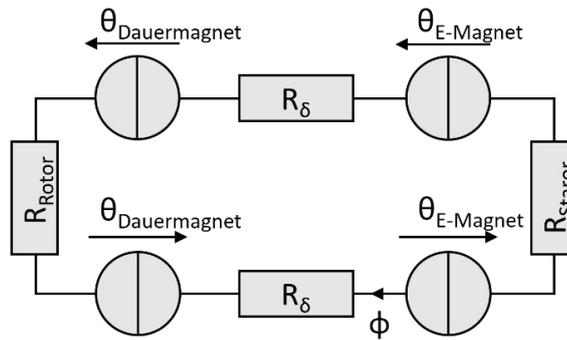


Abbildung 2.6: Ersatzschaltbild des magnetischen Kreises innerhalb einer Axialflussmaschine.

$$\theta = \oint \vec{H} d\vec{s} \quad (2.1)$$

$$\theta = n_w \cdot I_S \quad (2.2)$$

$$\phi = \iint \vec{B} d\vec{A} \quad (2.3)$$

$$\vec{B} = \vec{H} \cdot \mu \quad (2.4)$$

$$R_m = \frac{l}{\mu \cdot A} \quad (2.5)$$

$$\theta = \sum R_m \cdot \phi \quad (2.6)$$

$$\phi \sim B \sim \frac{1}{\delta} \quad (2.7)$$

In einem magnetischen Kreis treten an der Grenzfläche verschiedener Stoffe, z.B. zwischen Luft und Eisen, senkrecht zur magnetischen Flussrichtung Zugkräfte F auf. Diese lassen sich vereinfacht nach **Gleichung (4.16)** bestimmen und sind insbesondere von der magnetischen Flussdichte abhängig [8, S. 58 ff.].

$$F \cong \frac{B^2 \cdot A}{2 \cdot \mu_0} \quad (2.8)$$

Die Zugkräfte im Luftspalt ermöglicht den Betrieb eines Elektromotors, wobei die Skizze in **Abbildung 2.7** vereinfacht zeigt, wie die Bewegung in einer Axialflussmaschine erzeugt wird. Die Flussrichtung und somit die Pole eines Elektromagneten lässt sich durch das zuvor beschriebene umpolen vertauschen. Um eine Bewegung zu erzeugen wird der Elektromagnet so gepolt, dass er die Gegenpole am Rotor anzieht. Wird dann zum richtigen Zeitpunkt umgepolt stoßen die Pole des Elektromagneten den Rotor ab, so dass eine Bewegung erzeugt wird.

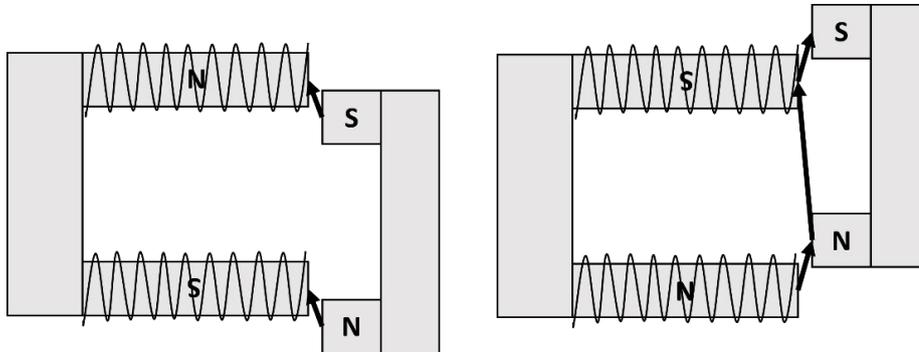


Abbildung 2.7: Bewegungserzeugung mit einem Elektromagneten

2.4 Radnabenantrieb

Bei einem Radnabenantrieb handelt es sich um eine Antriebseinheit, welche vollständig in eine Radnabe integriert ist. Als Antriebseinheit werden meist permanenterregte Synchronmaschinen eingesetzt, da diese im Vergleich zu anderen Elektromaschinen eine hohe Leistungsdichte aufweisen. Typische Einsatzgebiete von Radnabenantrieben sind kleine, wendige Stadtfahrzeuge wie z.B. Elektrofahrräder oder Elektroroller. Sie werden jedoch vereinzelt auch in größere Fahrzeuge wie PKWs verbaut. [2, S. 183 ff.]

Der Aufbau eines Radnabenantriebs, mit einer Radialflussmaschine als Antrieb, ist in **Abbildung 2.8** dargestellt. Hier dient ein statisches Gehäuse als Sicherung der elektromagnetischen Komponenten. Das vom Elektromotor erzeugte Drehmoment wird über eine Welle auf eine Radnabe übertragen. In der Radnabe ist zusätzlich eine mechanische Bremse integriert. Alternativ zu dem hier dargestellten Innenrotor kann ein Radnabenantrieb auch mit einem Außenrotor ausgeführt werden. Dabei wird der Rotor direkt an der Felge befestigt, was Bauraum spart, aber eine spezielle Felgenkonstruktion erfordert. [10, S. 943].

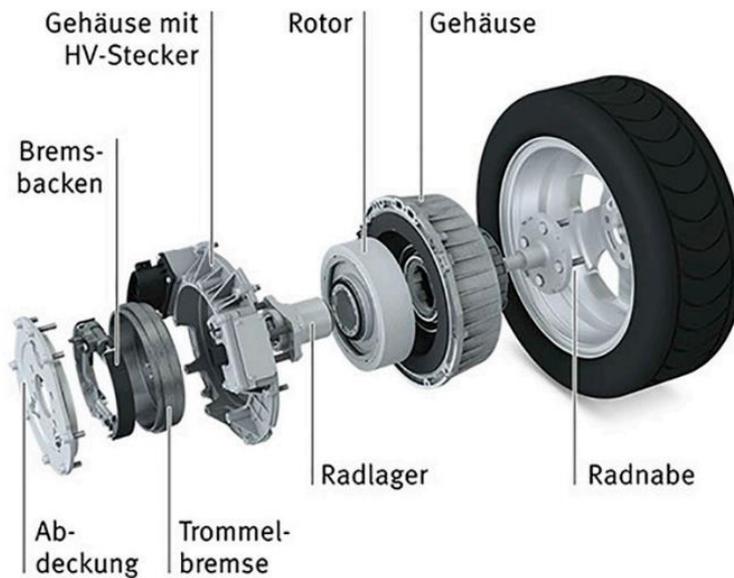


Abbildung 2.8: Komponenten eines Radnabenantriebs mit Getriebe [2, S. 189]

Der Verbau des Motors in die Radnabe ermöglicht viele Vorteile wie z.B. die individuelle Radsteuerung oder den Bauraumgewinn innerhalb des Fahrzeugs, jedoch entstehen durch den geringen Bauraum und das hohe Gewicht der Antriebseinheiten auch Probleme in der Nutzung. Eine Übersicht einiger Vor- und Nachteile bietet die **Tabelle 2.1**.

Vorteile	Nachteile
Höherer Designfreiheitsgrad	Höhere ungefederten Massen
Individuelle Radsteuerung	Temperatur, Motorkühlung
Entfall V-Motor, Getriebe, Antriebswellen	Größere Witterungseinflüsse
Hohe Energieeffizienz	Geringere Lebensdauer
Integration weiterer Systeme	Hohe Kosten
Freiraum zwischen Rädern	Aufwendige Regelung
Große Manövrierbarkeit	

Tabelle 2.1: Vor- und Nachteil eines Radnabenantriebs [10, S. 943].

3 Stand der Technik

Um die Anforderungen an die neue Konstruktion zu erarbeiten, bedarf es einer Analyse der Schnittstellen und dem aktuellen Stand der Technik. Hierzu wird folgend die *kleine Fahrplattform* und der Prototyp der AFM untersucht.

3.1 Kleine Fahrplattform

Die *kleine Fahrplattform* ist ein Produkt aus dem Forschungsprojekt *Testfeld Intelligente Quartiersmobilität* (TIQ) der HAW-Hamburg. Hier wurden drei elektrisch angetriebene Fahrzeugmodelle unterschiedlicher Größe (klein, mittel, groß) entwickelt, die die Mitarbeiter durch unterstützende Tätigkeiten, wie den Transport von bürotypischen Gütern (z.B. Getränkekisten oder Pakete), innerhalb von Gebäuden entlasten sollen. Das Fahrzeug soll dabei vollständig autonom agieren und dafür mit einem Encoder zur Ermittlung der Reifenposition und einem Schleifring zur Bestimmung der Lenkposition ausgestattet werden. Die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs soll $6 \frac{km}{h}$ nicht überschreiten.

Der Aufbau der *kleinen Fahrplattform* ergibt sich aus der Abgabepäsentation von Andy Prodöhl [11] und ist in der **Abbildung 3.1** dargestellt. Die *kleine Fahrplattform* ist dabei als Dreirad mit einem Radnabenantrieb konzipiert. Die Batterie und die Ladefläche befinden sich in der Mitte des Aufbaus. Da keine Gewichtsangaben für die einzelnen Komponenten vorliegen, wird angenommen, dass der Schwerpunkt inklusive einer Zuladung mittig zwischen den Radachsen und auf Höhe der Ladefläche L_2 von 248 mm liegt. Der Radstand des Fahrzeugs L_1 beträgt 831 mm . Die Lenkbewegung erfolgt über einen Riementrieb, der an eine Lenkwelle montiert ist. Aus den CAD-Daten der *kleinen Fahrplattform* ergibt sich für den Antrieb, ein Bauraumdurchmesser von 320 mm und damit auch die Systemgrenze des Antriebs. Die Systemgrenze ist der in **Abbildung 3.1** als Kugel dargestellt.

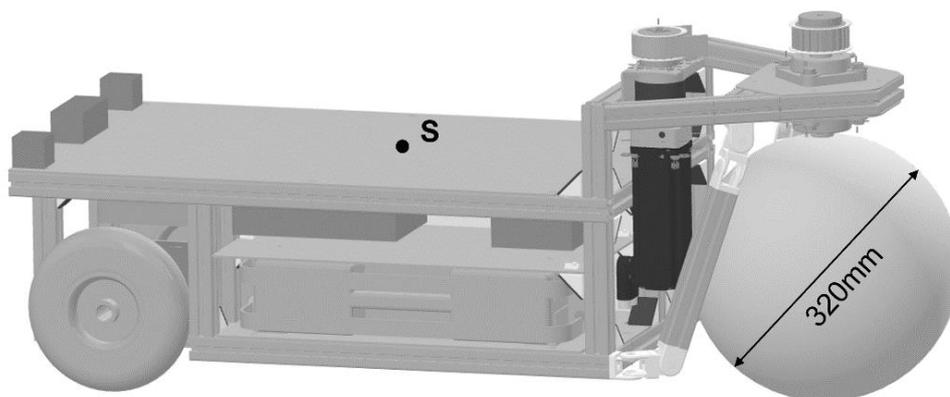


Abbildung 3.1: Aufbau der *kleinen Fahrplattform* mit Schwerpunkt und Systemgrenze [11]

Die Schnittstelle zwischen der *kleinen Fahrplattform* und dem Radnabenantrieb ist der Lenkbereich. Hier wird das Lenkmoment über eine Pressverbindung zwischen Synchronriemenscheibe und Lenkwelle übertragen. Die Bohrung ist als Übermaßpassung mit einem Durchmesser von 20 mm ausgeführt. Die Lenkwelle ist am oberen Flansch mit einem Festlager und am unteren Flansch mit einem Loslager gelagert. Die axiale Sicherung erfolgt über einen Sicherungsring, der auf die Lenkwelle gesteckt wird. Um die Position der Lenkachse feststellen zu können, ist ein Schleifring mit dem *Aufnahmeboden unten* verschraubt. **Abbildung 3.2** zeigt die Lagerung der Lenkwelle. Ein Datenblatt des Schleifrings befindet sich im Anhang C.

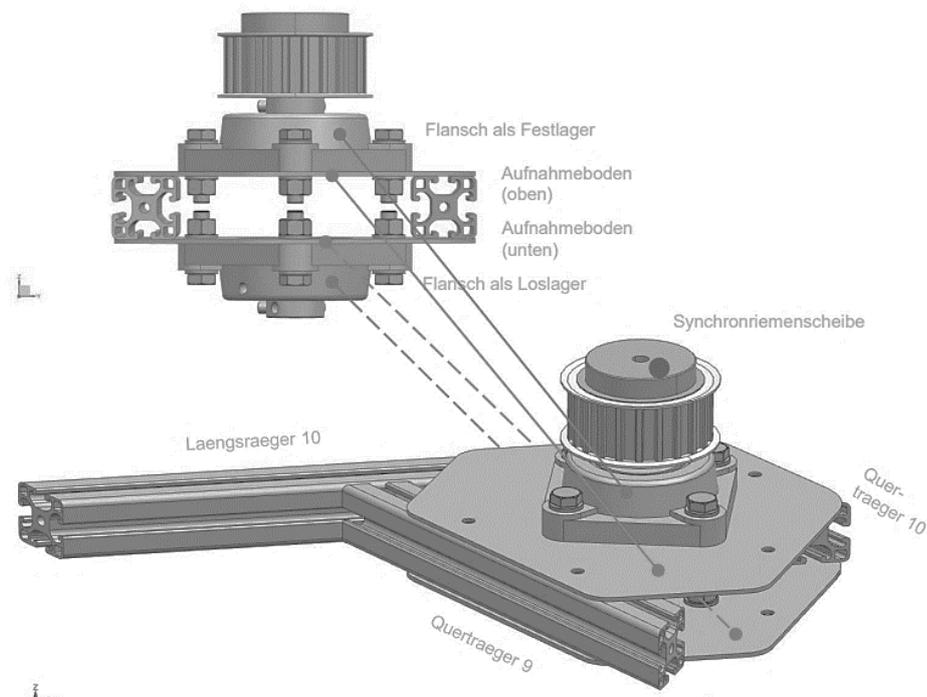


Abbildung 3.2: Lenkwellenhalterung der *kleinen Fahrplattform* mit Synchronriemenscheibe, Festlager und Loslager. [11]

Das Maximalgewicht des Aufbaus, einschließlich einer Zuladung, wird aus dem Department *Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau* mit 50kg angenommen. Um die Belastung der Komponenten der Antriebseinheit zu ermitteln, müssen diese berechnet werden. Das maximal erzeugte Drehmoment ist abhängig vom Reibwert der Fahrbahn und dem Fahrzeuggewicht [12, S. 148] und lässt sich anhand der Skizze in **Abbildung 3.3** ermitteln.

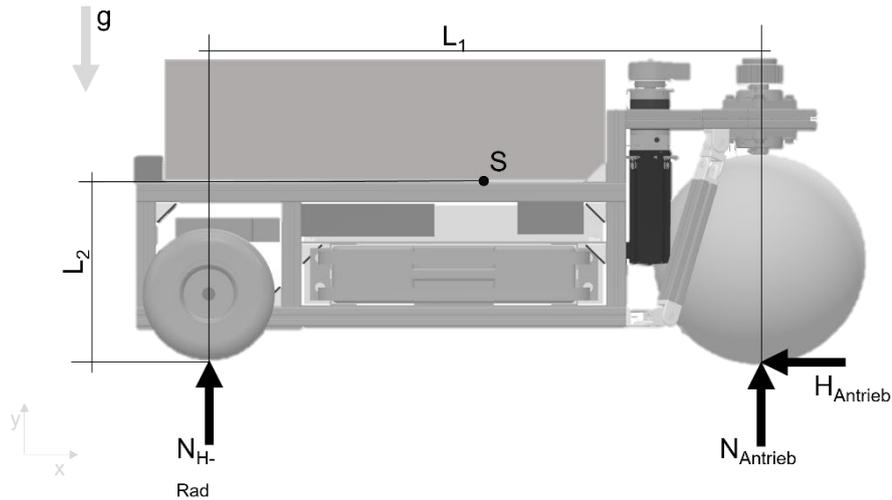


Abbildung 3.3: Lastfall der kleinen Fahrplattform. Mit einer Auflagekraft am Hinterrad N_{H-Rad} , einer Auflagekraft am Vorderrad $N_{Antrieb}$, einer Haftkraft $H_{Antrieb}$ dem Radstand $L_1 = 831mm$ und der Höhe der Höhe der Ladefläche $L_2 = 248mm$

Der Kräfte- und Momenten-Satz liefert:

$$\rightarrow : 0 = m \cdot \ddot{x} - H_{Antrieb} \quad (3.1)$$

$$\downarrow : 0 = m \cdot g - N_{H-Rad} - N_{Antrieb} \quad (3.2)$$

$$\hat{S} : 0 = \frac{L_1}{2} \cdot N_{H-Rad} - \frac{L_1}{2} \cdot N_{Antrieb} + L_2 \cdot H_{Antrieb} \quad (3.3)$$

Damit das Antriebsrad nicht die Bodenhaftung verliert, muss die Haftbedingung erfüllt sein.

$$H_{max} = N_{Antrieb} \cdot \mu_{Reib} \quad (3.4)$$

Hieraus ergibt sich der Zusammenhang:

$$H_{max} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{\mu_{Reib}}{1 - \mu_{Reib} \cdot \frac{L_2}{L_1}} \quad (3.5)$$

Mit $m = 50 \text{ kg}$, $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ und $\mu = 1,0$ für die Auslegung mit einem optimalen Reibwert, ergibt sich hieraus maximale Kräfte von $H_{max} = N_{Antrieb} \approx 350 \text{ N}$.

Es wurden die Kräfte berechnet, die maximal am Radnabenantrieb angreifen können, ohne dass der Reifen die Bodenhaftung verliert. Für eine weitere Auslegung wird ein Extremfall dargestellt. Es wird angenommen, dass die höchsten Kräfte auftreten, wenn das beladene Fahrzeug bei der Fahrt mit Höchstgeschwindigkeit eine scharfe Kurve durchfährt. Es ergibt sich eine Maximalbelastung der Lenkachse, wobei die maximale Kraft von 350 N in x-, y- und z-Richtung an der Lauffläche des Radnabenantriebs auftritt.

3.2 Prototyp der Axialflussmaschine

Um die AFM in die Radnabe zu integrieren und diese für die Anwendung zu optimieren, ist eine Analyse des aktuellen Prototyps erforderlich.

Die Komponenten der AFM sind in **Abbildung 3.4** als Explosionszeichnung dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass es sich um eine Stator-Rotor Anordnung mit einem Luftspalt von 1 mm handelt. Rotor und Stator werden getrennt voneinander montiert, mit einem Abstandshalter auf eine Hohlachse gesteckt und mit einer Wellenmutter verspannt. Die Permanentmagnete sind auf ein Rotorjoch aus Baustahl S355 J2 aufgeklebt, um einen ungehinderten magnetischen Fluss zu ermöglichen. Das Rotorjoch ist durch eine umlaufende Aufnahme zentriert und mit M8 Sechskantschrauben an einem Flansch befestigt. Dieser ist auf einer Hülse mit zwei Kegelrollenlagern SKF 32008 X gelagert, was den Zugang zu den elektromagnetischen Komponenten, ohne einer Demontage des Lagerpakets, ermöglicht.

Die Statorzähne und das Statorjoch bestehen aus einem Pulververbundwerkstoff mit einer hohen Permeabilität und sind durch eingesenkte M4 Zylinderkopfschrauben mit dem Statorflansch verbunden. Die elektrischen Zuleitungen werden über den seitlich freien Zugang zu den Wicklungen der Statorzähne geführt. Um den magnetischen Fluss der Maschine nicht zu beeinflussen, sind alle weiteren Eigenbauteile aus dem paramagnetischen Metall Aluminium ENAW-7075 gefertigt. Aus den technischen Zeichnungen im Anhang A können folgende Informationen entnommen werden.

- Der Luftspalt beträgt $\delta = 1\text{ mm}$.
- Der Innendurchmesser der Magnete $d_{\text{Magnet}} = 80\text{ mm}$.
- Der Außendurchmesser $D_{\text{Magnet}} = 140\text{ mm}$.
- Der Stator hat 15 Zähne.
- Der Rotor hat 16 Permanentmagnete.
- Das Rotorjoch und die Permanentmagnete sind zusammen 19 mm tief.
- Das Statorjoch und die Statorzähne sind zusammen 30 mm tief.
- Die elektromagnetischen Komponenten wiegen ca. $3,8\text{ kg}$

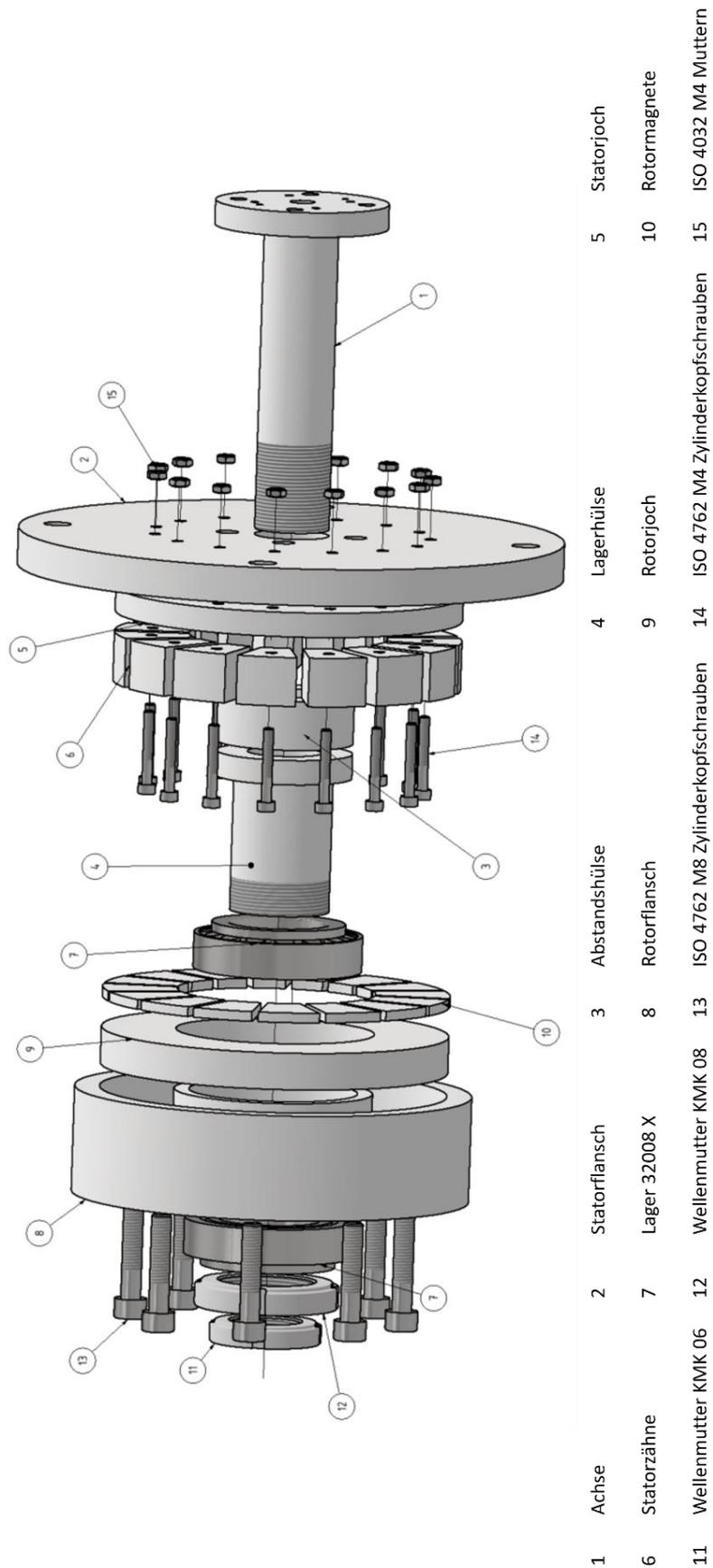


Abbildung 3.4: Aufbau des ersten AFM-Prototyps aus dem LEM von Vanessa Claus

Der Aufbau der AFM stellt besondere Anforderungen an die Konstruktion. Dazu wurde aus dem LEM die magnetische Flussdichte der AFM, bei einem Luftspalt von 1 mm berechnet, die $1,054\text{ T}$ beträgt. Aus den CAD-Dateien des aktuellen Prototyps ergibt sich die Grenzfläche der Permanentmagneten von $5,6994 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2$. Daraus lässt sich über die **Gleichung (2.8)** die Zugkräfte des Rotors im Luftspalt berechnen, die von der Konstruktion aufgenommen werden müssen.

$$F_{\text{Luftspalt}} = n_{\text{Magnete}} \cdot \frac{B^2 A}{2\mu_0} = 16 \text{ Magnete} \cdot \frac{1,054^2\text{ T}^2 \cdot 5,6994 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2}{2 \cdot 0,4\pi 10^{-6} \frac{\text{Tm}}{\text{A}}} \cong 4031\text{ N}$$

Aus der **Gleichung (4.16)** lässt sich ein weiterer Zusammenhang ableiten. Die Zugkraft am Rotor hängt über die Flussdichte, quadratisch von der Luftspaltgröße ab. Dieser Zusammenhang wird in Diagramm 1 deutlich. Bei einer Verringerung des Luftspaltes um $0,5\text{ mm}$ vervierfacht sich die Zugkraft.

