



Diplomarbeit

Auslegung und Optimierung eines Planetengetriebes für die Raumfahrt

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur und Master of Science

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand

Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung

eingereicht an der Technischen Universität Wien

von

Helmut Gabriel Schwarze

Matr.Nr. 0926153

Meidlinger Hauptstraße 67, 1120 Wien

Wien, am 23. Juli 2020

.....
(Helmut Gabriel Schwarze)

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre eidesstattlich, dass ich die Arbeit selbständig angefertigt, keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel benutzt und alle aus ungedruckten Quellen, gedruckter Literatur oder aus dem Internet im Wortlaut oder im wesentlichen Inhalt übernommenen Formulierungen und Konzepte gemäß den Richtlinien wissenschaftlicher Arbeiten zitiert, durch Fußnoten gekennzeichnet bzw. mit genauer Quellenangabe kenntlich gemacht habe.

Wien, am 23. Juli 2020

Helmut Gabriel Schwarze

Danksagung

Bei meinem Weg durch das Studium habe ich von vielen Menschen Unterstützung erhalten und all jenen diesen Abschnitt der Diplomarbeit widmen.

Mit Professor Michael Weigand hat mein Studium begonnen. Er war der Professor den ich vor Studienanfang kennen lernen durfte und der sich Zeit genommen hat, mir das Studium nahe zu bringen und die Universität vorzustellen. Nun bedanke ich mich bei ihm für die Unterstützung und Betreuung dieser letzten und größten Arbeit meines Studiums. Neben der Technischen Universität Wien habe ich auch die maschinenbaulichen Fakultäten der Montanuniversität Leoben und der Technischen Universität Graz besuchen dürfen und das dort gewonnene Wissen fließt in diese Arbeit ein.

Wissenschaftliche Leistungen ruhen stets auf den Schultern Anderer. Größter Dank gilt meiner Familie, die mir das Studieren ermöglicht hat und beibrachte Hürden zu meistern und niemals aufzugeben. Besonderer Dank gilt auch meiner Freundin und Freunden, darunter besonders Christoph Kumpf, die durch kritische Blicke und in persönlichen Diskussionen mit zur Erstellung dieser Arbeit beigetragen haben.

Neben dem erworbenen Wissen liegt der größte Schatz der Universität in den geschlossenen Freundschaften. Für all die Bekannten und großartigen Menschen, die mich auf meinem Weg begleitet haben, bin ich dankbar.

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Auslegung eines bereits existierenden Getriebes der Industrie und hat das Ziel und den Anspruch dieses Getriebe hinsichtlich seines Gewichtes zu optimieren. Die verfasste Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität Wien und einem Luft- und Raumfahrtunternehmen.

Zur erfolgreichen Bearbeitung des Themas ist die technische Ausbildung an der Technischen Universität im Studium Wirtschaftsingenieurwesen grundlegend. Sowohl die konstruktive Auslegung und Berechnung als auch die Auswertung der Daten passen zur maschinenbaulichen Ausrichtung des Studiums des Autors.

Die Diplomarbeit beinhaltet methodisches und analytisches Vorgehen bei der Auslegung eines Getriebes und dessen Konstruktion, sowie Informationen zu Leichtbau und Techniken zur Optimierung von Maschinenelementen. Die Arbeit ist damit sowohl für Studierende geeignet, die Zugang zum Thema Leichtbau und Optimierungsmethoden suchen, als auch für Ingenieure, die eine ähnliche Problemstellung lösen wollen. Zu Beginn der Arbeit wurde der Ist-Zustand analysiert, die Getriebegeometrie vermessen und einzelne Komponenten gewogen. In Gesprächen mit Professoren der Technischen Universität, Experten der Raumfahrtfirma und der Firma Airbus Helicopters wurden die möglichen Optimierungen diskutiert und die vielversprechendsten Optimierungen ausgewählt. Mit Hilfe von Berechnungsprogrammen, basierend unter anderem auf einer Finiten Elemente Methode, wurden die Kraftflüsse in den Getriebekomponenten dargestellt und die Festigkeit der optimierten Versionen nachgewiesen.

Abstract

The present master thesis deals with the design of an existing gear box used for industrial applications and pursues the goal of optimizing the subject gear box in terms of mass, as it is supposed to be used for space applications. This thesis was developed in cooperation with the Technical University of Vienna and an aerospace company.

Fundamental for successful work on this subject is the education obtained during the study course of “Industrial Engineering and Management” at the Technical University. Design and calculation as well as the simulation of results match the specialization of engineering during the studies of the author.

This master thesis includes a methodical and analytical approach for the constructive computer aided design of the gears, the