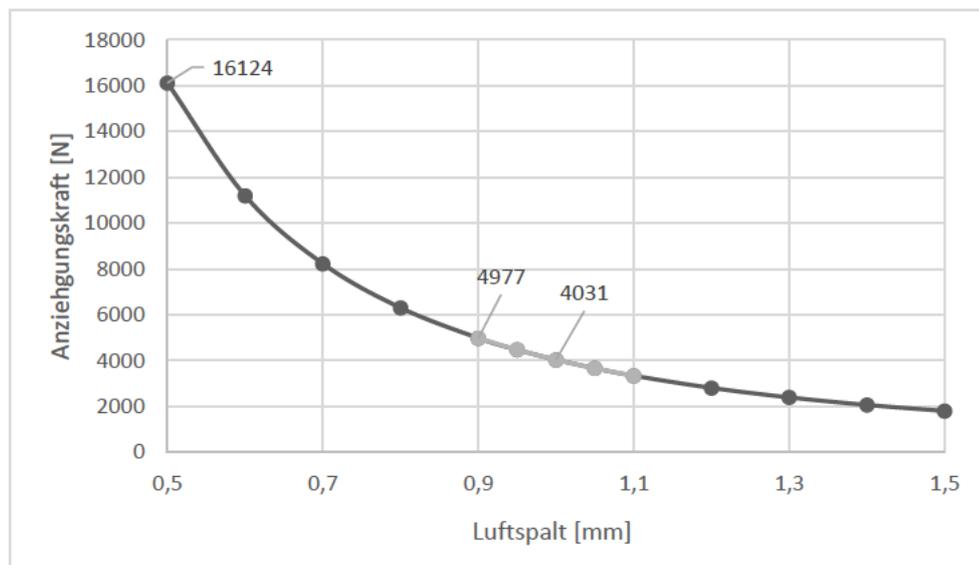


Diagramm 1: Einfluss des Luftspalts auf die Anziehungskraft zwischen Rotor und Stator

Mit dieser Erkenntnis kann die Bedeutung zwischen Toleranzen und maximalen Lagerbelastung abgeleitet werden. Als Ziel wird eine maximale Luftspaltabweichung $\Delta\delta < 0,1\text{ mm}$ festgelegt, was eine maximale Belastung von $4977\text{ N} \cong 5000\text{ N}$ zwischen Rotor und Stator auslöst. Für eine optimale Funktion des Elektromotors müssen die Abweichungen des Luftspaltes minimiert werden.

4 Konstruktion

Aufbauend auf der Analyse des Standes der Technik wird im Folgenden mit der Konstruktion begonnen. Als Grundlage dienen die VDI 2221 Blatt 1 [3], die Grundlagen der Methodik aus VDI 2222 [5] und die VDI 2223 [4].

4.1 Planen

Aus dem Stand der Technik und den Absprachen mit dem LEM ergeben sich neben den geometrischen Bedingungen der elektromagnetischen Komponenten, Anforderungen die nachfolgend zusammengetragen sind.

- Es sind die elektromagnetischen Komponenten des Prototyps zu verwenden.
- Das Material in der Nähe der Feldlinien muss paramagnetisch sein, um einen kontrollierbaren Fluss durch die Maschine zu ermöglichen.
- Die Konstruktion muss in die *kleine Fahrplattform* integriert werden können.
- Die Integration einer $< 10 \text{ mm}$ Encoderwelle muss ermöglicht werden.
- Zwischen Radnabe und Lenkachsaufnahme muss ein Schleifring mit einer Höhe von 38 mm untergebracht werden können.
- Der Luftspalt sollte kontrollierbar und unkompliziert einstellbar sein, sodass die Funktionen des Prototyps erhalten bleiben.
- Eine einfache Montage soll möglich sein, so dass diese in der HAW-Hamburg durchgeführt werden kann.
- Rotierende Bauteile müssen vor Beschädigungen geschützt werden, um ihre Funktion zu gewährleisten.
- Die Konstruktion muss an einem Prüfstand getestet werden können.
- Der Luftspaltabstand von 1 mm darf unter Belastung maximal $0,1 \text{ mm}$ abweichen, damit die Funktion der Axialflussmaschine gewährleistet werden kann.
- Der Außendurchmesser der Antriebseinheit darf 320 mm nicht überschreiten, um den Bauraumanforderungen aus **Abbildung 3.1** gerecht zu werden.
- Die Schnittstelle zur *kleinen Fahrplattform* muss durch eine DN20 Welle gegeben sein.
- Die Konstruktion muss für eine Maximalbelastung von 50 kg und einer Maximalgeschwindigkeit von $6 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ausgelegt sein.
- Die Lagerung muss eine Axialkraft von 5000 N aufnehmen können.
- Das Gewicht soll minimiert werden.
- Eine Betrachtung der Kosten ist nicht notwendig.
- Eine mechanische Bremse ist nicht notwendig, da die Höchstgeschwindigkeit der *kleinen Fahrplattform* sehr gering ist.

Aus den Anforderungen lassen sich Funktionen ableiten, die mit Hilfe der Produktarchitektur in **Abbildung 4.1** dargestellt und anschließend Bauteilen zugeordnete wurden. Die Struktur der Bauteile ergibt sich aus dem Aufbau einer Radnabe aus **Abschnitt 2.4** und der Bauform des Prototypens aus **Abbildung 3.4**. Die Hauptfunktion der Konstruktion ist die Übertragung des Antriebsdrehmoment der Axialflussmaschine auf die *kleine Fahrplattform*. Dazu muss die Drehbewegung des Rotors ermöglicht und das Drehmoment auf das Rad übertragen werden. Zur Steuerung der Fahrplattform muss das Lenkmoment der Lenkwelle aufgenommen und übertragen werden können. Die Konstruktion muss eine fehlerfreie Funktion der AFM gewährleisten. Dazu muss der Luftspalt als kritisches Element des Antriebs eingehalten werden. Die Nachstell- und Überprüfbarkeit des Luftspaltes muss gewährleistet sein und auftretende Axial- und Radialkräfte von der Konstruktion aufgenommen werden. Um Beschädigungen der rotierenden Komponenten durch Staub oder Fremdkörper zu vermeiden, müssen diese geschützt sein, gleichzeitig muss die Stromversorgung des Stators ermöglicht werden. Entstehende Wärmeenergie muss abgeführt werden können.

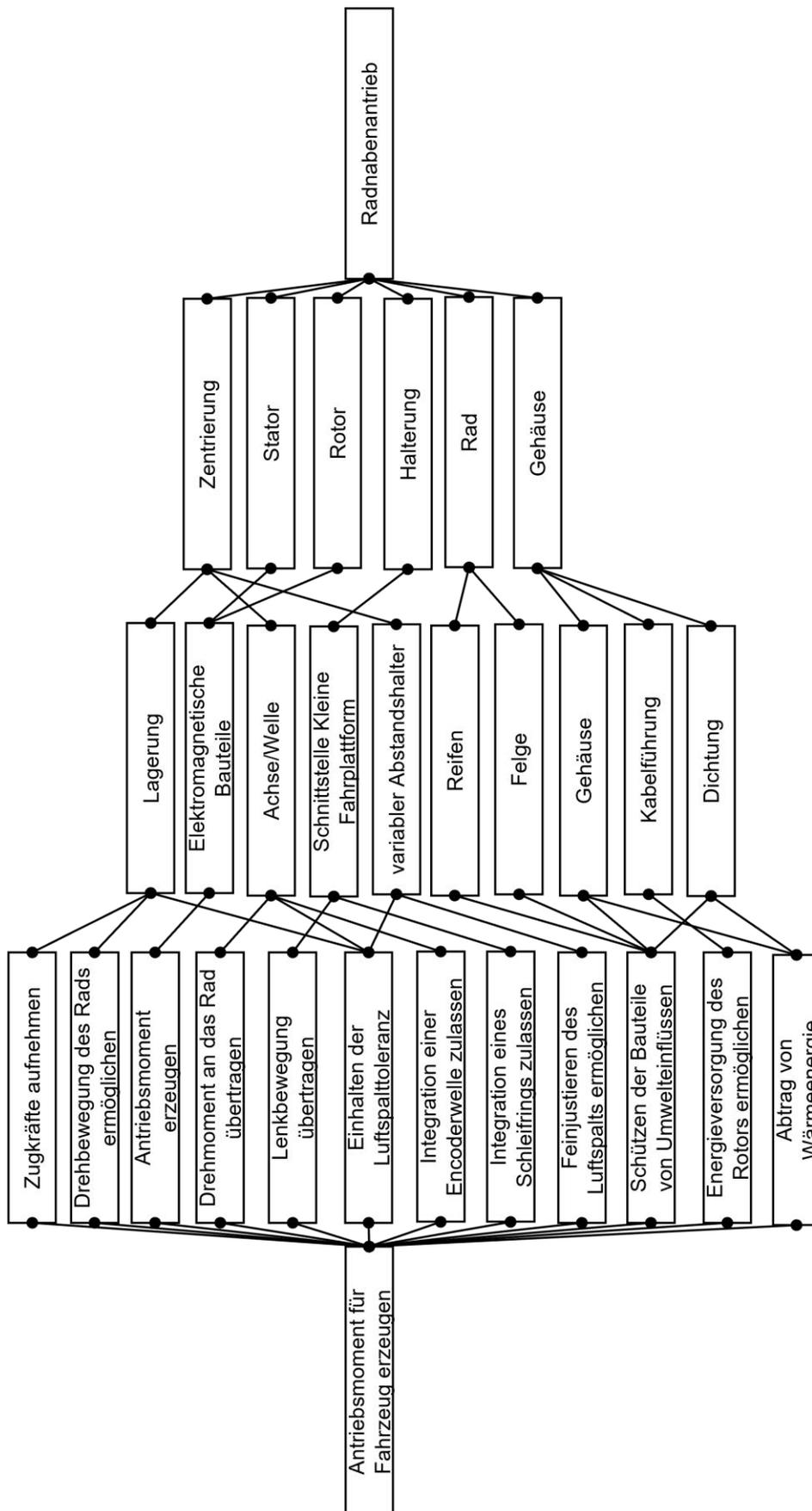


Abbildung 4.1: Produktarchitektur des Radnabenantriebs nach VDI 2223

4.2 Entwerfen

Für die Teilstrukturen, Zentrierung, Halterung, Rad und Gehäuse wird eine Lösungstabelle, **Tabelle 4.1**, erstellt, die einen Überblick über die möglichen Ausführungsformen des Radnabenantriebs gibt.

Für die Teilstruktur Gehäuse ist, wie bei einer Radialflussmaschine mit Außen- und Innenrotor, ein statisches Gehäuse mit rotierender Welle oder ein in die Felge integriertes Gehäuse möglich. Da der Rotor und Stator bereits als Scheiben angeordnet sind, sollte hier auf zusätzliche Bauteile des statischen Gehäuses verzichtet und der Rotor in die Felge integriert werden. Die Sonderkonstruktion erfordert eine entsprechende Reifenlösung, die auf die Felge aufgezogen werden kann.

Die Teilstruktur *Zentrierung* umfasst die Lagerung, die Welle/Achse und den Abstandshalter, wobei hier, wie bei der Gehäusestruktur eine rotierende Welle oder eine starre Achse eingesetzt werden kann. Im Prototyp wurde eine Lagerhülse verwendet, die eine einfache Demontage ermöglicht. Im Hinblick auf die Gewichtsminimierung und Forderung nach Minimierung der Toleranzen im Luftspalt sollten zusätzliche Bauteile in der Zentrierung vermieden werden. Durch die Wahl der Teilstruktur *Gehäuse* muss eine starre Achse verwendet werden, die um die Integration einer Encoderwelle zu ermöglichen, als Hohlachse ausgeführt sein muss. Der Abstandshalter kann über eine Passscheibe oder eine Abstandshülse realisiert werden.

Bei der *Halterung* kann durch die Funktion der Lenkstange nur eine Gabel in einseitiger oder beidseitiger Bauform verwendet werden. Für den Radnabenantrieb ist eine beidseitige Federgabel zu bevorzugen, weil damit die nötigen Rundlauf toleranzen mit geringerer Dimensionen der Achse erreicht werden kann. [13, S. 310]. Der Nachteil einer beidseitigen Federgabel ist, dass auf der Drehachse keine Integration der Encoderwelle mehr möglich ist, da sich auf dieser keine rotierenden Bauteile befinden. Unter der Voraussetzung, dass eine Encoderwelle als Drehgeber verwendet werden muss, sollte sich daher für eine einseitige Gabelstruktur entschieden werden. Eine Abdeckung auf der gegenüberliegenden Seite kann als Drehpunkt für die Geberwelle dienen. Eine Federung der Halterung ist nicht erforderlich, da das Fahrzeug auf glattem Untergrund und mit niedrigen Geschwindigkeiten fahren wird.

Teilstruktur	Varianten		
Gehäuse			
	Statisches Gehäuse mit ausgehender Welle	Rotor, Stator und Felge dienen als Gehäuse	
Zentrierung			
	Rotor ist über eine Lagerhülse auf einer Achse gelagert	Rotor ist auf einer Achse gelagert	Stator ist auf einer Welle gelagert
Halterung			
	Einseitige Starr- o. Federgabel	Starr- o. Federgabel	
Rad			
	Rad als Fertigbauteil	Rotor integriert in die Radfelge	

Tabelle 4.1: Lösungsfindungstabelle

Die Verwendung einer speziellen Felge erfordert auch eine entsprechende Reifenlösung. In Zusammenarbeit mit dem Department *Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau* der *HAW-Hamburg* wurde hier eine Reifenbandage der Firma *Räder-Vogel GmbH und Co. KG* ausgewählt, die den Bauraumanforderungen der *kleinen Fahrplattform* entspricht. Die Artikelnummer lautet: 79D/250/080/170L. Die entsprechende Katalogseite ist im Anhang C.2 beigefügt.

Die Auswahl der Lösungen und die geometrischen Daten aus dem **Kapitel 3**, führen zu einem Vorentwurf des Radnabenantriebs. Eine Skizze des Aufbaus mit resultierenden Abmessungen ist in **Abbildung 4.2** dargestellt

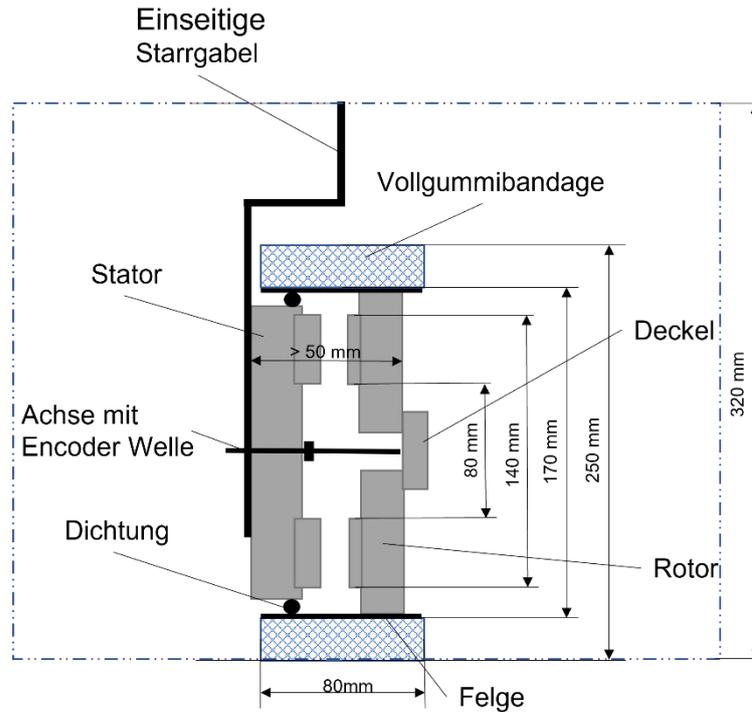


Abbildung 4.2: Vorentwurf des Radnabenantriebs mit vorläufigen Abmessungen und eingezeichneter Systemgrenze (gestrichelte Linie)

4.3 Ausarbeiten

Anhand der Skizze aus **Abbildung 4.2**, sowie den Lastfällen aus **Abschnitt 2.4** lassen sich erste Grundlagen, der Konstruktion berechnen. Die Ausarbeitung erfolgt dabei von außen nach innen, um die Bauraumanforderungen zu beachten.

4.3.1 Lagerauswahl

Wie in **Kapitel 3** beschrieben, wird die Konstruktion und damit die Lager durch hohe Axialkräfte und vergleichsweise geringe Radialkräfte beansprucht. Das Lagerpaar muss daher für kombinierte Kräfte belastbar sein, eine hohe Steifigkeit aufweisen [2, S. 185] und Kippmomente aufnehmen können, damit die in **Abschnitt 3.2** beschriebene Toleranz eingehalten werden kann. Das Buch *Roloff/Matek Maschinenelemente* enthält eine Übersicht (**Abbildung 4.3**), die eine Vorauswahl des Lagertyps ermöglicht. Daraus geht hervor, dass für die Konstruktion Kegelrollenlager in O-Anordnung verwendet werden sollten. Diese Bauform kann die kombinierten Kräfte *sehr gut* aufnehmen und bietet eine hohe Steifigkeit. Die O-Anordnung begünstigt die Aufnahme von Kippmomenten.

Anforderungen/Ausführung	Wälzlagerbauformen															
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
rein radial belastbar	2	2	3	1	2	3	3	3	3	3	4	4	4	0	0	0
rein axial belastbar	2	2 ¹⁾	2	3	1	0	2 ¹⁾	2	0	3 ¹⁾	3	1	2	3 ²⁾	3 ²⁾	3 ¹⁾
kombiniert belastbar	2	3 ¹⁾	3	2	1	0	2 ¹⁾	2	0	4 ¹⁾	4	1	4	0	0	2 ¹⁾
Längenausgleich im Lager	0	0	0	0	0	4	2	2 ¹⁾	4	0	0	0	0	0	0	0
Lager selbsthaltend	j	j	j ³⁾	0	1	0	0	0	0	0	0	j	j	0	0	0
Festlager	3	3 ¹⁾	3	3	2	0	3 ¹⁾	3	0	4 ¹⁾	4	3	3	3 ²⁾	3 ¹⁾	4 ¹⁾
Loslager	2	0	2	1	2	4	2 ¹⁾	2	4	0	1	2	2	0	0	0
schwimmende Lagerung	4	0	0 ⁴⁾	0	3	0	2	0	0	0	0	2	2	0	0	0
Einstellen eines Lagerspiels	0	j	0	0	0	0	0	0	0	j	j	0	0	j	j	j
Ausgleich von Schiefstellungen im Betrieb	1	1	0	0	4	1	1	1	0	1	1	4	4	1	0	4
Ausgleich von Fluchtungsfehlern	1	1	0	0	4	1	1	1	0	1	0	4	4	3 ⁵⁾	0	4
hohe Drehzahlen	4	3	2	2	4	3	3	3	2	2	2	2	2	1	1	1
hohe Laufgenauigkeit	4	4	3	2	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	3	2
hohe Steifigkeit	2	2	2	2	1	3	3	3	3	3	4	3	3	2	3	3
geringe Reibung	4	3	2	2	4	3	3	3	2	2	2	2	2	2	1	2
geräuscharmer Lauf	4	3	2	2	3	3	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1
mit Kegelbohrung lieferbar	0	0	0	0	j	j	0	0	0	0	0	j	j	0	0	0
a Rillenkugellager	g Zylinderrollenlager NJ	n Pendelrollenlager														
b Schrägkugellager, einreihig	h Zylinderrollenlager NUP	o Axial-Rillenkugellager														
c Schrägkugellager, zweireihig, X, O	i Nadellager	p Axial-Zylinderrollenlager														
d Vierpunktlager	k Kegelrollenlager, einreihig	q Axial-Pendelrollenlager														
e Pendelkugellager	l Kegelrollenlager, X, O	X Lagerpaar in X-Anordnung														
f Zylinderrollenlager N, NU	m Tonnenlager	O Lagerpaar in O-Anordnung														
4 sehr gut geeignet	0 nicht geeignet/nein	3) außer bei geteiltem Innenring														
3 gut geeignet	j ja	4) außer zweireihige Schrägkugellager														
2 geeignet/möglich	1) in einer Richtung	5) nur bei kugeligen Gehäusescheiben														
1 weniger geeignet	2) einreihig nur in einer Richtung															

Abbildung 4.3: Entscheidungshilfe für die Auswahl der Wälzlager [14, S. 524]

Zur anwendungsgerechten Auslegung des Lagerpaares kann mit den Gestaltungsregeln im Buch *Roloff/Matek, Maschinenelemente* [14, S. 506 ff.] eine Übersicht erstellt werden, welche Lagergröße für die Konstruktion geeignet ist. Dabei darf der Lageraußendurchmesser von 65mm nicht überschritten werden, damit der Bauraum zwischen Statorzahn und Lager für die Lageraufnahme ausreicht.

Für die Berechnung der Lebensdauer verschiedener Lagergrößen müssen die auf die Lager wirkenden Kräfte berechnet werden. Dazu ist in **Abbildung 4.4** ein Freikörperbild des Radnabenantriebs dargestellt. Der Lagerabstand sollte möglichst groß und mit mittig angreifender Last gewählt werden, so dass Kippmomente optimal aufgenommen werden können. Es wird ein Lagerabstand l_{Lager} von 35mm und ein Kraftangriffspunkt an der Lauffläche l_{Kraft} von 10mm , gemessen von der Stirnseite des Lagers A, angenommen. Zusätzlich ist bei Kegelrollenlagern der Abstand zwischen Stirnseite und Kraftangriffspunkt (a_{Lager}) zum Lagerabstand zu addieren. Die Lagerbelastungen entstehen durch den Extremfall aus **Abschnitt 3.2**.

Richtwerte für eine anzustrebende Lebensdauer L_{10h} der Lager ergeben sich für elektrische Fahrmotoren mit $20000 - 35000\text{h}$ für Rollenlager [14, S. 157, TB 14-7]. Da die Konstruktion als Versuchsfahrzeug im Universitätsrahmen genutzt wird, ist hier die niedrigere Lebensdauer ausreichend.

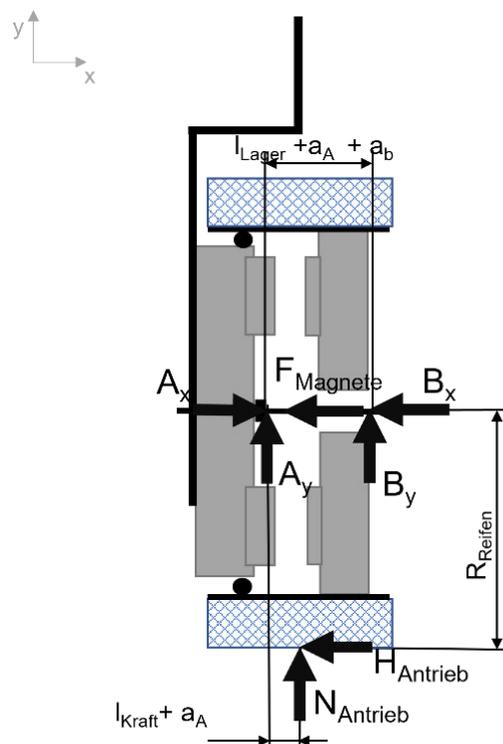


Abbildung 4.4: Lastfall innerhalb des Radnabenantriebs

Der Kräfte- und Momenten-Satz liefert:

$$\rightarrow : 0 = A_x - H_{Antrieb} - B_x - F_{Magnete} \quad (4.1)$$

$$\rightarrow : 0 = A_x - H_{Antrieb} - B_x - F_{Magnete} \quad (4.2)$$

$$\hat{A} : 0 = B_y \cdot (l_{Lager} + a_A + a_B) + N_{Antrieb} \cdot (l_{Kraft} + a_A) - H_{Antrieb} \cdot R_{Reifen} \quad (4.3)$$

Hieraus ergibt sich nach Einsetzen und Umformen:

$$A_x = 5350 \text{ N} + B_x \quad (4.4)$$

$$A_y = -350 \text{ N} - B_y \quad (4.5)$$

$$B_y = \frac{-N_{Antrieb} \cdot (l_{Kraft} + a_A) + H_{Antrieb} \cdot R_{Reifen}}{l_{Lager} + a_A + a_B} \quad (4.6)$$

Bei einem Kegelrollenlagerpaar wird das Lager, das die höheren Axialkräfte aufnimmt, zum Festlager und das andere zum Loslager. Daher gilt in diesem Fall für $B_x = 0 \text{ N}$. Durch die Schrägstellung eines Kegelrollenlagers bewirkt eine Radialbelastung zusätzlich eine Axialbelastung F_{aLager} die vom Festlager aufgenommen wird. Der Zusammenhang wird durch den lagerspezifischen Beiwert Y ausgedrückt und für das Lager B nach **Gleichung (4.7)** berechnet.

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot B_y}{Y_B} \quad (4.7)$$

Die Kraft muss in die axiale Lagerbelastung des Festlagers eingerechnet werden. Die statisch äquivalente Lagerbelastung eines Kegelrollenlagerpaares in O-Anordnung mit $F_a \gg F_r$ errechnet sich aus dem lagerspezifischen Radial-, und Axialfaktor und lautet:

$$P_0 = 1 \cdot F_r + 2 \cdot Y_0 \cdot F_a \quad (4.8)$$

Äquivalent gilt für die dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a \quad (4.9)$$

Nach DIN 3990-1 ist für den Anwendungsfall ein Betriebsfaktor von $K_A = 1,1$ hinzuzufügen. Dabei wird von leichten, gleichmäßigen Stößen durch häufig auftretende Anfahrmomente ausgegangen.

Mit den Lagerbelastungen lässt sich die Lebensdauer der Lager nach **Gleichung (4.10)** berechnen, wobei die dynamische Tragzahl C lagerspezifisch ist und bei Kegelrollenlagerpaaren in O-Anordnung mit dem Faktor 1,715 zu multiplizieren ist [14, S. 209 TB 14-2]. Der Lebensdauerexponent p beträgt bei Rollenlagern $\frac{10}{3}$. Die Drehzahl n ergibt sich aus der Maximalgeschwindigkeit der *kleinen Fahrplattform* und dem Außendurchmesser des Reifens von 250 mm und beträgt ca. 160 1/min.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_{KA}}\right)^p}{60 \cdot n} \quad (4.10)$$

Die statische Sicherheit der Lager berechnet sich durch **Gleichung (4.11)**, wobei die statische Tragzahl C_0 für ein Lagerpaar in O-Anordnung mit dem Faktor zwei multipliziert wird [14, S. 209 TB 14-2].

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (4.11)$$

Eine Übersicht über die Lebensdauern mehrerer Lagergrößen, die aufgrund ihrer Geometrie als Fest- oder Loslager in Frage kommen, enthält **Tabelle 4.2**. Als Lagersammlung wurde der SKF-Wälzlagerkatalog [15] verwendet. Die Berechnung mit einer vollständigen Tabelle als Excel-Datei befindet sich im Anhang F.3.

Lagerbezeichnung	d [mm]	D_A [mm]	FL L_{10h}	FL S_0	LL L_{10h}	LL S_0	LL P/C
30202	15	35	621	2	1.777.314	15	0,05
32004 X	20	42	3.668	4	10.328.298	29	0,03
30204	20	47	4.872	5	17.853.125	31	0,02
32205	25	52	18.147	7	78.001.748	52	0,02
33205	25	52	28.816	9	123.860.004	64	0,01
30206	30	62	21.248	7	75.957.249	51	0,02
32206	30	62	43.596	9	182.136.986	69	0,01
33206	30	62	84.596	12	425.236.923	92	0,01
32006 X	30	55	20.591	8	49.228.614	51	0,02
32008 X	40	68	50.489	12	195.303.376	84	0,01
32006 X + 30202	15+30	35+55	20.882	8	2.315.816	16	0,05
32006 X + 32004	20+30	42+55	20.828	8	44.384.162	49	0,03

Tabelle 4.2: Lagervergleich verschiedener Kegelrollenlager als Loslager LL und Festlager FL über die Lagerlebensdauer L_{10h}

Anhand der Lebensdauern der Loslager kann abgeleitet werden, dass ein 30202 Lager für die Anwendung ausreichend ist. Da die Achse, aufgrund der Encoderwelle, mit einem Innendurchmesser von 10 mm hergestellt wird, sollte vorsichtshalber ein Lager mit einem Innendurchmesser von 20 mm, wie z.B. das 32004 X verwendet werden. Die Mindestbelastung des Lagers von $\frac{P}{C} \geq 0,02$ [14, S. 215, TB14-7] ist dabei noch erfüllt. Die Auswahl des Festlagers kann nach größtmöglichem Achsdurchmesser, kleinstmöglichem Außendurchmesser und geeigneter Lebensdauer erfolgen. Dadurch wird Bauraum gespart, eine geringe Achsbiegung erreicht und eine Überdimensionierung vermieden. Anhand der **Tabelle 4.2** kommt besonders das Lager 32006 X als Festlager in Frage. Aus den **Gleichungen (4.4)** bis **(4.6)** ergeben sich für die Lagerkräfte $B_y = 817 N$, $A_y = -1167 N$ und $A_x = 5350 N$. Da die Drehzahlen der Antriebseinheit gering sind, ist eine Fettschmierung vorgesehen. Dies erleichtert die Montage und spart Dichtungsteile. Die geometrischen Abmessungen der Lager können aus dem Datenblatt aus Anhang C.3 und Anhang C.4 entnommen werden (siehe **Tabelle 4.3**)

Bezeichnung	d_i [mm]	D_A [mm]	T [mm]	a_{Lager} [mm]
32004 X	20	42	15	10
32006 X	30	55	17	13

Tabelle 4.3: geometrischen Abmessungen der Lager d_i = Innendurchmesser, D_A = Außendurchmesser, T = Lagerbreite und a_{Lager} Verschiebung des Kraftangriffspunkt.

4.3.2 Achsentwurf

Um die in **Abschnitt 3.2** erläuterte Toleranz im Luftspalt von $0,1\text{ mm}$ einzuhalten, muss die Radnabenachse entsprechend ausgelegt sein. Dabei ist es wünschenswert, die Konstruktion aus einem Aluminiumwerkstoff herzustellen, da dieser paramagnetisch, leicht und kostengünstig ist. Eine Alternative dazu wäre ein austenitischer Stahl, wie z.B. AISI 303, der bessere Festigkeitswerte aufweist, aber ein höheres Gewicht und höhere Kosten verursacht [14, S. 11, TB 1-3]. Um den Einsatz von Aluminium zu prüfen, wird nachfolgend berechnet, ob die Luftspalttoleranz bei einem Achsdurchmesser von 30 mm eingehalten werden kann oder ob ein anderer Werkstoff verwendet werden muss. In der Rechnung wird mit einem Elastizitätsmodul von Aluminium von $70.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ [14, S. 11, TB 1-3] gerechnet.

Als Halterung des Radnabenantriebs ist eine einseitige Starrgabel mit einer Achse gewählt worden, diese Struktur kann als Balken in einer Einspannung betrachtet werden. Der Neigungswinkel α der Achse überträgt sich über den Hebelarm des Magnetaußendurchmessers h_{Rotor} auf den Luftspaltabstand $\Delta\delta$. Der Zusammenhang wird in **Abbildung 4.5** verdeutlicht und kann mit **Gleichung (4.16)** berechnet werden.

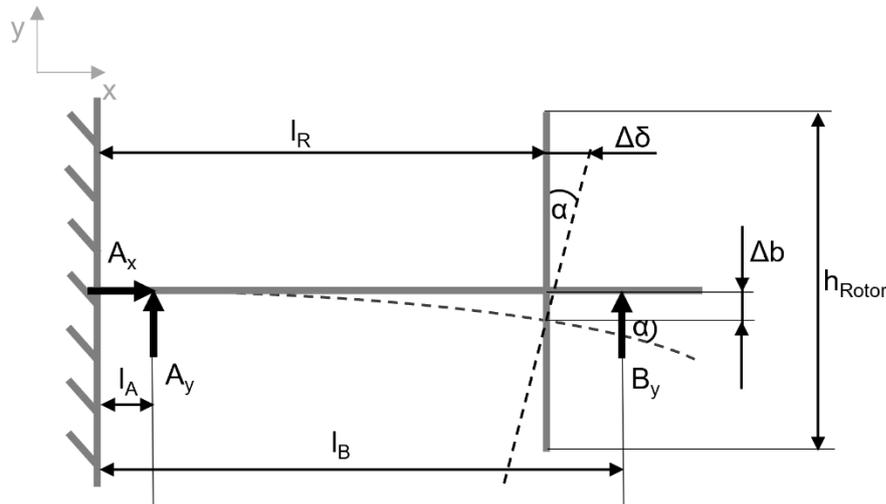


Abbildung 4.5: Freischnitt der Radnabenachse in der die Biegelinie der Achse gestrichelt dargestellt ist.

$$\Delta\delta = \sin(\alpha) \cdot \frac{D_{\text{Magnet}}}{2} \quad (4.12)$$

Da der Statorflansch die Einspannung darstellt, entsteht der Rotorabstand l_R aus der Tiefe der magnetischen Bauteile des Stators und dem Luftspaltabstand, also 31 mm . Die angreifenden Kräfte ergeben sich aus den Gegenkräften der **Abbildung 4.4**. Die Achse benötigt einen Achsabsatz, an den der Statorflansch und das Lager geschoben werden kann. Die Länge des Absatzes wird mit l_{Absatz} von 6 mm angenommen. Mit diesen Annahmen können die Lagerabstände wie folgt berechnet werden:

$$l_B = l_{\text{Absatz}} + T_{30204X} + l_{\text{Lagerabstand}} + a_{30204X} = 68\text{ mm}$$

$$l_A = l_{\text{Absatz}} + T_{30204X} - a_{30204X} = 10\text{ mm}.$$

Das Superpositionsprinzip besagt, dass die Gesamtbiegelinie in einer Struktur als Summe der einzelnen Biegelinien aufgefasst werden kann [16, S. 126]. Mit ihrer Hilfe kann nun der Neigungswinkel $\alpha(x)$ über den Balken berechnet werden, der sich aus der Ableitung der Biegelinie $\frac{dw_A(x)}{dx}$ ergibt (**Gleichung (4.13)-(4.16)**). Dabei beschreibt der Lastfall Nr. 6 die Biegelinie einer einseitigen Einspannung mit einer angreifenden Kraft [16, S. 133]. Um eine Sicherheit zu berücksichtigen, wird nach DIN 3990-1 ein Anwendungsfaktor K_A von 1,1 in die Last eingerechnet.

$$\frac{dw_A}{dx} = K_A \cdot \frac{-A_y \cdot l_B^3}{6} \cdot \left[6 \cdot \frac{x}{l_B^2} \cdot \frac{l_A}{l_B} - 3 \cdot \frac{x^2}{l_B^3} + 3 \left(\frac{x}{l_B} - \frac{l_A}{l_B} \right)^2 \cdot \frac{1}{l_B} \right] \quad (4.13)$$

$$\frac{dw_B}{dx} = K_A \cdot \frac{-B_y \cdot l_B^3}{6} \cdot \left[3 \cdot \frac{x^2}{l_B^2} - \frac{x^3}{l_B^3} \right] \quad (4.14)$$

$$\alpha = \frac{dw_A}{dx} + \frac{dw_B}{dx} \quad (4.15)$$

Nach dem Einsetzen ergibt sich ein Neigungswinkel von $0,001^\circ$, der eine Luftspaltabweichung $\Delta\delta$ von $0,011 \text{ mm}$ verursacht. Die Berechnung ist im Anhang F.2 enthalten. Die geforderte Toleranz kann also mit einem Aluminiumwerkstoff erreicht werden.

Anhand der Zugfestigkeit kann im Folgenden ausgewählt werden, welche Aluminiumlegierung als Werkstoff in Frage kommt. Dabei ist auch die Zerspanbarkeit des Materials zu berücksichtigen, um Fertigungstoleranzen zu minimieren. Anhand der Schnittmomente in der Achse aus **Abbildung 4.6** kann die maximale Spannung σ_{max} einer Hohlwelle berechnet werden (**Gleichung (4.16)** [16, S. 106]).

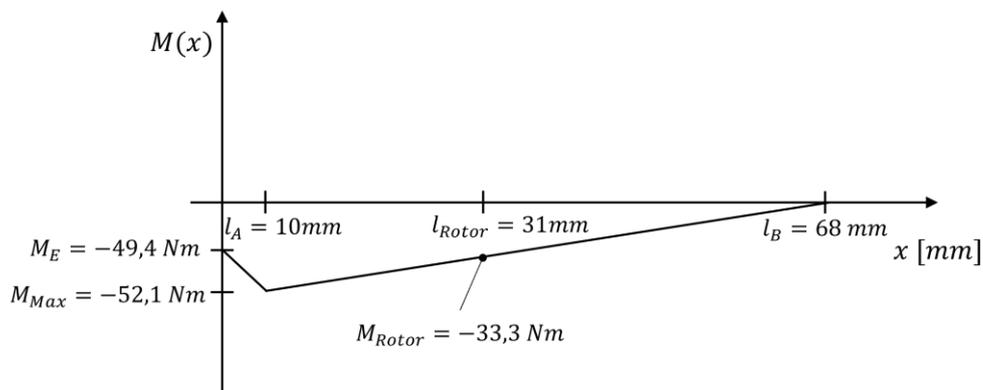


Abbildung 4.6: Biegemomentverlauf der Radachse

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi * (D_A^4 - d_i^4)}{32 * D_A}} \quad (4.16)$$

Daraus ergibt sich eine maximale Spannung am Lager A von ca. $20 \frac{N}{mm^2}$, die mit üblichen Aluminiumwerkstoffen eingehalten werden kann. Ein für die spanende Bearbeitung geeigneter Werkstoff ist ENAW-2007, der sich als Automatenlegierung gut zum Drehen und Fräsen eignet [14, S. 11, TB 1-3]. Aufgrund der geringen Belastungen sind härtere Legierungen wie ein AW-6060 nicht erforderlich. Die fehlende Witterungsbeständigkeit kann akzeptiert werden, da die Anwendung im Innenbereich vorgesehen ist. Entsteht zwischen einem unedlen und einem edlen Metall, unter Einwirkung einer leitenden Flüssigkeit, eine Verbindung, so laufen die gleichen Vorgänge ab wie bei einem galvanischen Element. Das heißt, dass beim unedleren Metall Material abgetragen wird. Diesen Vorgang nennt man Kontaktkorrosion und tritt meist an großen Flächen verschieden edler Metalle auf [17, S. 206]. Um diesen Vorgang zu vermeiden, wird eine Materialpaarung nicht angestrebt und somit auch die anderen Eigenbauteile der Radnabe aus ENAW-2007 gefertigt.

4.4 CAD-Design

Nachdem nun die konstruktiv maßgebenden Bauteile definiert sind, kann ein CAD-Entwurf erstellt werden. Dieser ist in **Abbildung 4.7** als Schnittansicht dargestellt. Die technischen Zeichnungen der Komponenten befinden sich im Anhang D. Die Gestaltungsdetails ergeben sich aus den Angaben in den Datenblättern der Einzelkomponenten (Anhang C), den Annahmen aus **Abschnitt 4.3** und den Gestaltungsrichtlinien aus dem *Tabellenbuch Metall* [17].

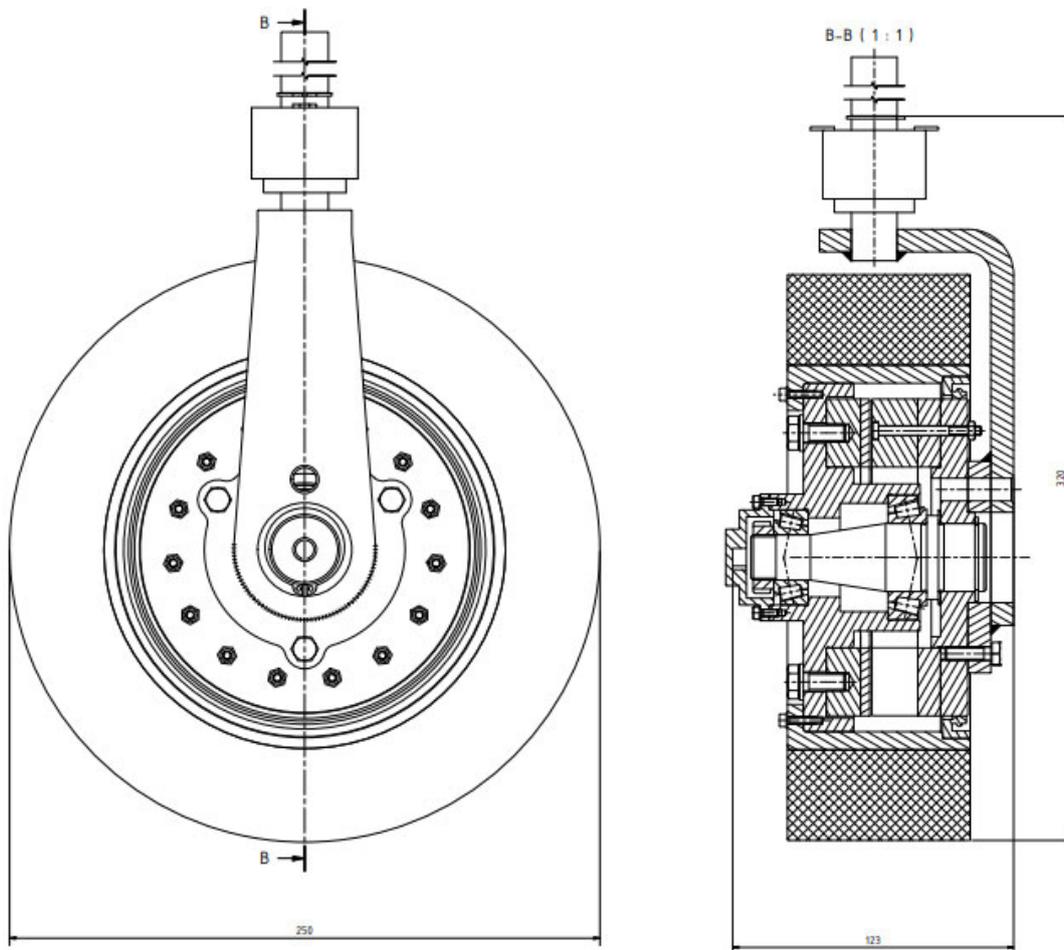


Abbildung 4.7: Vorderansicht (links) und Schnittansicht (Rechts) des Radnabenantriebs (Anhang D.9) der *kleinen Fahrplattform*

Zur Bewertung der Konstruktion kann überprüft werden, ob die zuvor erarbeiteten Funktionen erfüllt werden. Dazu wird die Konstruktion beschrieben und anschließend in **Tabelle 4.4** mit den Funktionen abgeglichen.

Der Rotor (Anhang D.10) und der Stator (Anhang D.11) werden als getrennte Baugruppen montiert und über einen Sicherungsring nach DIN 471 verbunden. Die Zentrierung der Baugruppen erfolgt durch eine Übermaßpassung zwischen der Achse (Anhang D.1) und der Statorbohrung. Eine Passscheibe nach DIN 988 am Achsabsatz der Statorbohrung ermöglicht eine Nachjustierung des Luftspalts. Zum Schutz der Bauteile im Inneren der Radnabe, dient ein nach außen gerichteter Radialwellendichtring (Anhang C.2) als Dichtelement zwischen der rotierenden Felge (Anhang D.2) und dem Statorflansch (Anhang D.5).

Die Statorbaugruppe besteht aus einer einseitigen Starrgabel (Anhang D.6, Anhang D.7, Anhang D.8), dem Statorflansch und den elektromagnetischen Teilen des Stators. Die Starrgabel ist dabei als Schweißkonstruktion angedacht, die die Verbindung zwischen der *kleinen Fahrplattform* und der Antriebseinheit herstellt. Für den Einbau eines Encoders, ist in

der Gabel eine Bohrung vorgesehen, in die eine entsprechende Encoderaufnahme nachgerüstet werden kann. Eine 10 mm Bohrung, die durch das Gehäuse zu den Statorzähnen führt, ermöglicht die Stromzuführung zu den Statorwicklungen. An die Lenkwelle ist ein Schleifring integriert.

Die Rotorbaugruppe ist in die Radbaugruppe integriert. Diese besteht aus einer Reifenauflage (Anhang D.3) mit Reifenbandage, einer Felge, die gleichzeitig als Rotorflansch dient, den elektromagnetischen Teilen des Rotors und einem Deckel (Anhang D.4). Neben der Funktion, das Innere der Radnabe vor Staub, Sand und Spritzwasser zu schützen, bietet der Deckel die Möglichkeit, ihre Drehbewegung über eine Passfeder auf eine Encoderwelle zu übertragen. Die Reifenauflage ist über eine Schraubverbindung mit der Felge verbunden und ermöglicht nach der Demontage eine schnelle Inspektion des Luftspaltes. Eine Rundung erleichtert das Aufziehen der Reifenbandage auf die Reifenauflage. Das Rotorjoch mit den aufgeklebten Magneten, wird in einen Zentrierabsatz der Felge gesetzt und mit ihr verschraubt. Der Kraftfluss durch die Felge wird durch eine verlängerte Felgenschulter begünstigt.

Lager, Achse und Wellenmutter (Anhang C.6) bilden die Baugruppe *Zentrierung*. Die Achse ist als Hohlachse ausgeführt, um den Anschluss eines Gebers an den Deckel zu ermöglichen. Zwei Kegelrollenlager in O-Anordnung lagern die Felge auf der Achse, wobei die Lageranordnung so gewählt ist, dass sich die angreifenden Kräfte möglichst mittig zwischen den Lagern liegen. Ein konischer Übergang auf der Achse, zwischen den Lagerabsätzen reduziert die Kerbwirkungen. Eine Wellenmutter mit integriertem Sicherungselement ermöglicht die Einstellung des Lagerspiels und verspannt die Kegelrollenlager. Das integrierte Sicherungselement ermöglicht eine Montage, bzw. Demontage ohne Verschleißteile.

Alle Eigenbauteile, innerhalb der Radnabe werden aus der Aluminiumlegierung ENAW-2007 gefertigt. Die Verbindung zwischen der Radnabe und der kleinen Fahrplattform stellt geringere Anforderungen an die Genauigkeit, muss aber das gesamte Kippmoment der kleinen Fahrplattform aufnehmen. Da Aluminium im Vergleich zu Stahl geringere Festigkeitswerte aufweist, wird hier ein Feinkornstahl S420N [14, S. 3, TB 1-1] eingesetzt. Dieser zeichnet sich durch ein hohes Elastizitätsmodul, hohe Festigkeitswerte, gute Kaltumformbarkeit und gute Schweißeignung aus, was ihn geeignet für die Anwendung macht. Um Kontaktkorrosion an den Berührungsflächen vorzubeugen, kann die Oberfläche des Materials *unedler* gemacht werden. Hierzu sollte das Bauteil vor dem Zusammenbau und nach dem Schweißen feuerverzinkt werden. Die Zinkschicht ist dabei unedler als Stahl und greift das unedle Aluminium weniger an. Sollten nach dem Feuerverzinken leichte Formabweichungen vorhanden sein, so sind diese nachträglich zu korrigieren.

Die **Tabelle 4.4** dient als Prüfliste der Funktionen um festzustellen, ob die Konstruktion für die Anwendung geeignet ist. Die Funktionen der elektromagnetischen Komponenten müssen nicht gesondert betrachtet werden, da ihre Funktion vorausgesetzt wird.

Funktion	Erklärung	Erfüllt [J/N]
Zugkräfte aufnehmen	Die Lagerung wurde auf den Extremfall ausgelegt	J
Drehbewegung des Rads ermöglichen	Die Rotor-Baugruppe ist auf einer Achse gelagert	J
Drehmoment an das Rad übertragen	Der Rotor dient als Felge	J
Lenkbewegung übertragen	Die Halterung verbindet die Lenkwelle mit dem Radnabenantrieb	J
Einhalten der Luftspalttoleranz	Das Material der Bauteile ist gut zerspanbar, sodass Fertigungstoleranzen eingehalten werden können. Die mögliche Biegung der einseitig eingespannten Achse wurde minimiert.	J
Integration einer Encoder-Welle zulassen	Eine Hohlachse und ein Deckel mit Passfeder machen die Nutzung eines Encoders möglich.	J
Integration eines Schleifrings zulassen	Die Höhe des Radnabenantriebs lässt die Nutzung des geplanten Schleifrings zu.	J
Feinjustierung des Luftspalts möglich	Eine Passscheibe ermöglicht die Justierung des Luftspalts. Eine abnehmbare Radauflage lässt die Inspektion des Luftspalts zu	J
Schützen der Bauteile vor Umwelteinflüssen	Der Deckel, der Radialwellendichtring, der Rotor und der Stator schützen den Innenraum der Radnabe vor leichten Verschmutzungen wie Sand und Staub.	J
Energieversorgung des Rotors ermöglichen	Eine Bohrung in der Rotorbaugruppe ermöglicht das Verlegen von Kabeln an die Stator-Zähne. Um zu verhindern, dass diese in Rotierende Bauteile geraten, müssen sie in der Radnabe verklebt werden.	J
Abtrag von Wärmeenergie	Aluminium als Material hat eine gute Wärmeleitfähigkeit und kann entstehende Wärme ableiten.	J

Tabelle 4.4: Kontrolle der Konstruktion anhand der Funktionen

4.5 FEM-Analyse

Mit Hilfe des CAD-Modells kann nun eine FEM-Analyse erstellt werden. Als Lastfall wird die in **Abschnitt 3.1** beschriebene Extremsituation untersucht. Über die Verformung der Bauteile kann dabei die Abweichung des Luftspaltes und über den Sicherheitsfaktor die Bauteilfestigkeit ermittelt werden. Betrachtet werden die Eigenbauteile *Achse*, *Starrgabel*, *Felge*, und *Statorflansch*. Die Berichte der Simulationsergebnisse befinden sich in Anhang E. Als Programm wird das Belastungsanalysen-Tool von *Inventor Professional 2023* verwendet.

Anhand der Achse kann die zuvor ermittelte Biegelinie und die damit verbundene Luftspaltabweichung kontrolliert werden. Zusätzlich können Spannungen an der zuvor über den Momentenverlauf berechneten kritischen Stelle der Achse bestimmt werden. Die auf die Achse wirkenden Kräfte wurden in **Abschnitt 4.3.1** berechnet, wobei das Loslager radial mit 817 N und das Festlager radial mit 1167 N und axial mit 5350 N belastet wird. Um die Schrägstellung der Kegelrollenlager zu beachten, wurden die Kräfte auf die neutrale Faser der Achse positioniert. Die Passung zwischen Stator und Achse erlaubt es den Achsabsatz als fest zu definieren, wobei die Auflagefläche der Passscheibe nicht verschiebbar ist. Das Ergebnis, welches die statische Sicherheit der Achse zeigt, ist in **Abbildung 4.8** dargestellt.

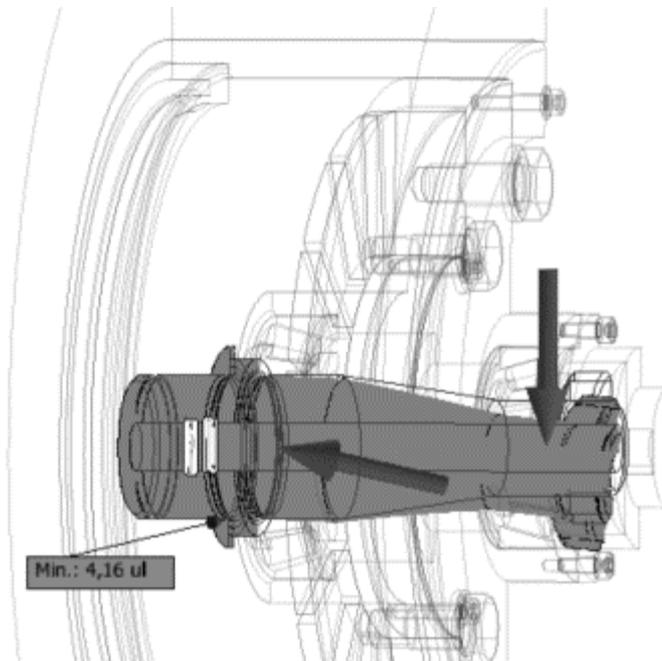


Abbildung 4.8: Statischer Sicherheitsfaktor der Achse unter der Belastung des Extremfalls aus **Abschnitt 3.1**

Die Auswertung erfolgt grafisch und zeigt, dass der minimalen Sicherheitsfaktor am Achsabsatz 4,16 beträgt. Daraus kann geschlossen werden, dass die Kombination aus Werkstoffauswahl und Achsdurchmesser für die Anwendung ausreichend ist. Die durch den Lastfall verursachte Verschiebung im Luftspalt kann berechnet werden, wenn die Rotorkomponenten mit in die Simulation einbezogen werden. Das Ergebnis ist aus der **Abbildung 4.9** zu entnehmen und beträgt ca. 0,010 mm. Das Simulationsergebnis stimmt nahezu mit dem Ergebnis der Biegelinie von 0,011 mm überein, was aufgrund der Vereinfachung des Systems bei der Biegelinienberechnung nicht zu erwarten war. Das Ergebnis wird als realistische bewertet, sodass die Simulation nicht angepasst werden muss.

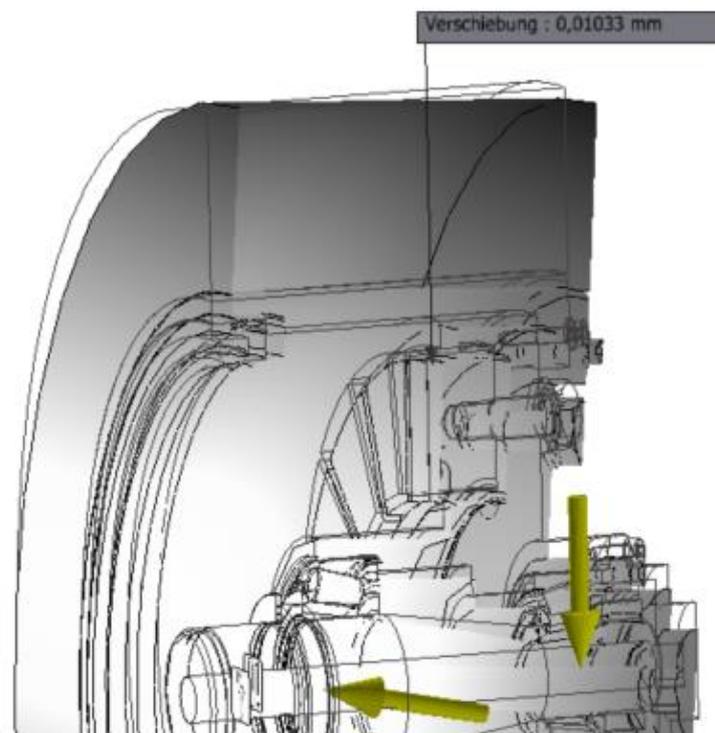


Abbildung 4.9: Verschiebung der Rotormagnete durch die Achsbiegung

An der Felge und am Statorflansch, wird geprüft, ob diese sich durch die Zugkräfte im Luftspalt verformen und an welchen Stellen im Bauteil die höchsten Spannungen auftreten. Gegebenenfalls können Materialeinsparungen vorgenommen werden. Die Felge muss neben den Kräften, die auf den Reifen wirken, auch die Zugkräfte der elektromagnetischen Komponenten aufnehmen. Die Zugkraft der Magneten beträgt dabei ca. 5000 N (Siehe **Abschnitt 3.2**). Für die Simulation wurde das Modell vereinfacht, indem die elektromagnetischen Bauteile von der Simulation ausgeschlossen wurden. Das Festlager wurde als fest und das Loslager als radial unbeweglich definiert. Das Simulationsergebnis in **Abbildung 4.10** zeigt eine Luftspaltabweichung von 0,03 mm, wobei die maximalen Spannungen an der Schraubenverbindung zwischen Felge und Reifenauflage liegen.

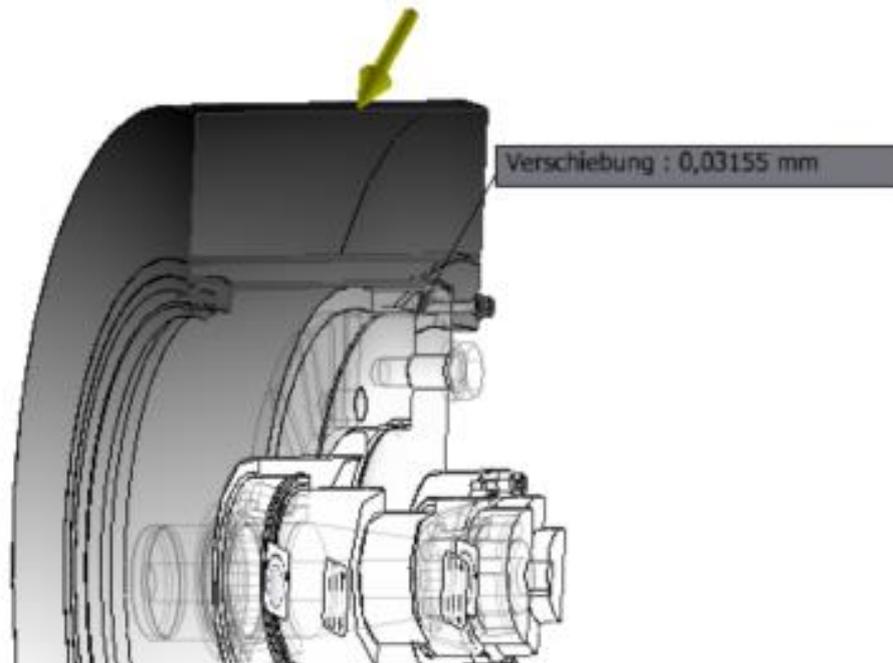


Abbildung 4.10: Verschiebung der Rotormagnete durch die Verformung der Felge

Der Statorflansch ist an der Verbindung zwischen der Starrgabel und dem Flansch als fest anzunehmen. Aufgrund der Zugkräfte im Luftspalt ist mit einer Verformung des Flansches, zu rechnen, die sich auf die Luftspalttoleranz auswirkt. Die Dicke des Flansches sollte nicht verringert werden, sodass die Schrauben, welche den Statorflansch mit der Starrgabel verbinden eine ausreichende Gewindetiefe haben. **Abbildung 4.11** zeigt das Ergebnis der Simulation, in dem eine Verschiebung von $0,008\text{ mm}$ zu erkennen ist. Fasst man die Simulationsergebnisse der Einzelteile, die einen Einfluss auf die Luftspalttoleranz haben zusammen, so ergibt sich eine maximale Abweichung von ca. $0,05\text{ mm}$. Hiermit ist das Ziel von maximal $0,1\text{ mm}$ Luftspaltabweichung erreicht, wobei thermische Verformung oder Fertigungstoleranzen nicht berücksichtigt sind.

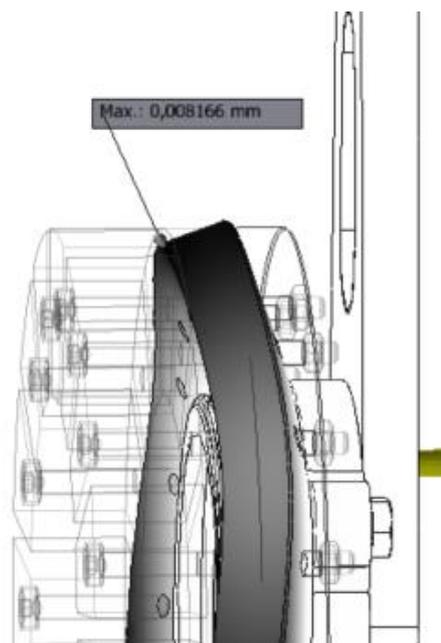


Abbildung 4.11: Verschiebung Statorzähne durch die Verformung des Statorflansch

Um eine Optimierung der Starrgabel vorzunehmen, bietet der *Formgenerator* von *Autodesk Inventor Professional 2023* die Möglichkeit, anhand von Spannungsverläufen, Materialeinsparungen zu berechnen und graphisch darzustellen. Um dieses Programm anwenden zu können, wurde ein CAD-Modell der gesamten Starrgabel als Einzelteil erstellt. Die am Starrgabelflansch angreifenden Lasten, ergeben sich aus dem *externen Kraftmoment* der Reifenfläche, wobei auch hier der Lastfall aus **Abschnitt 3.1** verwendet wird. Die Systemgrenze endet an der unteren Lagerung der Lenkwelle, weshalb der Teil in der *kleinen Fahrplattform* als *fest* definiert wird. Im *Formgenerator* können Bereiche erzeugt werden, die von der Simulation ausgeschlossen werden. Um ihre Funktion zu erhalten, wurden hier der Gabelflansch und die Lenkwelle definiert. Die **Abbildung 4.12** zeigt, das Ergebnis der Simulation und wie dieses in das Bauteil integriert wurde. Dabei zeigt das dunkle Netz auf dem Bauteil das Simulationsergebnis. Durch die Materialreduzierung können ca. 80 g eingespart werden, was im Verhältnis zum Gesamtgewicht der Starrgabel von 1,18 kg, ca. 7 % ausmachen.

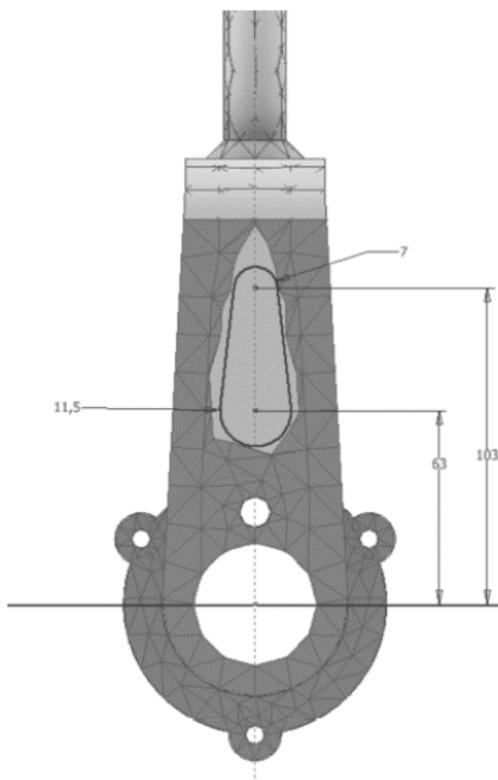


Abbildung 4.12:
Simulationsergebnis des
Formgenerators an der
einseitigen Starrgabel

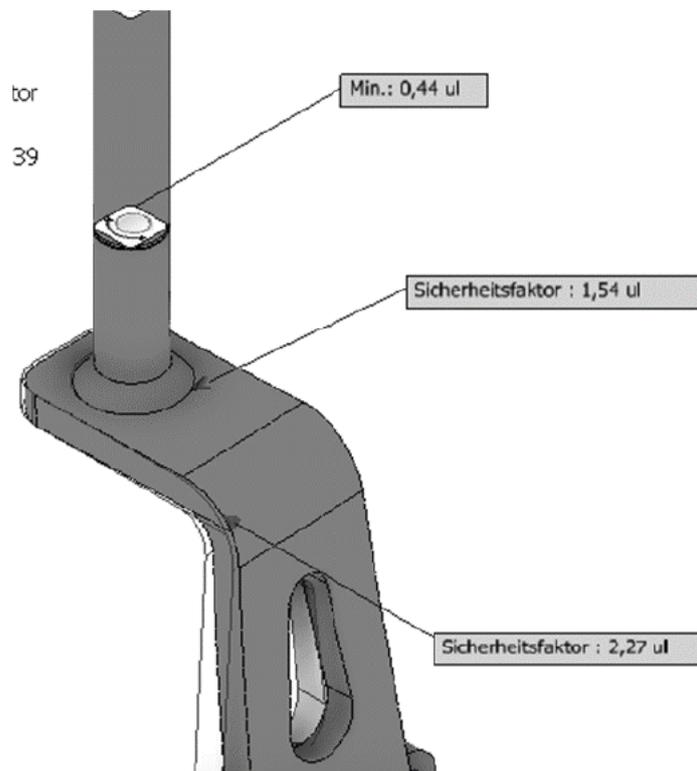


Abbildung 4.13: Sicherheitsfaktor der Einseitigen
Starrgabel unter der Belastung aus **Abschnitt 3.1**.

Zusätzlich zu der Materialreduzierung am Übergang kann mit dem gleichen Lastfall die Dicke des Bauteils angepasst werden. Hierzu wird die Spannung und damit einhergehend die Sicherheit des Bauteils betrachtet. Der kritische Bereich der Konstruktion ist neben der Sicherungsringnut an der Lenkwelle, der Übergang zwischen Starrgabel und Lenkwelle. Hier können bei einer Materialdicke von 10 mm eine Sicherheit von 1,5 erreicht werden. Die Sicherheit an der Sicherungsringnut der Lenkwelle ist laut der Simulation mit 0,44 stark Bruchgefährdet, sodass hier eine Anpassung von Seiten des TIQ an der *kleinen Fahrplattform* vorgenommen werden sollte. Das Ergebnis der Simulation befindet sich in Anhang E und wurden in die Konstruktion eingearbeitet.

Mit Hilfe der nun abgeschlossenen Simulation, kann das zu erwartende Gesamtgewicht ermittelt werden. Dazu wurden die Einzelgewichte der Bauteile aus den technischen Zeichnungen und den Datenblättern der Normteile in der **Tabelle 4.5** zusammengestellt. Das Gewicht aller verbauten Kleinteile, wie z.B. Schrauben, wird aus den CAD-Dateien abgeschätzt und beträgt ca. 100 g. Dabei wurde angenommen, dass die Kleinteile aus verzinktem Stahl bestehen. Das Gesamtgewicht der Konstruktion beträgt ca. 8,5 kg. Wobei die Reifenbandage und die elektromagnetischen Bauteile mit 4,5 kg mehr als 50 % des Gewichtes ausmachen.

Bezeichnung	Gewicht [kg]	Gesamtgewicht [kg]
Statorflansch	0,506	0,506
Elektromagnetische Bauteile	0,7838	3,8
Einseitige Starrgabel	1,104	1,104
Achse	0,14	0,14
Wellenmutter mit Klemmstück	0,03	0,03
Passscheibe	0,002	0,002
Reifenauflage	0,888	0,888
Vollgummibandage	0,675 ¹	0,675
Felge	0,85	0,85
Kegelrollenlager 06	0,17	0,17
Kegelrollenlager 04	0,098	0,098
Encoderdeckel	0,044	0,044
Schrauben, Muttern, Unterlegscheiben	0,1	0,1
Radialwellendichtring	0,1061	0,1061
Gesamtgewicht	-	8,513

Tabelle 4.5: Gewichtsübersicht der Konstruktion

¹ In dem Datenblatt der Vollgummibandage ist ein Gewicht von 675 kg eingetragen. Hier wurde davon ausgegangen, dass es sich dabei um einen Fehler handelt.

5 Zusammenfassung

Abschließend wird im Folgenden ein Überblick über die durchgeführten Arbeiten und Ergebnisse gegeben. Ziel der Arbeit war es, eine Konstruktion zu entwerfen, die es ermöglicht, eine permanenterregte Synchronmaschine in Axialflussbauweise als Radnabenantrieb in einen autonomen Logistikroboter zu integrieren. Dazu wurde ein Prototyp einer solchen Maschine hinsichtlich seiner Funktion untersucht und Anforderungen an die Konstruktion formuliert. Die Analyse ergab, dass es besonders wichtig ist, die Größe des Luftspaltes von 1 mm einzuhalten. Daher wurde eine maximale Abweichung von $0,1\text{ mm}$, sowie eine Zugkraft im Luftspalt von 5000 N definiert. Die technischen Zeichnungen des Prototyps lieferten die geometrischen Daten der elektromagnetischen Komponenten.

Um die Integration in den Logistikroboter zu ermöglichen, wurde die Schnittstelle zur *kleinen Fahrplattform* untersucht und die Anforderungen an die Antriebseinheit erarbeitet. Hieraus ergab sich ein Lastfall am Antriebsrad, bei dem die Maximalbelastung von 350 N in x-, y- und z-Richtung auftritt, wenn das voll beladene Fahrzeug mit maximaler Geschwindigkeit eine scharfe Kurve fährt. Als Schnittstelle zwischen der Antriebseinheit und der *kleinen Fahrplattform* dient eine Lenkwelle mit einem Durchmesser von 20 mm , die mit einem Sicherungsring gesichert ist. Um das Fahrzeug autonom betreiben zu können, wurde festgelegt, dass die Möglichkeit bestehen muss, eine Encoderwelle und einen Schleifring zu integrieren.

Die Konstruktion erfolgte über eine Produktarchitektur, in der den Baugruppen eines Radnabenantriebs Funktionen zugeordnet wurden. In einer anschließenden Lösungsfindungstabelle wurden diese Baugruppen in unterschiedlicher Bauart zusammengefasst und bewertet, sodass ein grobmaßstäblicher Vorentwurf entstand, bei dem die Antriebseinheit über eine einseitige Starrgabel mit der kleinen Fahrplattform verbunden und der Rotor in die Felge integriert wurde.

Die Lager und die Achse wurden als gestalterische Bauteile erkannt und unter der Berücksichtigung der zuvor ermittelten Lastfälle und der Gestaltungsregeln des *Roloff/Matek Maschinenelemente* eine Lagerauswahl getroffen, die zu einer Kegelrollenlagerpaar in O-Anordnung führte. Der Zusammenhang zwischen Achse und der Luftspaltabweichung wurde über die Biegelinie der Achse erarbeitet und mit dieser eine Materialauswahl getroffen. Die Biegelinie ergab eine Abweichung von $0,01\text{ mm}$ im Luftspalt, wenn eine 30 mm Aluminiumachse zur Zentrierung verwendet wird. Als Material für die Antriebseinheit wurde AW-2007 wegen seiner guten Zerspanbarkeit gewählt. Für die Starrgabel, die den Antrieb mit der Fahrplattform verbindet, wurde eine gebogene Schweißkonstruktion vorgesehen. Dabei wurde festgelegt, dass das Bauteil aus dem Feinkornstahl S420N gefertigt werden sollte, um die auftretenden Belastung besser aufnehmen zu können. Um Kontaktkorrosion an den Kontaktflächen zum Aluminiumwerkstoff zu vermeiden, werden diese anschließend feuerverzinkt. Mit der Ausarbeitung der Konstruktionselemente konnte ein Gesamtentwurf als CAD-Datei der Antriebseinheit und entsprechende technische Zeichnungen erstellt werden.

Um die zuvor erarbeiteten Zusammenhänge zu überprüfen und ggf. konstruktive Anpassungen vorzunehmen, wurde eine FEM-Analyse der Eigenbauteile durchgeführt. Dabei wurde der zuvor erarbeitete Lastfall für den Luftspalt und die Antriebseinheit erneut betrachtet. Das Ergebnis bestätigte, dass die Materialdicken der Eigenbauteile ausreichen, um die Luftspaltabweichung von $0,1\text{ mm}$ zu unterschreiten. Für die Starrgabel wurde eine Formoptimierung durchgeführt, die zu einer Gewichtseinsparung von 80 g führte. Das Gesamtgewicht der Konstruktion wurde mit ca. $8,5\text{ kg}$ ermittelt.

6 Fazit und Ausblick

Die im Laufe der Arbeit erarbeitete Konstruktion ermöglicht es, den Prototyp der Axialflussmaschine in die *kleine Fahrplattform* zu integrieren. Die hierbei erarbeiteten technischen Zeichnungen sind für die Fertigung eines funktionierenden Prototypens ausreichend. Es ist jedoch muss mit der ausführenden Werkstatt abzustimmen, ob die gewünschten Formen und Lagertoleranzen mit den vorhandenen Maschinen erreicht werden können.

Die Schmierung der Lager erfolgt durch Fettschmierung. Da die Temperaturen innerhalb der Radnabe noch nicht bekannt sind, muss zukünftig geprüft werden, ob eine Ölschmierung für den Anwendungsfall sinnvoller wäre. Dies kann durch *NILOS-Ringe* [14, S. 511] oder andere platzsparende Dichtmöglichkeiten realisiert werden. Allgemein wurde die thermische Ausdehnung der Konstruktion nicht berücksichtigt. Diese führt, durch die Ausdehnung der Bauteile, zu zusätzlichen Luftspaltabweichungen. Eine thermische FEM-Simulation könnte diesbezüglich auftretende Abweichungen aufzeigen. Durch die Möglichkeit, den Luftspalt über das Lagerspiel und die Passscheibe einzustellen, könnte der Ausdehnung der Bauteile entgegengewirkt werden.

Bei der *kleinen Fahrplattform* ist die Schnittstelle eine Welle, über die alle Kräfte der Antriebseinheit aufgenommen werden. Die Festigkeitsanalyse zeigt, dass die aktuelle Lösung den Belastungen der Antriebseinheit nicht standhält. Daher muss diese von dem TIQ überarbeitet werden. Die einseitige Starrgabel ist das schwerste Bauteil der aktuellen Konstruktion und sollte nach der Überarbeitung der Lenkwelle angepasst werden. Die Schraubenverbindungen der Konstruktion wurden nicht ausgelegt. Um die Sicherheit der Konstruktion zu gewährleisten, muss besonders die Verbindung zwischen Felge und Reifenaufgabe geprüft werden.

Die Konstruktion ist an die Verwendung der vorhandenen elektromagnetischen Komponenten gebunden. Die Axialflussmaschine bietet darüber hinaus die Möglichkeit einen Rotor mit zwei Statoren anzutreiben, wodurch eine höhere Leistungsdichte erreicht wird. Um dies zu realisieren, muss die Antriebseinheit symmetrisch aufgebaut sein. Eine beidseitige Starrgabel könnte dazu als Halterung zweier Statoren dienen. Die Lastverteilung auf die Lager wäre ausgeglichener und der Durchbiegung der Achse würde durch die beidseitige Einspannung entgegengewirkt werden. Die elektromagnetischen Bauteile der zweiten Antriebseinheit müssen einen abweichenden Durchmesser aufweisen, damit beide über eine Schraubenverbindung mit dem Rotor verbunden werden können. Weil die beidseitige Einspannung dazu führt, dass es keine rotierenden Bauteile auf der Drehachse gibt, ist für die Positionserfassung der Reifen eine andere Lösung als der Encoder erforderlich.

7 Literaturverzeichnis

- [1] UN DESA, „Anteil der Bevölkerung in Städten weltweit von 1985 bis 2015 und Prognose bis 2050 [Graf],“ In Statista 2023, 2018 Mai 16. [Online]. Available: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/37084/umfrage/anteil-der-bevoelkerung-in-staedten-weltweit-seit-1985/>. [Zugriff am 06 06 2023].
- [2] H. Tschöke, P. Gutzmer und T. Pfund, Elektrifizierung des Antriebstrangs, Berlin: Springer Vieweg, 2019.
- [3] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2221-Blatt 1, Düsseldorf: Verein deutscher Ingenieure, 1997.
- [4] I. Verein Deutscher, VDI 2223, Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 2004.
- [5] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2222 Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien, Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1997.
- [6] J. Feldhusen und K.-H. Grote, Pahl/Beitz Konstruktionslehre, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag , 2013.
- [7] J. F. Gieras, R.-J. Wang und M. J. Kamper, Axial Flux Permanent Magnet Brushless Machines 2nd Edition, Springer Science+Business Media B.V., 2008.
- [8] R. Fischer, Elektrotechnik, Für Maschinenbaure sowie Studierende technische Fächer, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2019.
- [9] H. Bausch und H. Steffen, Elektrotechnik Grundlagen, Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag, 2007.
- [10] M. Ersoy und S. Gries, Fahrwerkhandbuch, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2017.
- [11] A. Prodöhl, Testfeld Intelligente Quartiersmobilität (TIQ) Weiterentwicklung der kleinen Fahrplattform, Hamburg: Department für Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau der HAW-Hamburg, 2022.
- [12] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder und W. A.Wall, Technische Mechanik 3, Berlin: Springer-Verlag GmbH Deutschland, 2019.
- [13] J. Stoffregen, Motorradtechnik, Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [14] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura, Roloff/Matek Maschinenelemente, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2017.
- [15] SKF Gruppe, *SKF Katalog Wälzlager 1700*, SKF Gruppe, 2021.
- [16] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder und W. A.Wall, Technische Mechanik 2, Elastostatik, Berlin: Springer-Verlag GmbH Deutschland, 2017.

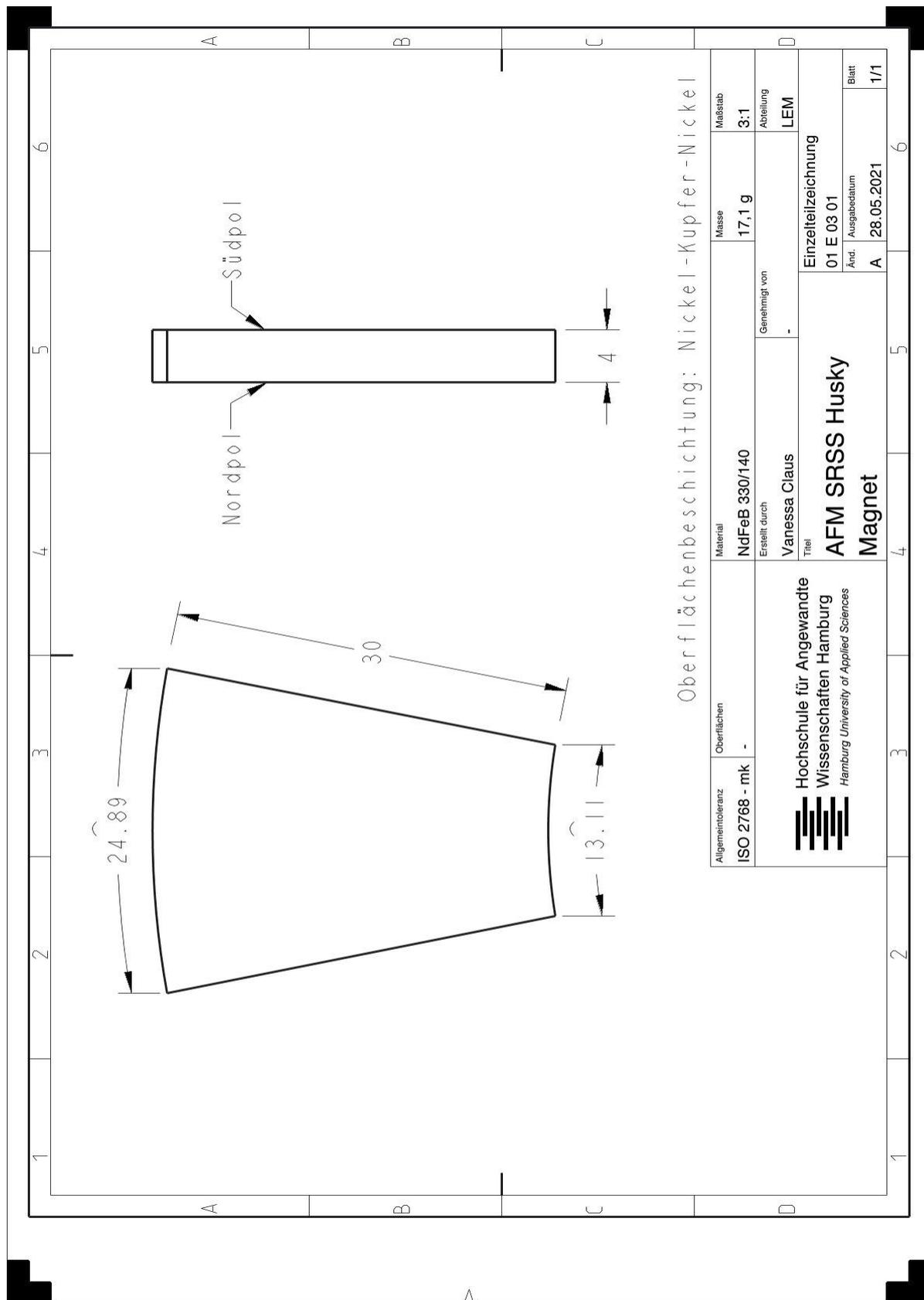
- [17] R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, V. Menges, S. Oesterle, T. Rapp, C. Scholer, A. Stenzel, A. Stephan und F. Wieneke, Tabellenbuch Metall, Haan-Gruiten: Nourney, Vollmer GmbH und Co. KG, 2017.
- [18] Räder-Vogel GmbH & Co. KG, Katalog, Hamburg: Räder-Vogel GmbH & Co. KG, 2022.
- [19] SKF-Gruppe, „140x160x12 HMS5 RG,“ SKF-Gruppe, 26 06 2023. [Online]. Available: <https://www.skf.com/de/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/general-industrial-applications/x-seals/productid-140X160X12%20HMS5%20RG>. [Zugriff am 26 06 2023].
- [20] SKF-Gruppe, „KMK4,“ SKF-Gruppe, 26 06 2023. [Online]. Available: <https://www.skf.com/at/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/integral-locking/productid-KMK%204>. [Zugriff am 26 06 2023].

8 Anhangsverzeichnis

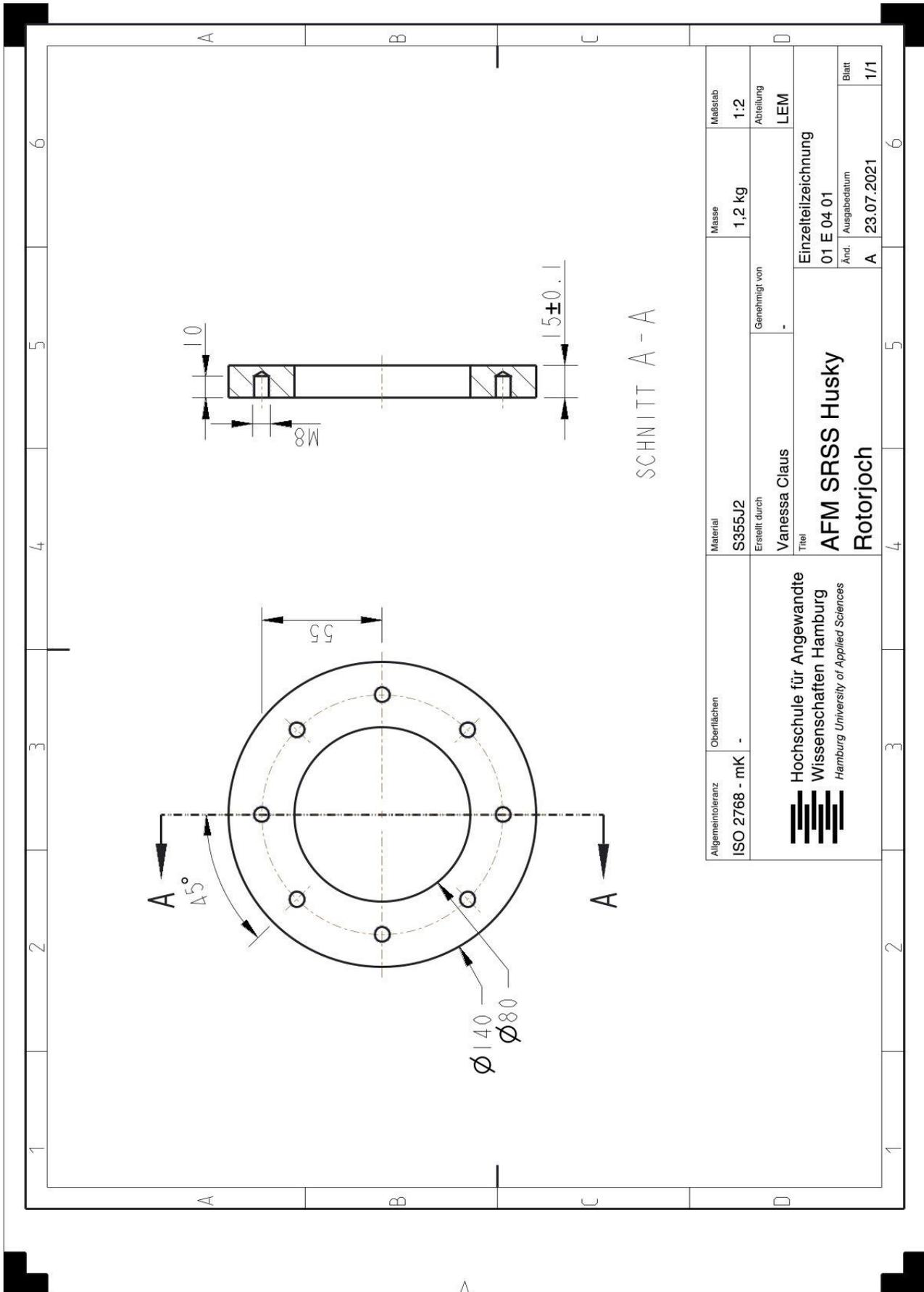
ANHANG A TECHNISCHE ZEICHNUNGEN DES AFM-PROTOTYPS VON VANESSA CLAUDIUS AUS DEM LEM	43
A.1 ROTORMAGNET	43
A.2 ROTORJOCH	44
A.3 STATORZAHN	45
A.4 STATORJOCH	46
ANHANG B KLEINEN FAHRPLATTFORM	47
B.1 TECHNISCHE ZEICHNUNG DER LENKWELLE [11]	47
ANHANG C DATENBLÄTTER	48
C.1 SCHLEIFRING [11]	48
C.2 VOLLGUMMIBANDAGE 79D/250/80/170L [18]	49
C.3 KEGELROLLENLAGER 32006 X [15]	50
C.4 KEGELROLLENLAGER 32004 X [15]	53
C.5 RADIALWELLENDICHTRING HMS 5 140X160X12 RG [19]	56
C.6 WELLENMUTTER KMK 4 [20]	58
ANHANG D TECHNISCHE ZEICHNUNGEN	60
D.1 0001 ACHSE	60
D.2 0002 FELGE	61
D.3 0005 REIFENAUFBLAU	62
D.4 0006 ENCODER DECKEL	63
D.5 0007 STATORFLANSCH	64
D.6 0010 EINSEITIGE STARRGABEL SCHWEIßKONSTRUKTION N. FEM	65
D.7 0010-1 VERBINDUNGSSTÜCK N. FEM	66
D.8 0010-2 GABELFLANSCH	67
D.9 ZUSAMMENBAUZEICHNUNG	68
D.10 EXPLOSIONSZEICHNUNG DER ROTORBAUGRUPPE	69
D.11 EXPLOSIONSZEICHNUNG DER STATORBAUGRUPPE	70
ANHANG E FEM-SIMULATIONSBERICHTE	71
E.1 BELASTUNGSANALYSE DER ACHSE	71
E.2 BELASTUNGSANALYSE DER FELGE	73
E.3 BELASTUNGSANALYSE DES STATORS	75
E.4 BELASTUNGSANALYSE DER STARRGABEL	77
ANHANG F BERECHNUNGEN	80
F.1 KRAFT IM LUFTSPALT	80
F.2 BIEGELINIE	81
F.3 LAGER	82

Anhang A Technische Zeichnungen des AFM-Prototyps von Vanessa Claus aus dem LEM

A.1 Rotormagnet

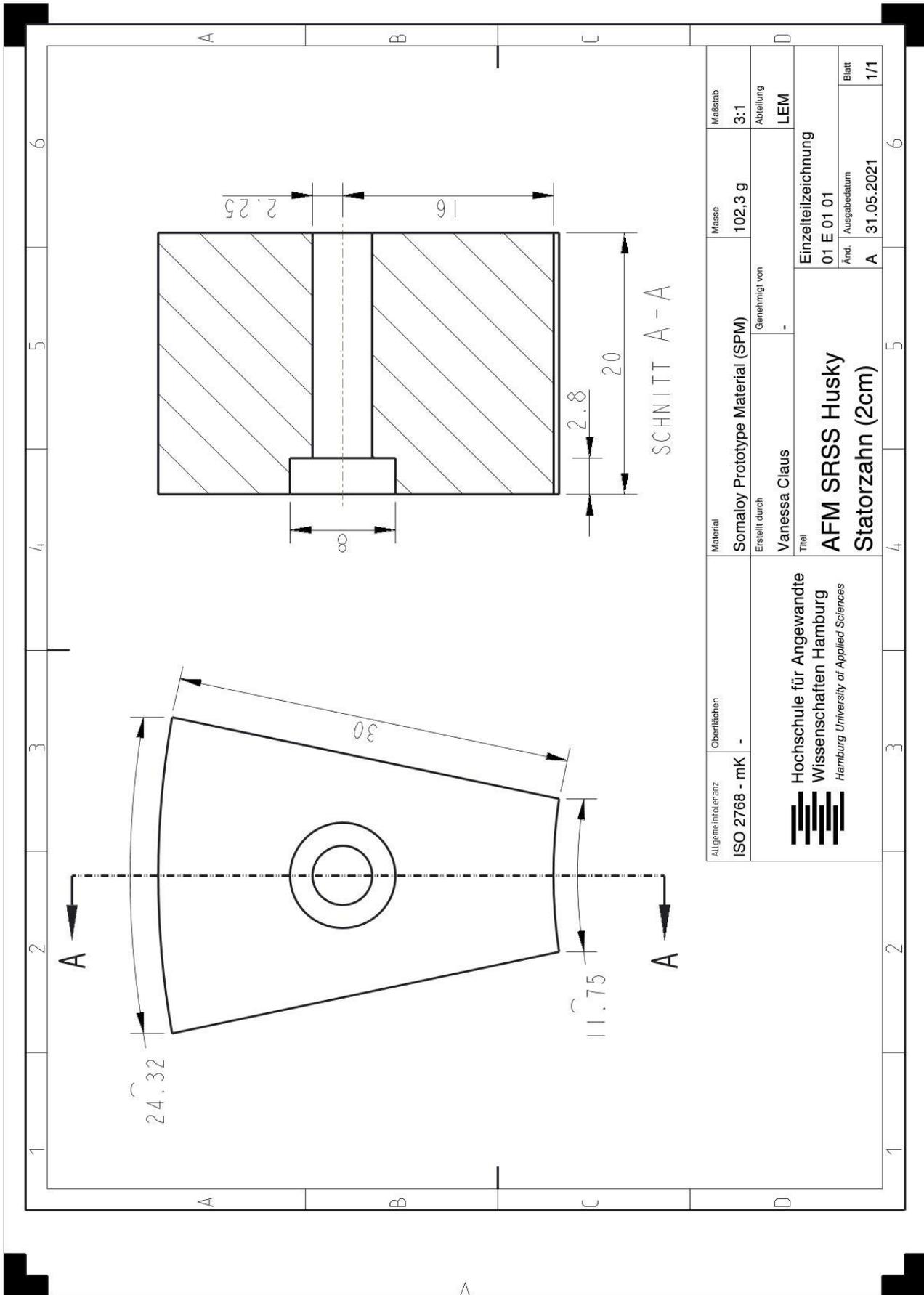


A.2 Rotorjoch



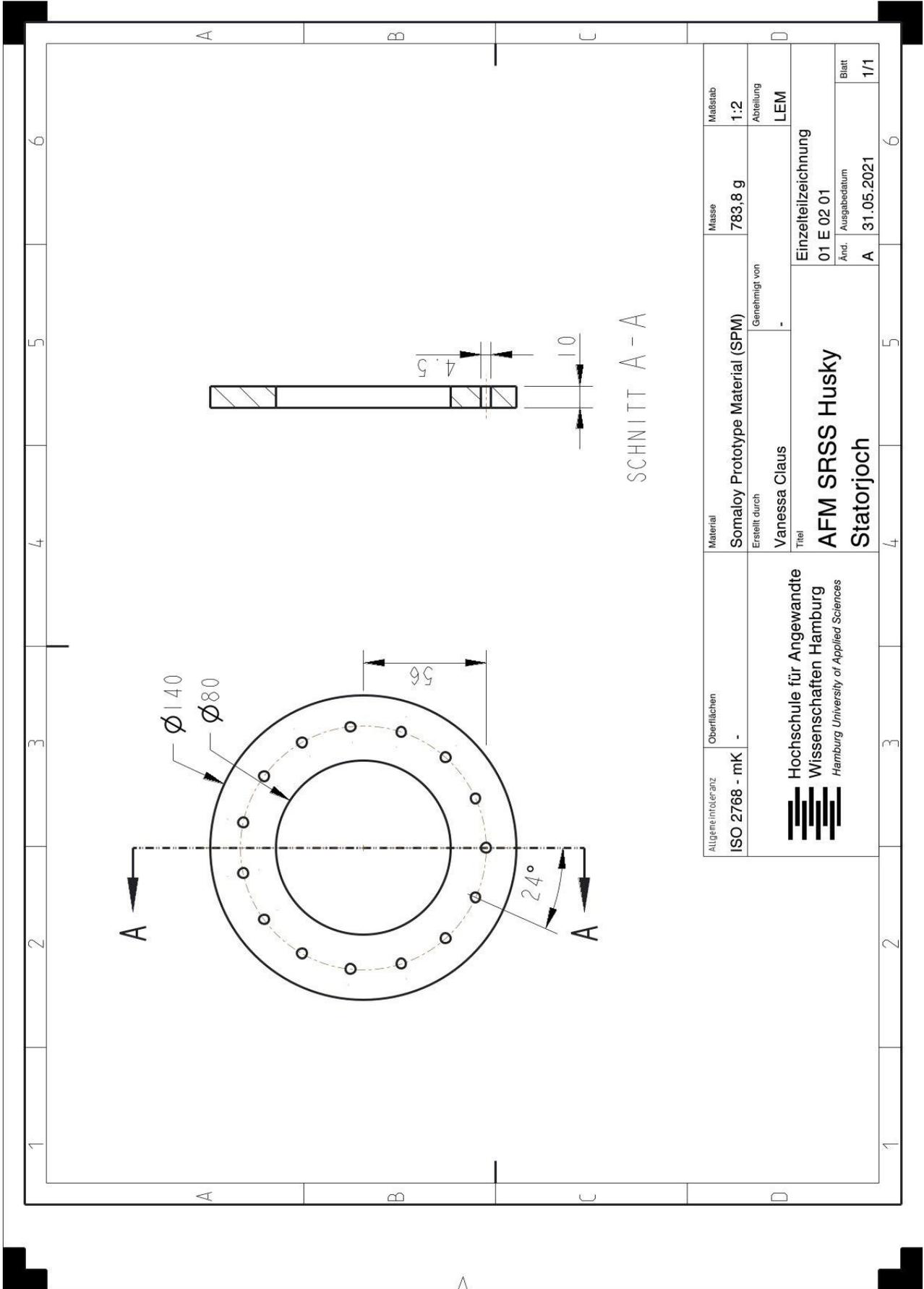
Allgemeintoleranz ISO 2768 - mK	Oberflächen -	Material	Masse	Maßstab
		S355J2	1,2 kg	1:2
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg <i>Hamburg University of Applied Sciences</i>		Erstellt durch	Genehmigt von	Abteilung
		Vanessa Claus		
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg <i>Hamburg University of Applied Sciences</i>		Einzelteilzeichnung		
		01 E 04 01		
		And.	Ausgabedatum	Blatt
		A	23.07.2021	1/1

A.3 Statorzahn



ALLGEMEINERZENZ ISO 2768 - mK	Oberflächen -	Material Somaloy Prototype Material (SPM)	Masse 102,3 g	Maßstab 3:1
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Erstellt durch Vanessa Claus	Genehmigt von -	Abteilung LEM
		Einzelteilzeichnung 01 E 01 01 And. Ausgabedatum A 31.05.2021		
		Teil AFM SRSS Husky Statorzahn (2cm)		

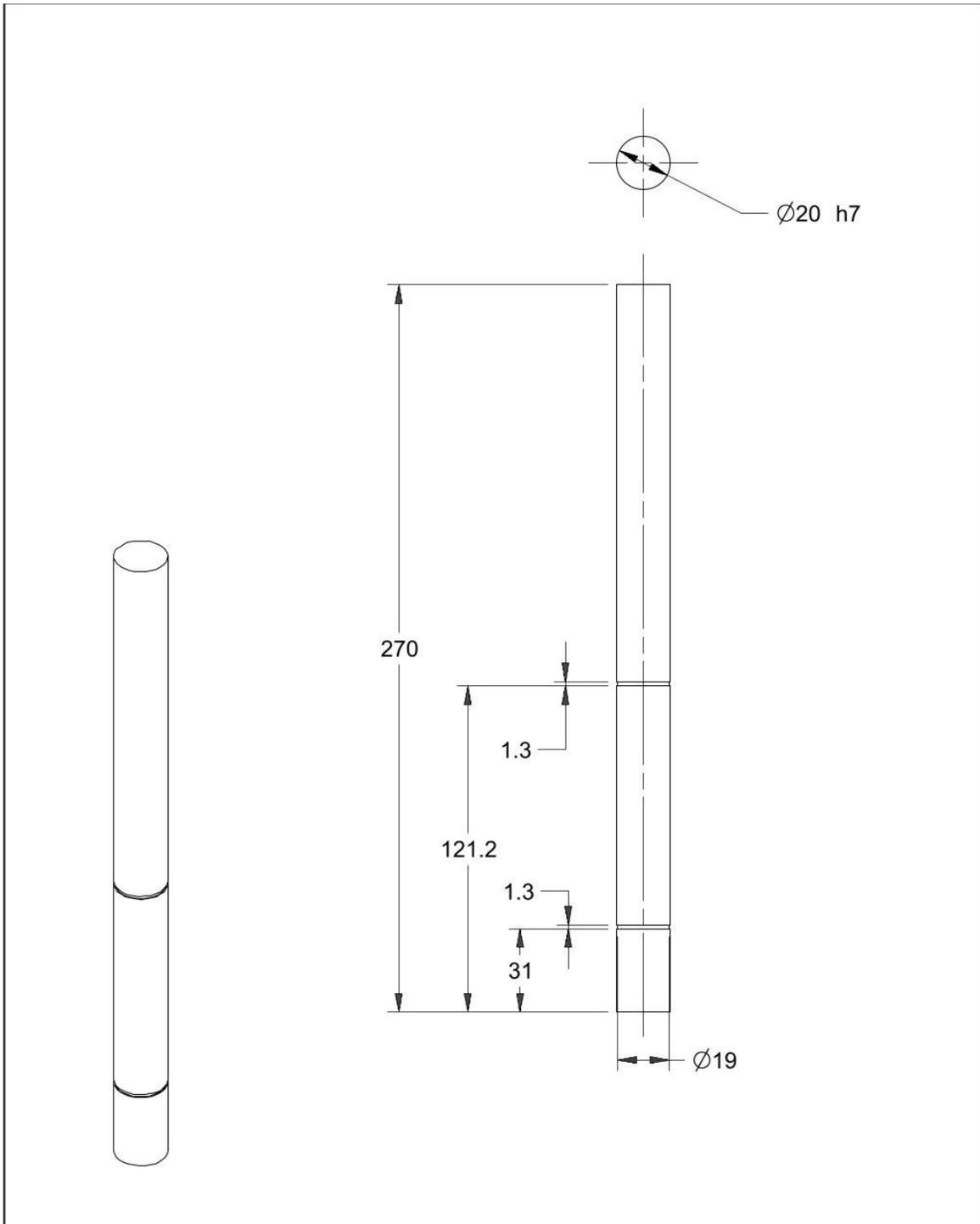
A.4 Statorjoch



SCHNITT A - A

Allgemeintoleranz ISO 2768 - mK	Oberflächen -	Material Somaloy Prototype Material (SPM)	Masse 783,8 g	Maßstab 1:2	Genehmigt von -	Abteilung LEM	Einzelteilzeichnung 01 E 02 01	Blatt 1/1
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Titel AFM SRSS Husky Statorjoch						

Anhang B kleinen Fahrplattform
B.1 Technische Zeichnung der Lenkwelle [11]



	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mk	Maßstab 1:2	Blattformat 297.0 x 210.0	Werkstoff Edelstahl	Gewicht XXX
	Genehmigt von XXX		Erstellt durch (Name, Matrikelnummer, Sem.-Gruppe) Andy Prodöhl		
	Dokumentenart Einzelteilzeichnung		Dokumentenstatus in Arbeit		
	Titel, zusätzlicher Titel Lenkwelle		Zeichnungsnummer TiQ-005		
	Änd. A	Ausgabedatum 05.07.2022	Spr. de	Blatt 1/1	

Anhang C Datenblätter

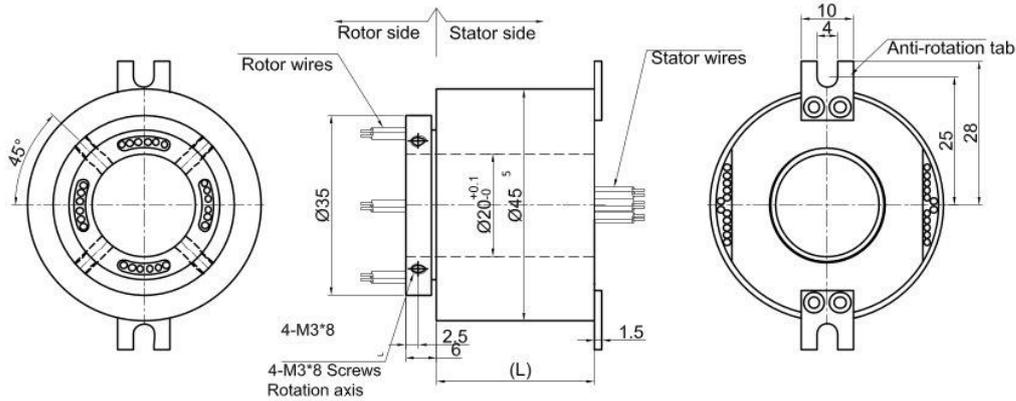
C.1 Schleifring [11]



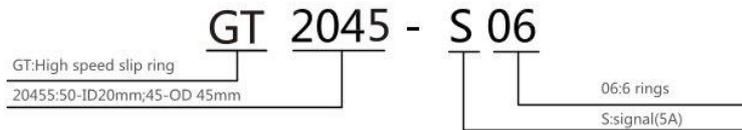
Gt2045Series

Compact, 45mm od through-hole diameter of 20mm (applicable to <= 20mm) standard series integral precision conductive slip ring.

*Note: if the inner hole less than 20 mm is needed, it can be solved by adding inner sleeve.



Part# Explanation



GT2045 Series Parts# List		
Part#	Signal/5A	Length-L (mm)
GT2045-S02	2	30.4
GT2045-S03	3	30.4
GT2045-S04	4	30.4
GT2045-S06	6	30.4
GT2045-S08	8	44.2
GT2045-S10	10	44.2
GT2045-S12	12	44.2
GT2045-S14	14	58
GT2045-S16	16	58
GT2045-S18	18	58
GT2045-S20	20	71.8
GT2045-S22	22	71.8
GT2045-S24	24	71.8

Note: N channels 10A rings parallel can be used as 1 channel N*10A current. For example: 2 rings 10A parallel could be used as 1 wires 20A.
10A, 5A (signal) can combine freely in any way. It can be customized based on standard slip ring, please contact customer service for more details.

Specifications		
Electrical Data		
Parameter	Value	
	Power	Signal
Rated Voltage	0~240VAC/VDC	0~240VAC/VDC
Insulation Resistance	≥500MΩ/500VDC	≥500MΩ/500VDC
Lead Wires	AWG22Teflon	AWG22Teflon
Lead Length	Standard 300mm	
Dielectric Strength	500VAC@50Hz, 60s	
Electrical Noise	<0.03Ω	
Mechanical Data		
Parameter	Value	
Working Life	10 Million revs	
Rotating Speed	1~1800RPM	
Working Temperature	-30°C~80°C	
Operating Humidity	0~85% RH	
Contact Material	Gold-plated	
Housing Material	aluminium alloy	
Torque	0.1N.m ; +0.03N.m/6rings	
Protection Grade	IP51	

Lead Wires Color Code

Ring	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Code	BLK	RED	YLW	GRN	BLU	WHT	BLK	RED	YLW	GRN	BLU	WHT

Note: 6 wires for 1 group color, from 7-12, repeat the same color as 1..6, indicated with number code pipe.

GT2045

GT Series Through Bore Slip Rings

C.2 Vollgummibandage 79D/250/80/170L [18]

Vollgummi-Bandagen



Serie 79 K

Serie 79 D

Artikelcode	D mm	W mm	d mm	kg
79 D/125/050/075 L	125	50	75	160
79 D/150/050/100 L	150	50	100	225
79 D/160/050/100 L	160	50	100	250
79 D/180/050/120 L	180	50	120	325
79 D/200/050/140 L	200	50	140	350
79 D/230/050/170 L	230	50	170	400
79 D/250/050/190 L	250	50	190	450
79 D/250/060/190 L	250	60	190	525
79 D/250/080/170 L	250	80	170	675
79 D/280/075/220 A	280	75	220	725
79 D/300/075/220 L	300	75	220	725
79 D/300/090/203 L	300	90	203	900
79 D/310/060/220 L	310	60	220	650
79 D/360/060/270 L	360	60	270	750
79 D/400/065/305 L	400	65	305	900
79 D/400/075/305 L	400	75	305	1.000
79 D/405/130/305 L	405	130	305	1.500
79 D/500/085/370 L	500	85	370	1.300
79 D/610/150/410 A	610	150	410	2.250
79 D/750/075/640 A	750	75	640	1.750

Vollgummi-Bandagen

Zylindrisch mit Stahldrahtarmierung und Flachprofil. Vollgummi-Bandagen mit Geländeprofil oder nicht kreidend auf Anfrage.

Artikelcode	D mm	W mm	d mm	km/ks	kg
79 K/125/050/075 L	125	50	75	km 15	160
79 K/160/050/100 L	160	50	100	km 15	250
79 K/180/050/120 A	180	50	120	km 15	325
79 K/200/050/140 L	200	50	140	km 15	350
79 K/200/085/105 A	200	85	105	km 15	550
79 K/250/075/140 L	250	75	140	km 15	625
79 K/260/060/170 L	260	60	170	km 15	525
79 K/300/100/203 L	300	100	203	km 08	975
79 K/360/060/270 L	360	60	270	km 15	750
79 K/310/120/200 A	310	120	200	ks 15/6	1.050
79 K/343/140/203 A	343,0 (13 1/2")	140,0 (5 1/2")	203,0 (8")	ks 15/6	1.350
79 K/406/127/267 A	406,0 (16")	127,0 (5")	267,0 (10 1/2")	ks 15/6	1.350
79 K/406/152/267 A	406,0 (16")	152,0 (6")	267,0 (10 1/2")	ks 15/6	1.575

A = Antriebsradqualität L = Laufradqualität

Vollgummi-Bandagen

Konisch mit Stahldrahtarmierung und Flachprofil.

Schnittzeichnungen siehe Seite 168.

C.3 Kegelrollenlager 32006 X [15]



32006 X

Einreihiges Kegelrollenlager

Einreihige Kegelrollenlager sind für die Aufnahme von Radial-Axial-Kombibelastungen und für einen reibungsarmen Betrieb vorgesehen. Der Innenring mit Rollen und Käfig kann getrennt vom Außenring montiert werden. Diese nicht selbsthaltenden und austauschbaren Komponenten erleichtern Einbau, Ausbau und Instandhaltung. Durch Anstellen eines einreihigen Kegelrollenlagers gegen ein zweites Kegelrollenlager und Vorspannen der Anordnung lässt sich eine starre Lagerung erzielen.

- Hohe radiale und axiale Tragfähigkeit
- Aufnahme einseitig wirkender Axiallasten
- Reibungsarm und lange Gebrauchsdauer
- Nicht selbsthaltende austauschbare Komponenten

Overview

Abmessungen

Bohrungsdurchmesser	30 mm
Außendurchmesser	55 mm
Breite, gesamt	17 mm
Breite, Innenring	17 mm
Breite, Außenring	13 mm
Berührungswinkel	16 °

Leistung

Dynamische Tragzahl	43.9 kN
Statische Tragzahl	44 kN
Referenzdrehzahl	10 000 r/min
Grenzdrehzahl	12 000 r/min
SKF Leistungsklasse	SKF Explorer

Eigenschaften

Lagerteil	Komplettlager
Anzahl der Reihen	1
Befestigungsfunktion, Lageraußenring	Kein(e/r)
Bohrungstyp	Zylindrisch
Käfig	Blech
Anordnung des Berührungswinkels (zweireihiges Lager)	nicht zutreffend
Passungsanordnung	Kein(e)
Beschichtung	Ohne
Dichtung	Ohne
Schmierstoff	Kein(e/r)

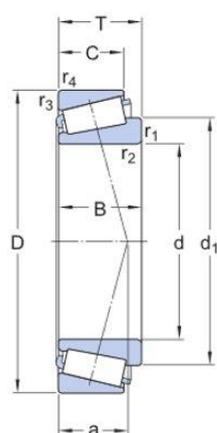
Technische Daten

SKF Leistungsklasse

SKF Explorer

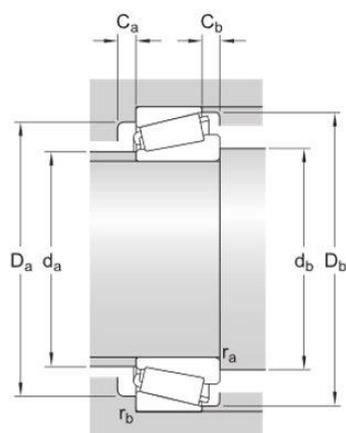
Maßreihe

4CC



Abmessungen

d	30 mm	Bohrungsdurchmesser
D	55 mm	Außendurchmesser
T	17 mm	Gesamtbreite
d_1	≈ 43.6 mm	Schulterdurchmesser des Innenrings
B	17 mm	Breite des Innenrings
C	13 mm	Breite des Außenrings
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Kantenabstand am Innenring
$r_{3,4}$	min. 1 mm	Kantenabstand am Außenring
a	13.165 mm	Abstand zwischen Stirnseite und Druckpunkt



Anschlussmaße

d_e	max. 36 mm	Durchmesser der Wellenanlauf­fläche
d_t	min. 37 mm	Durchmesser der Wellenanlauf­fläche
D_i	min. 48 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauf­fläche
D_i	max. 49 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauf­fläche
D_l	min. 52 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauf­fläche
C_e	min. 3 mm	Mindestbreite des erforderlichen Freiraums im Gehäuse an der großen Stirnseite
C_t	min. 4 mm	Mindestbreite des erforderlichen Freiraums im

mm	Gehäuse an der kleinen Stirnseite
r_a max. 1 mm	Radius der Wellenrundung
r_b max. 1 mm	Radius der Gehäuserundung

Berechnungsdaten

Dynamische Tragzahl	C	43.9 kN
Statische Tragzahl	C_0	44 kN
Ermüdungsgrenzbelastung	P_u	4.55 kN
Referenzdrehzahl		10 000 r/min
Grenzdrehzahl		12 000 r/min
Grenzwert	e	0.43
Berechnungsfaktor	Y	1.4
Berechnungsfaktor	Y_0	0.8

Gewicht

Gewicht	0.17 kg
---------	---------

C.4 Kegelrollenlager 32004 X [15]



32004 X

Einreihiges Kegelrollenlager

Einreihige Kegelrollenlager sind für die Aufnahme von Radial-Axial-Kombibelastungen und für einen reibungsarmen Betrieb vorgesehen. Der Innenring mit Rollen und Käfig kann getrennt vom Außenring montiert werden. Diese nicht selbsthaltenden und austauschbaren Komponenten erleichtern Einbau, Ausbau und Instandhaltung. Durch Anstellen eines einreihigen Kegelrollenlagers gegen ein zweites Kegelrollenlager und Vorspannen der Anordnung lässt sich eine starre Lagerung erzielen.

- Hohe radiale und axiale Tragfähigkeit
- Aufnahme einseitig wirkender Axiallasten
- Reibungsarm und lange Gebrauchsdauer
- Nicht selbsthaltende austauschbare Komponenten

Overview

Abmessungen

Bohrungsdurchmesser	20 mm
Außendurchmesser	42 mm
Breite, gesamt	15 mm
Breite, Innenring	15 mm
Breite, Außenring	12 mm
Berührungswinkel	14 °

Leistung

Dynamische Tragzahl	29.7 kN
Statische Tragzahl	27 kN
Referenzdrehzahl	13 000 r/min
Grenzdrehzahl	16 000 r/min
SKF Leistungsklasse	SKF Explorer

Eigenschaften

Lagerteil	Komplettlager
Anzahl der Reihen	1
Befestigungsfunktion, Lageraußenring	Kein(e/r)
Bohrungstyp	Zylindrisch
Käfig	Blech
Anordnung des Berührungswinkels (zweireihiges Lager)	nicht zutreffend
Passungsanordnung	Kein(e)
Beschichtung	Ohne
Dichtung	Ohne
Schmierstoff	Kein(e/r)

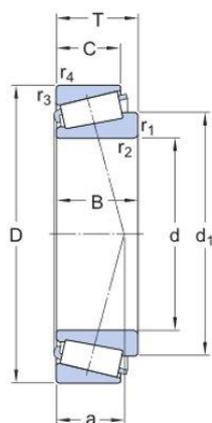
Technische Daten

SKF Leistungsklasse

SKF Explorer

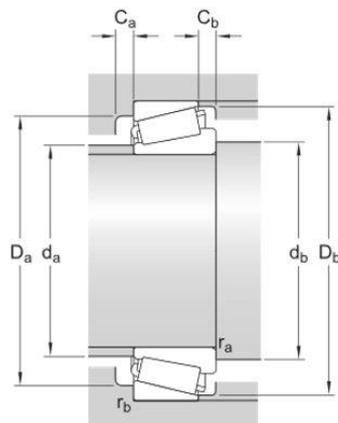
Maßreihe

3CC



Abmessungen

d	20 mm	Bohrungsdurchmesser
D	42 mm	Außendurchmesser
T	15 mm	Gesamtbreite
d_1	≈ 32.1 mm	Schulterdurchmesser des Innenrings
B	15 mm	Breite des Innenrings
C	12 mm	Breite des Außenrings
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Kantenabstand am Innenring
$r_{3,4}$	min. 0.6 mm	Kantenabstand am Außenring
a	10.184 mm	Abstand zwischen Stirnseite und Druckpunkt



Anschlussmaße

d_e	max. 25 mm	Durchmesser der Wellenanlauffläche
d_t	min. 25.5 mm	Durchmesser der Wellenanlauffläche
D_i	min. 36 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauffläche
D_i	max. 37.5 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauffläche
D_l	min. 39 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauffläche
C_e	min. 3 mm	Mindestbreite des erforderlichen Freiraums im Gehäuse an der großen Stirnseite

C_t min. 3 mm	Mindestbreite des erforderlichen Freiraums im Gehäuse an der kleinen Stirnseite
r_a max. 0.6 mm	Radius der Wellenrundung
r_b max. 0.6 mm	Radius der Gehäuserundung

Berechnungsdaten

Dynamische Tragzahl	C	29.7 kN
Statische Tragzahl	C_0	27 kN
Ermüdungsgrenzbelastung	P_u	2.65 kN
Referenzdrehzahl		13 000 r/min
Grenzdrehzahl		16 000 r/min
Grenzwert	e	0.37
Berechnungsfaktor	Y	1.6
Berechnungsfaktor	Y_0	0.9

Gewicht

Gewicht	0.098 kg
---------	----------

C.5 Radialwellendichtring HMS 5 140x160x12 RG [19]



140X160X12 HMS5 RG

Radialwellendichtung mit Außenmantel aus Elastomer-Werkstoff und Einzeldichtlippe, für Öl oder Fett, metrisch

Radialwellendichtringe werden zwischen umlaufenden und stationären Maschinenkomponenten bzw. zwischen sich gegeneinander bewegenden Komponenten verwendet. HMS5 Dichtungen haben einen Außenmantel aus Elastomer. Sie haben eine konventionelle Dichtlippe aus Elastomer oder einem anderen thermoplastischen Material. Eine Zugfeder hält die korrekte Radialbelastung aufrecht.

- Hohe Pumprate
- Mit Zugfeder
- Aufnahme von Schiefstellungen

Overview

Abmessungen

Wellendurchmesser	140 mm
Gehäusebohrung	160 mm
Nennweite	12 mm

Leistung

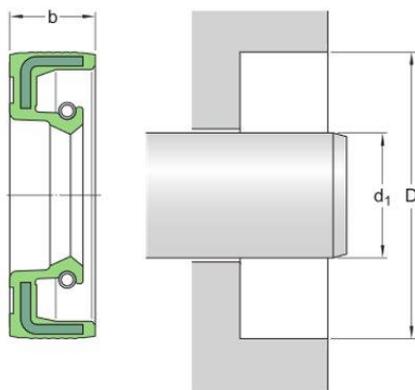
Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	12 m/s
Rotational speed	1 620 r/min

Eigenschaften

Bauform	HMS5
Schutzlippe	Kein(e)
Dichtlippenwerkstoff	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR)
Type of outside diameter	Gummi metallverstärkt
Metrisches System/Zollsystem	Metrisch

Technische Daten

Art des Außendurchmessers	Gummi metallverstärkt
Material der Dichtlippe	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR)
Dichtungsausführung	HMS5
Einhaltung der Norm	ISO 6194, DIN 3760



Abmessungen

d_1	140 mm	Wellendurchmesser
D	160 mm	Gehäusebohrung
b	12 mm	Dichtungsbreite

Anwendungen und Betriebsbedingungen

Betriebstemperatur	min. -40 °C
Betriebstemperatur	max. 100 °C
Betriebstemperatur, kurzzeitig	max. 120 °C
Umfangsgeschwindigkeit	max. 12 m/s
Drehzahl	max. 1 620 r/min
Druckdifferenz	0.03 N/mm

Zugehörige Produkte

SKF Speedi-Sleeve	99552
-------------------	-------

C.6 Wellenmutter KMK 4 [20]



KMK 4

KMK Wellenmuttern mit Klemmstück und metrischen Abmessungen

KMK Wellenmuttern mit integriertem Sicherungselement sind zur Befestigung von Radiallagern in weniger anspruchsvollen Anwendungen vorgesehen. Sie reduzieren die Wellenkosten, da keine Keilnut oder Riegelnut erforderlich ist. Die integrierte Befestigungsschraube vereinfacht den Einbau; separate Befestigungstechnik ist nicht erforderlich. KMK Wellenmuttern haben einen Gewindeinsatz aus Stahl in ihrer Bohrung. Er fungiert als Druckplatte, wenn eine Befestigungsschraube, die durch die Wellenmutter verläuft, angezogen wird.

- Keine Keilnut erforderlich
- Einfache und robuste Befestigung für geeignete Anwendungen
- Wiederverwendbar
- Kostengünstig
- Erhältlich für Gewinde M 10x0.75 bis M 100x2 (Größen 0 bis 20)

Overview

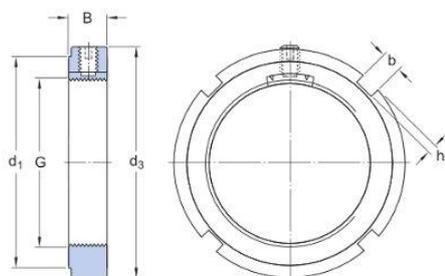
Abmessungen

Kurzzeichen Gewinde	M 20x1
Bohrungsdurchmesser	20 mm
Außendurchmesser	32 mm
Breite	9 mm

Eigenschaften

Klemmstück	In Wellenmutter integriert
Mutter für hydraulischen Einbau	Kein(e)
Zugehöriges Einbauwerkzeug	HN 4

Technische Daten



Abmessungen

G	M 20x1	Gewinde
d ₃	32 mm	Außendurchmesser
B	9 mm	Breite
d ₁	28 mm	Durchmesser Festlager-Stirnseite
b	4 mm	Breite Haltenut
h	2 mm	Tiefe Haltenut

Berechnungsdaten

Axiale statische Belastbarkeit	24 kN
--------------------------------	-------

Gewicht

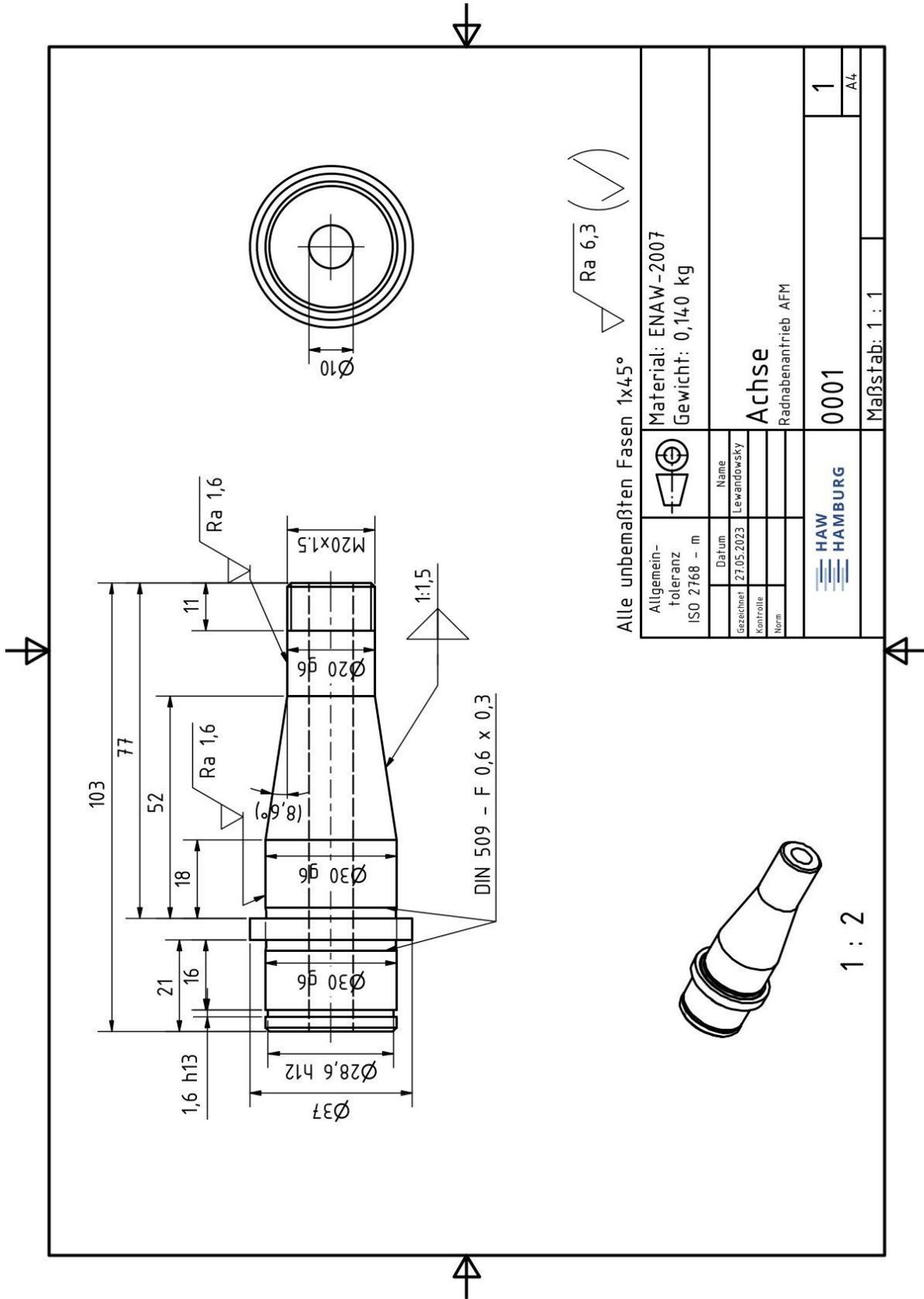
Gewicht Wellenmutter	0.03 kg
----------------------	---------

Montagedaten

Passender Schlüssel	HN 4
Stellschraubengröße	M5
Empfohlenes Anzugsmoment Gewindestift	4 N·m

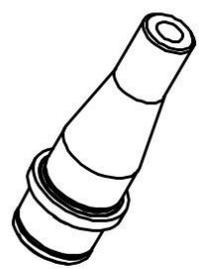
Anhang D Technische Zeichnungen

D.1 0001 Achse



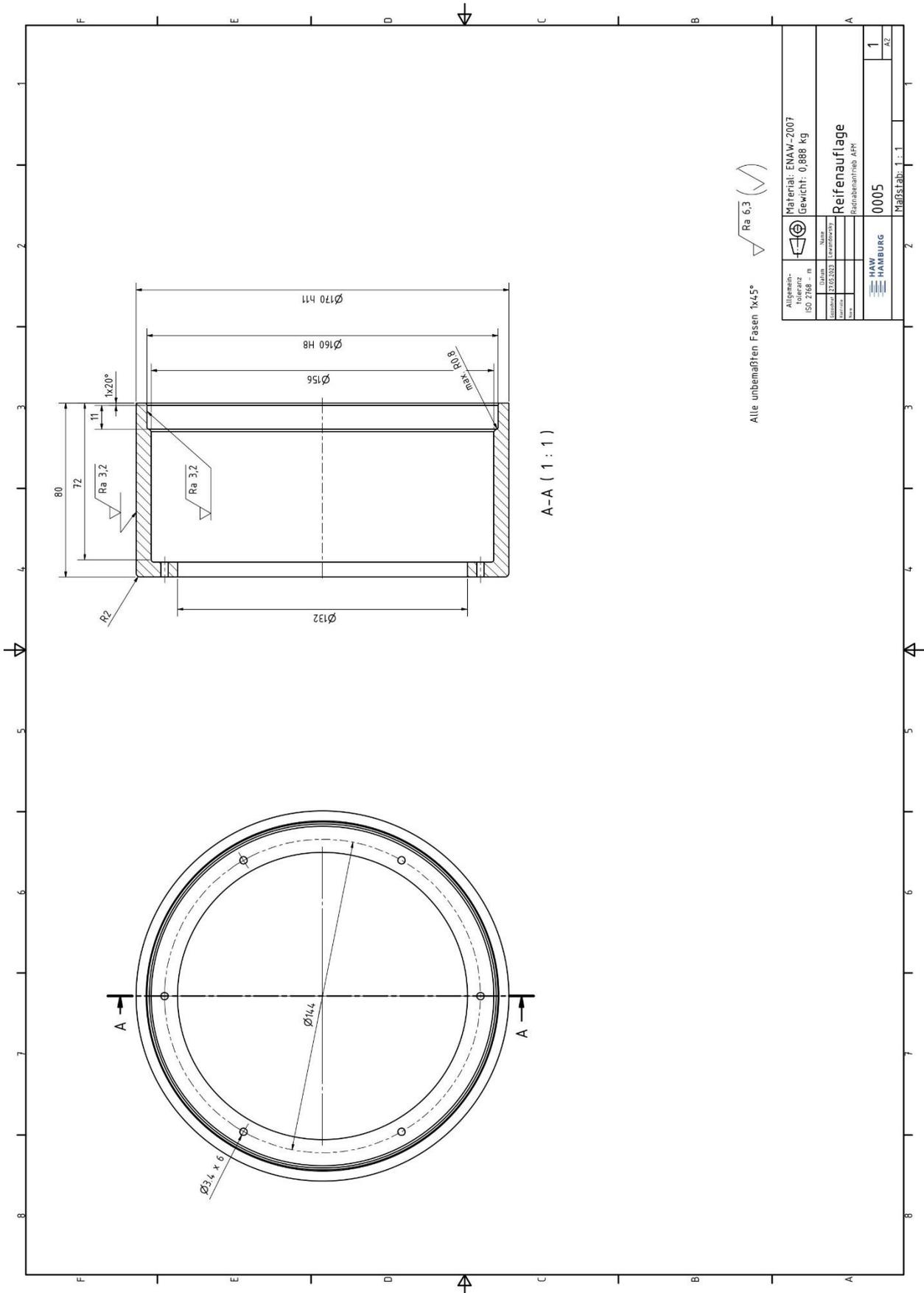
Alle unbemaßten Fasen 1x45°

Allgemein- toleranz ISO 2768 - m	Datum	Name	Material: ENAW-2007 Gewicht: 0,140 kg	Achse	1	A4
	Gezeichnet	Lewandowsky				
Kontrolle						
Norm						
			0001			
			Maßstab: 1 : 1			



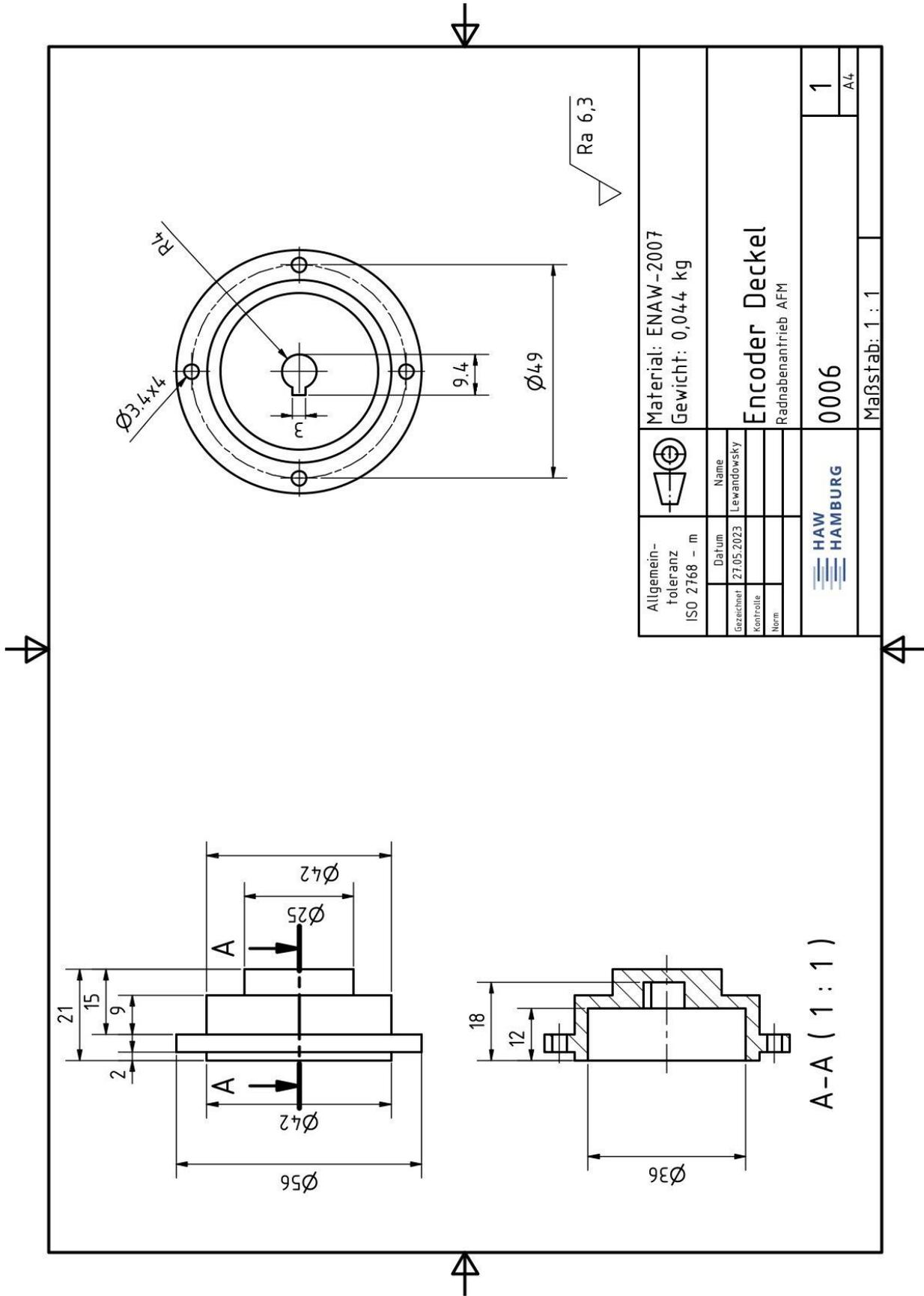
1 : 2

D.3 0005 Reifenauflage

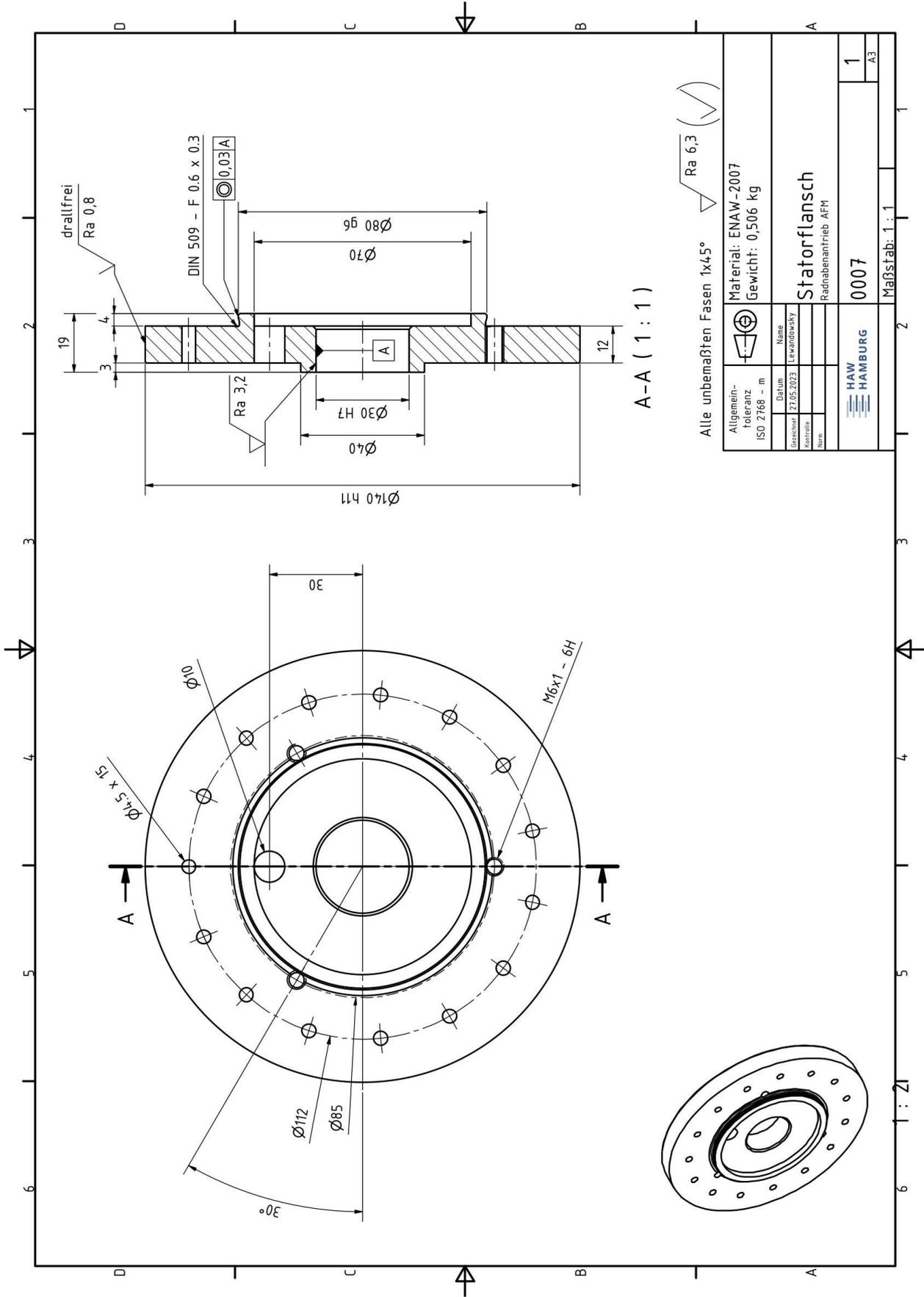


	Material: ENAW-2007 Gewicht: 0.888 kg
HAW HAMBURG	Reifenauflage Reifenauftrieb APK
1	Maßstab: 1 : 1

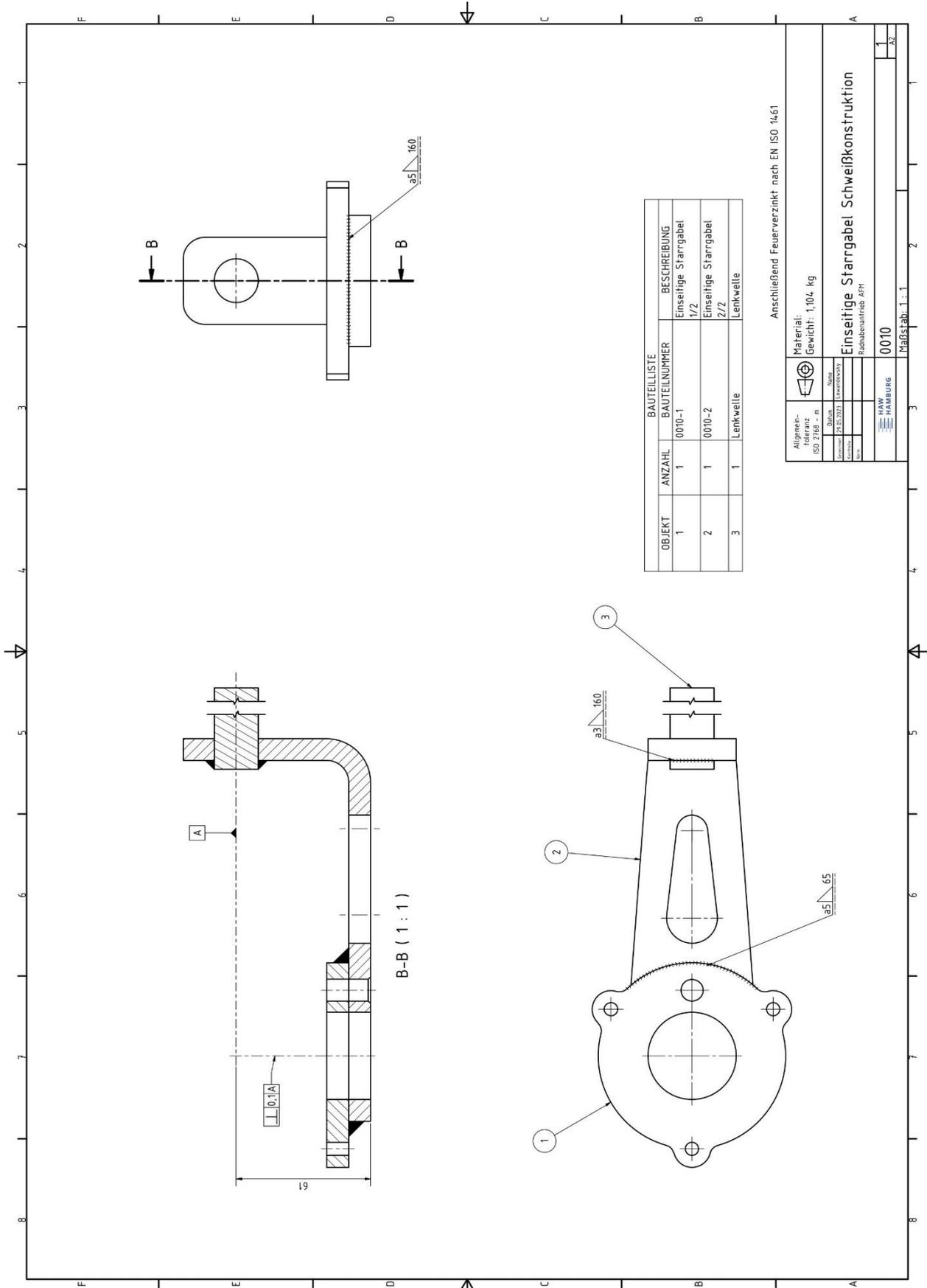
D.4 0006 Encoder Deckel



D.5 0007 Statorflansch



D.6 0010 Einseitige Starrgabel Schweißkonstruktion n. FEM



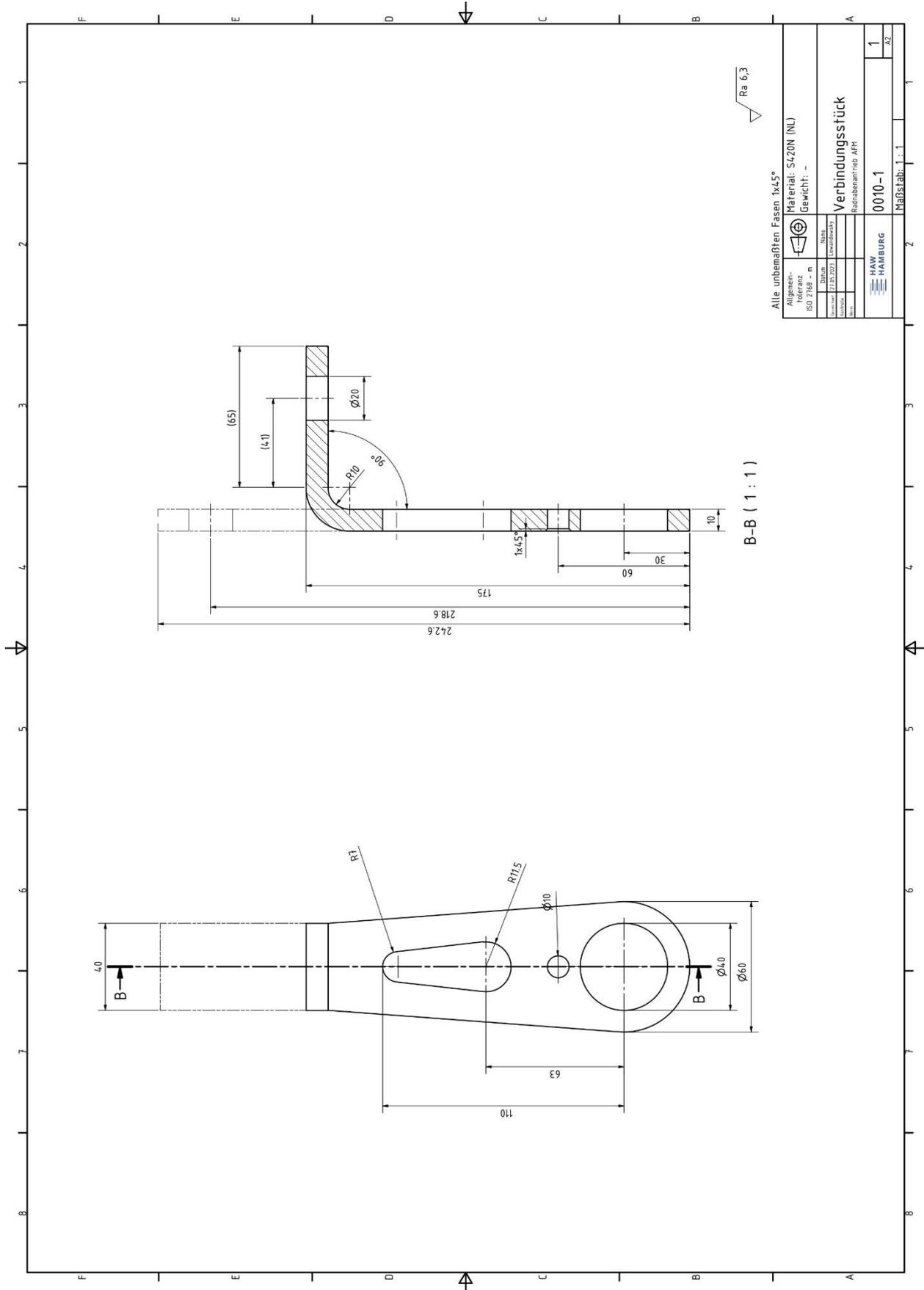
B-B (1 : 1)

OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILLISTE BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	0010-1	Einseitige Starrgabel 1/2
2	1	0010-2	Einseitige Starrgabel 2/2
3	1	Lenkwelle	Lenkwelle

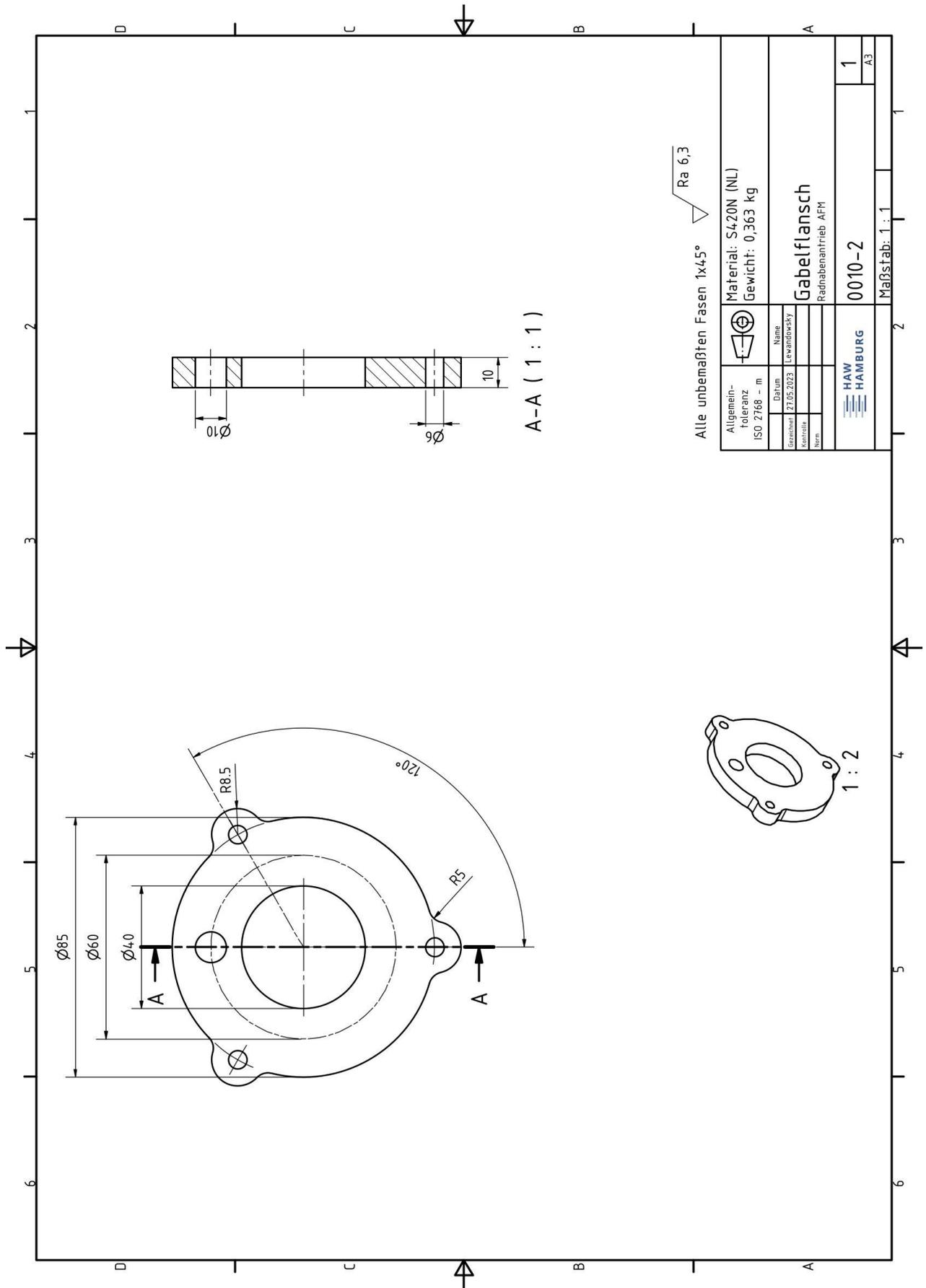
Anschließend Feuerverzinkt nach EN ISO 1461

Allgemeine Toleranz ISO 7168 - m	Material:
Datum:	Gewicht: 1,104 kg
Zeichnung: ZK 02.2023	Name:
Geometrie:	Einseitige Starrgabel Schweißkonstruktion
Maßstab:	Radantrieb ARH
MAN HAMBURG	0010
Maßstab: 1 : 1	1
2	2

D.7 0010-1 Verbindungsstück n. FEM



D.8 0010-2 Gabelflansch



Alle unbemaßten Fasen 1x45° Ra 6,3

Allgemeintoleranz ISO 2768 - m	Name Lewandowsky	Material: S420N (NL)	Gewicht: 0,363 kg
Datum 27.05.2023	Gezeichnet Lewandowsky	Gabelflansch Radnabenantrieb AFM	
Kontrolle	Sign.		
		0010-2	1
Maßstab: 1:1		A3	

D.11 Explosionszeichnung der Statorbaugruppe

OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	0007	Statorflansch
2	1	0008	Statorjoch
3	15	0009	Statorzähne
4	1	0010	Einsiehlige Statornabel
5	15	DIN 6912 - M4 x 50	Zylinderkopfschraube
6	15	ISO 4032 - M4	Sechskantmutter
7	3	ISO 4017 - M6 x 20	Sechskantschrauben mit Ganzgewinde

Material:	Radabtrieb APH
Gewicht:	-
Explosionszeichnung Stator	
Blatt:	1
Blattanzahl:	2
Maßstab:	1 : 1

Anhang E FEM-Simulationsberichte

E.1 Belastungsanalyse der Achse

Rückstoßkraft und -moment an Abhängigkeiten

Name der Abhängigkeit	Rückstoßkraft		Rückstoßmoment	
	Größe	Komponente (X,Y,Z)	Größe	Komponente (X,Y,Z)
Festgelegte Abhängigkeit:1	817,116 N	0 N	39,9343 N m	0 N m
		0 N		-39,9343 N m
		817,116 N		0 N m
Reibungslose Abhängigkeit:1	0 N	0 N	22,3186 N m	0 N m
		0 N		-22,3186 N m
		0 N		0 N m

Ergebniszusammenfassung

Name	Minimum	Maximum
Volumen	53959 mm ³	
Masse	0,17456 kg	
Von Mises-Spannung	0,000212459 MPa	57,8775 MPa
Sicherheitsfaktor	4,15611 oE	15 oE

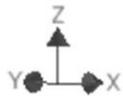
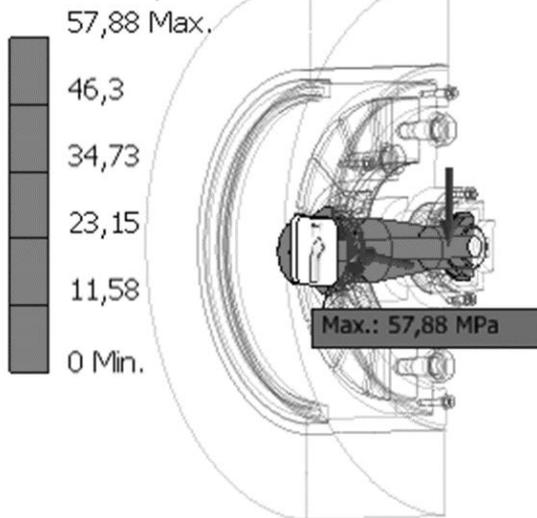
Zahlen

Von Mises-Spannung

Typ: Von Mises-Spannung

Einheit: MPa

27.06.2023, 19:15:57

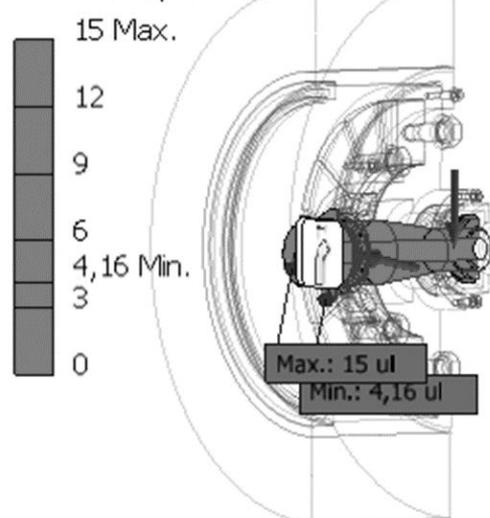


Sicherheitsfaktor

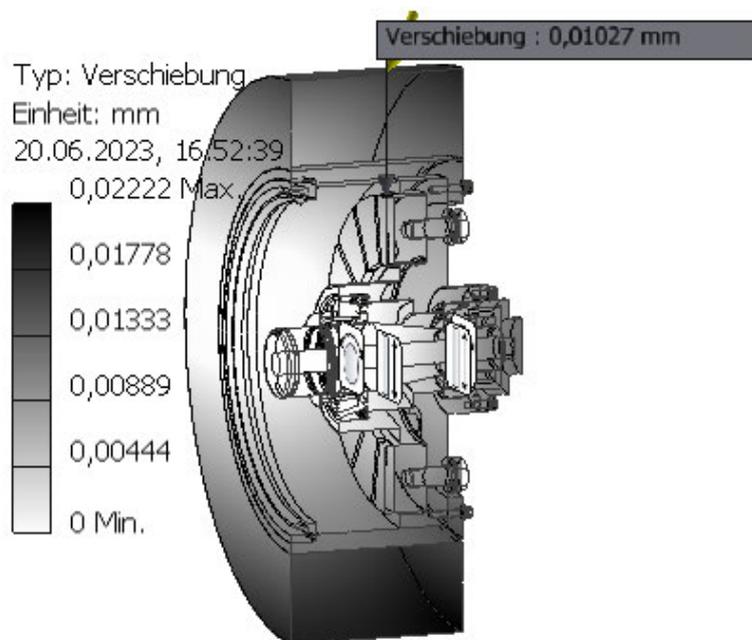
Typ: Sicherheitsfaktor

Einheit: ul

27.06.2023, 19:16:13



Verschiebung



E.2 Belastungsanalyse der Felge

Rückstoßkraft und -moment an Abhängigkeiten

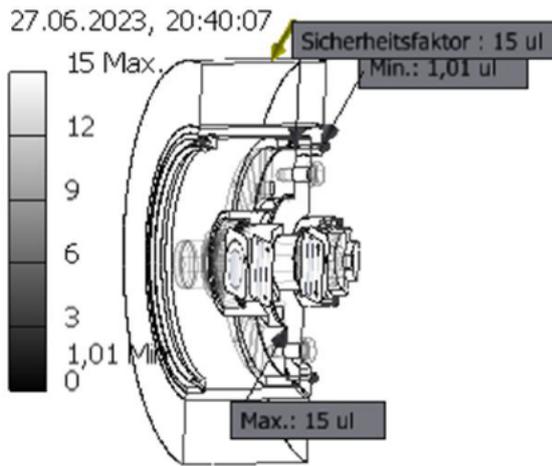
Name der Abhängigkeit	Rückstoßkraft		Rückstoßmoment	
	Größe	Komponente (X,Y,Z)	Größe	Komponente (X,Y,Z)
Reibungslose Abhängigkeit:1	3348,47 N	3348,47 N	17,1032 N m	0 N m
		0 N		16,8374 N m
		0 N		-3,00344 N m
Reibungslose Abhängigkeit:2	191,292 N	191,292 N	0,377624 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		0,377624 N m
Pin-Abhängigkeit:1	1973,63 N	1809,44 N	42,7068 N m	-42,6672 N m
		202,85 N		1,40794 N m
		761,567 N		1,18212 N m
Pin-Abhängigkeit:2	437,497 N	0 N	1,53764 N m	0 N m
		146,344 N		-1,41429 N m
		-412,295 N		-0,603424 N m

Ergebniszusammenfassung

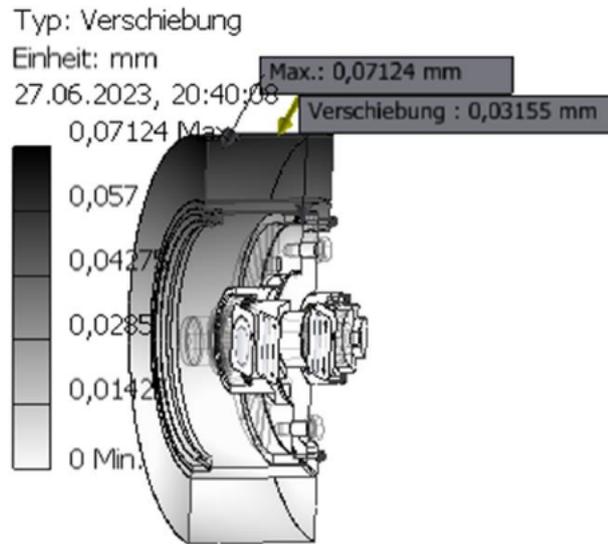
Name	Minimum	Maximum
Volumen	2776120 mm ³	
Masse	4,56822 kg	
Von Mises-Spannung	0,000000222141 MPa	681,651 MPa
1. Hauptspannung	-228,316 MPa	641,256 MPa
3. Hauptspannung	-873,989 MPa	173,399 MPa
Verschiebung	0 mm	0,0712447 mm
Sicherheitsfaktor	1,01078 oE	15 oE

Zahlen

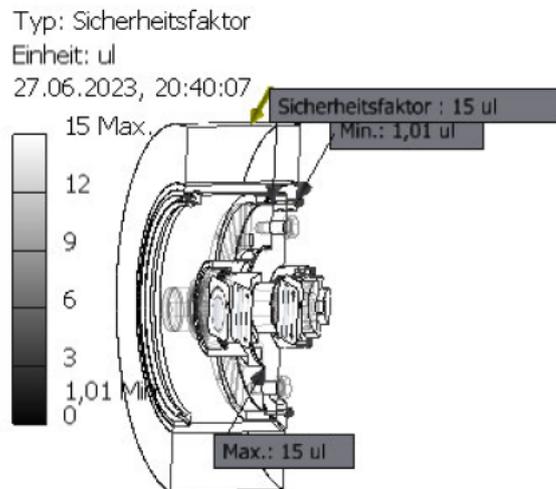
Von Mises-Spannung



Verschiebung



Sicherheitsfaktor



E.3 Belastungsanalyse des Stators

Ergebniszusammenfassung

Name	Minimum	Maximum
Volumen	421370 mm ³	
Masse	2,43453 kg	
Verschiebung	0 mm	0,00817475 mm
Sicherheitsfaktor	14,8701 oE	15 oE

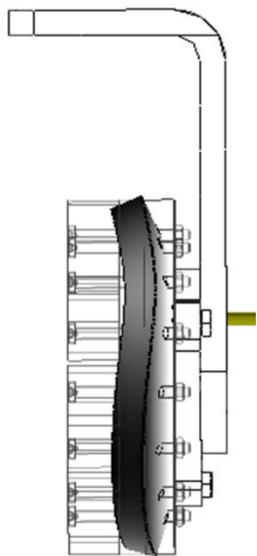
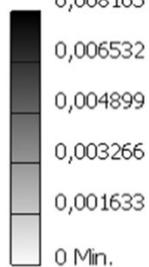
Rückstoßkraft und -moment an Abhängigkeiten

Name der Abhängigkeit	Rückstoßkraft		Rückstoßmoment	
	Größe	Komponente (X,Y,Z)	Größe	Komponente (X,Y,Z)
Festgelegte Abhängigkeit:1	5000 N	0 N	1,59505 m	0 N m
		-5000 N		0 N m
		0 N		1,59505 N m
Festgelegte Abhängigkeit:2	0 N	0 N	0 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		0 N m

Grafiken

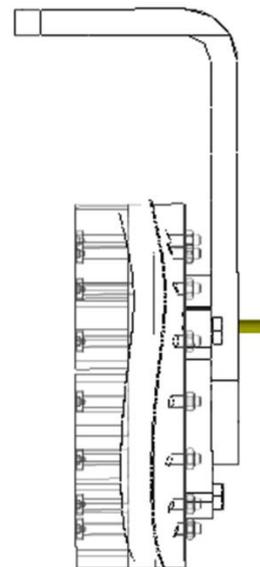
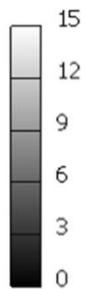
Verschiebung

Typ: Verschiebung
Einheit: mm
27.06.2023, 17:54:22
0,008165 Max.



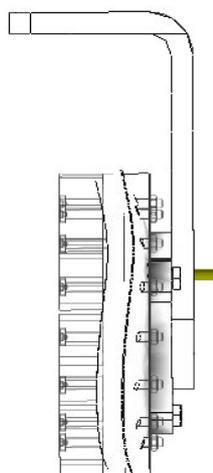
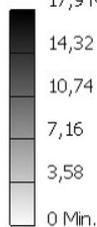
Sicherheitsfaktor

Typ: Sicherheitsfaktor
Einheit: ul
27.06.2023, 17:54:21



Von Mises Spannung

Typ: Von Mises-Spannung
Einheit: MPa
27.06.2023, 17:54:21
17,9 Max.



E.4 Belastungsanalyse der Starrgabel

Ergebniszusammenfassung

Name	Minimum	Maximum
Volumen	209410 mm ³	
Masse	1,64387 kg	
Von Mises-Spannung	0,0000000489579 MPa	686,744 MPa
Verschiebung	0,00000000284976 mm	3,25933 mm
Sicherheitsfaktor	0,611582 oE	15 oE

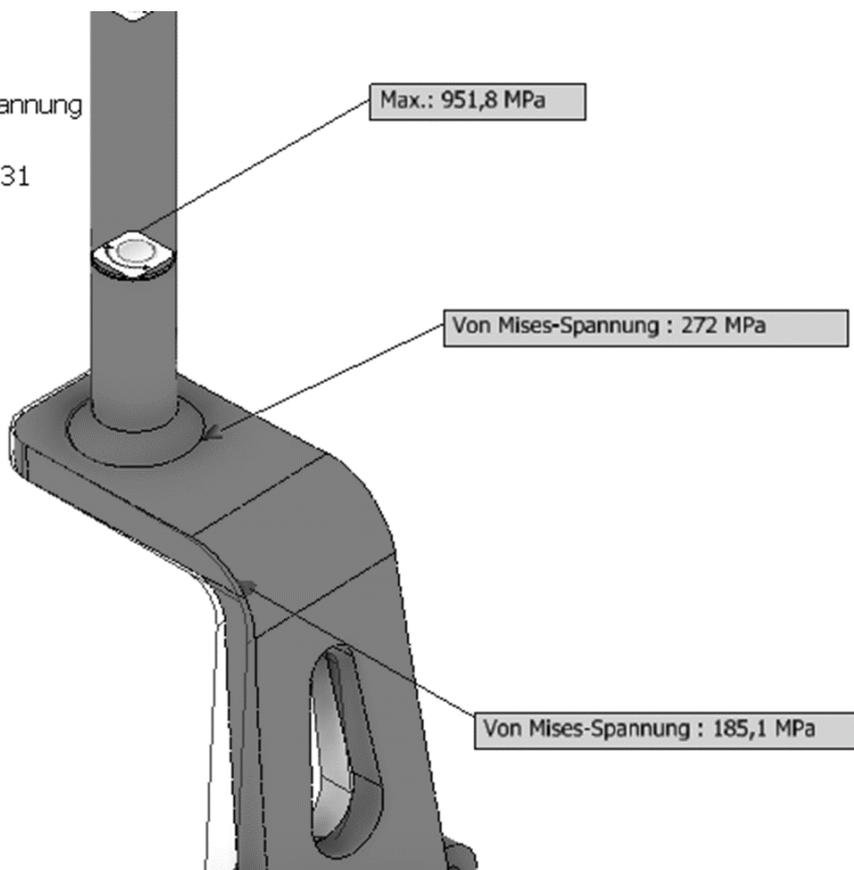
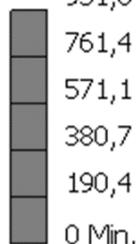
Rückstoßkraft und -moment an Abhängigkeiten

Name Abhängigkeit	der	Rückstoßkraft		Rückstoßmoment	
		Größe	Komponente (X,Y,Z)	Größe	Komponente (X,Y,Z)
Pin-Abhängigkeit:1	494,932 N	-349,985 N		52,953 N m	37,3232 N m
		0 N			0 N m
		-349,956 N			-37,5633 N m
Pin-Abhängigkeit:2	349,815 N	0 N		142,479 N m	100,864 N m
		-349,815 N			0 N m
		0 N			-100,631 N m

Grafiken

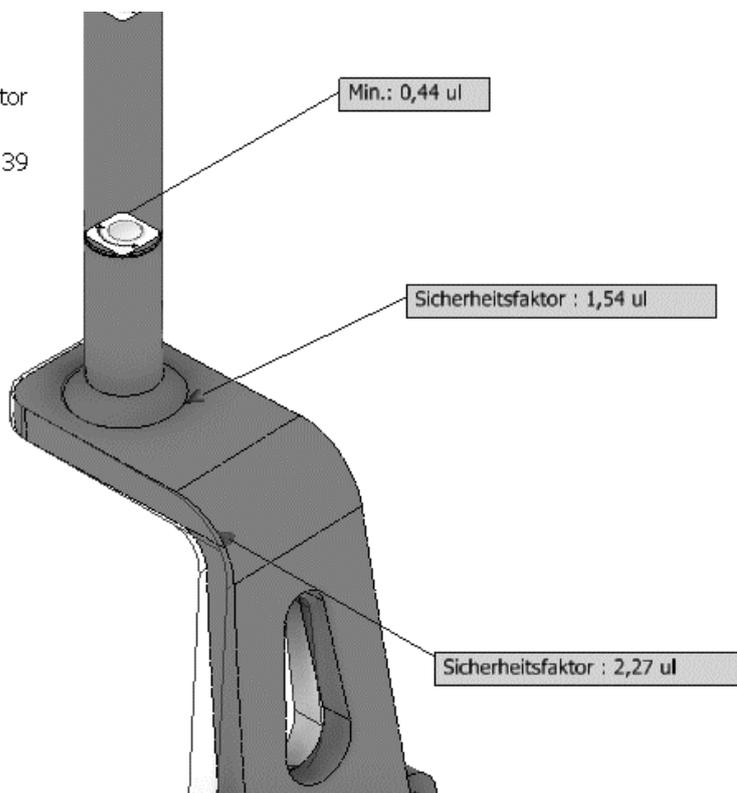
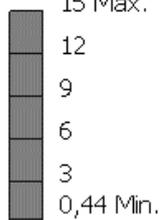
Von Mises-Spannung

Typ: Von Mises-Spannung
Einheit: MPa
27.06.2023, 17:10:31
951,8 Max.



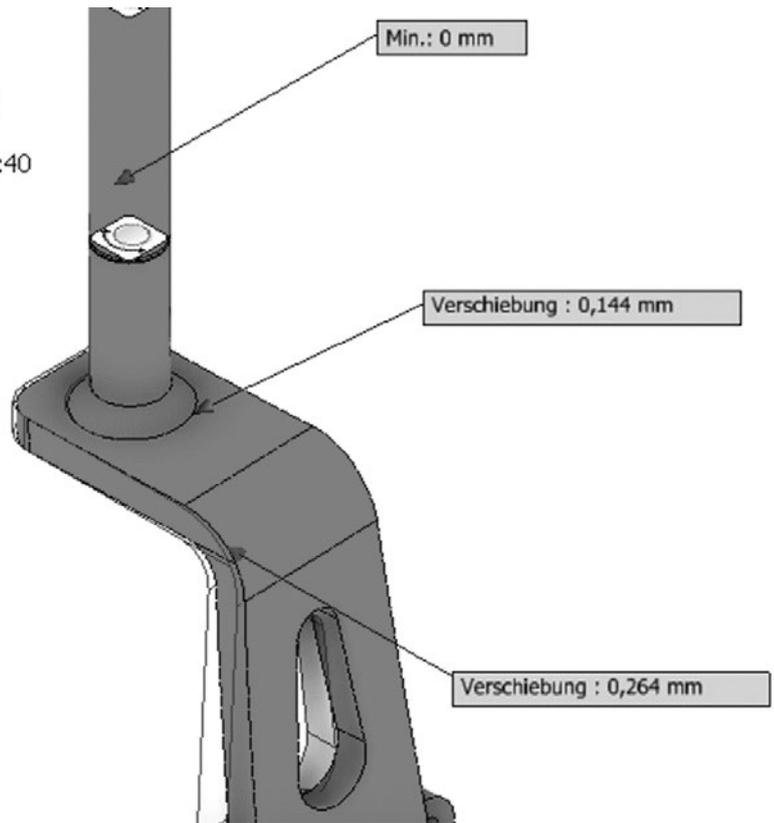
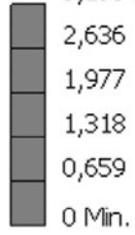
Sicherheitsfaktor

Typ: Sicherheitsfaktor
Einheit: ul
27.06.2023, 17:10:39
15 Max.



Verschiebung

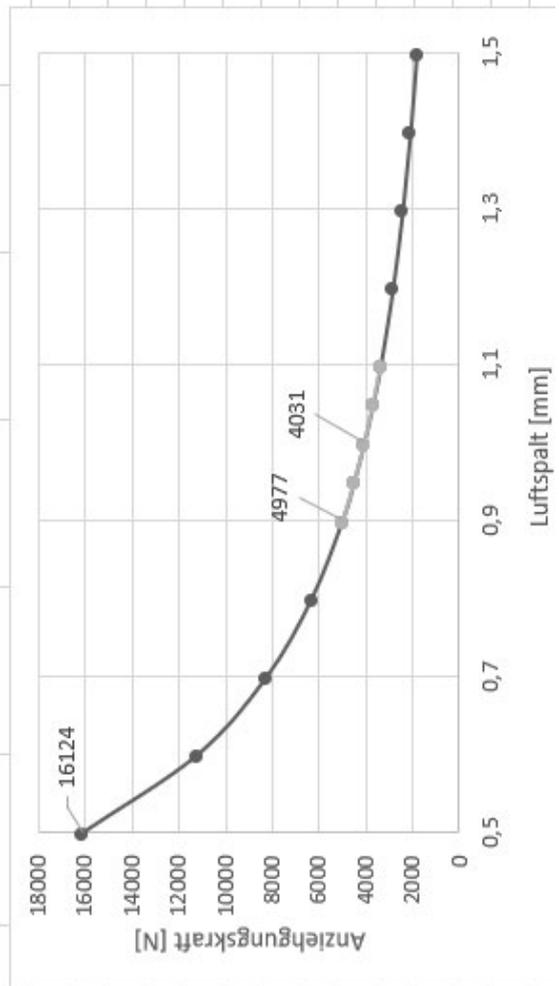
Typ: Verschiebung
Einheit: mm
27.06.2023, 17:10:40
3,295 Max.



Anhang F Berechnungen

F.1 Kraft im Luftspalt

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Luftspalt	0,001 m						Luftspalt [mm]	Kraft [N]	
2	Flussdichte	1,054 T						0,5	16124	
3	Konstante	0,001054 -						0,6	11197	
4	Grenzfläche	0,00056994 m ²						0,7	8227	
5	Permeabilität	1,2566E-06 Tm/A						0,8	6299	
6	Anzahl Pole	16 -						0,9	4977	
7								0,95	4467	
8								1	4031	
9								1,05	3657	
10								1,1	3332	
11								1,2	2800	
12								1,3	2386	
13								1,4	2057	
14								1,5	1792	



F.2 Biegelinie

```

1 function Biegelinie und Spannungsberechnung
2 k_A=1.1; # Anwendungsfaktor
3 A_y= -1167*k_A; #Kraft am Festlager [N]
4 B_y= 817*k_A; #Kraft am Loslager [N]
5 l_B=68; # Lastangriffspunkt des Loslagers gemessen von der Einspannung [mm]
6 l_A=10; # Lastangriffspunkt des Festlagers gemessen von der Einspannung [mm]
7 l_R=31; # Abstand zwischen Loslager und Luftspalt [mm]
8 n=0; # Hilfsvariable
9 D_Magnet=140 # Außendurchmesser der Magnete [mm]
10 E= 70000; #E-Modul von Aluminium [N/mm^2]
11 D=30; # Außenradius der Hohlachse [mm]
12 R=D/2; # Radius der Hohlachse [mm]
13 d=10; # Innendurchmesser der Hohlachse [mm]
14 t=(D-d)/2; #Hilfswert
15 M=E.y*(l_B-l_A); # Maximales Biegemoment [Nmm]
16 W=pi*(D^4-d^4)/(32*D); #Widerstandsmoment der Hohlachse [mm^3]
17 I=pi*R^3*t; #Flächenträgheitsmoment der Hohlachse
18 sigma= M/W; #Maximal auftretende Biegespannung
19 display(M/1000)
20 display(sigma)
21 for x=0:l:l_B
22     n=n+1;
23     x1(n)=x;
24     teta=x/l_B;
25     alpha_A=1_A/l_B;
26     alpha_B=1_B/l_B;
27     b_A(n)=[(-A.y*1_B^3)/6*(3*teta^2*alpha_A-teta^3+(teta-alpha_A)^3)]/(I*E); #Biegelinie für die Belastung an
        Lager A
28     b_B(n)=[(-B.y*1_B^3)/6*(3*teta^2*alpha_B-teta^3)]/(I*E); # Biegelinie für die Belastung an Lager B
29     a_A(n)=[(-A.y*1_B^3)/6*(6*x/l_B^2*alpha_A-3*x^2/l_B^3+3*(x/l_B-1_A/l_B)^2/l_B)/(I*E); # Biegung an durch
        die Belastung an Lager A [Rad]
30     a_B(n)=[(-B.y*1_B^3)/6*(6*x/l_B^2-3*x^2/l_B^3)]/(I*E); #Biegung durch die Belastung an Lager B [Rad]
31     a(n)=a_A(n)+a_B(n); # Superposition der Biegelinie
32     b(n)=b_A(n)+b_B(n); # Superposition der Biegung
33 end
34 winkel=alpha(l_R)*2*pi # Winkel der Hohl-Achse auf der Höhe des Luftspalts [°]
35 Abweichung=sin(alpha(l_R))*D_Magnet/2 #Maximale Abweichung des Luftspalts auf Grund der Achsbiegung [mm]
36 display(winkel)
37 display(Abweichung)
38 display(b(l_R)) # Biegung auf Höhe des Luftspalts [mm]
39 Test = sin(atan(b(l_R)/l_R))*D_Magnet/2;
40 display(Test)
41 figure
42 hold on
43 plot(x1,b_A,'g')
44 plot(x1,b_B,'b')
45 plot(x1,b,'r')
46 plot(x1(l_R),b(l_R),'x')
47 text(x1(l_R)+1,b(l_R),num2str(b(l_R)))
48 hold off
49 end

```




Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Lukas
Vorname: Lewandowsky

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Konstruktion und Systemintegration eines Radnabenantriebs auf Basis einer Axialflussmaschine

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

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

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

Datum

Unterschrift im Original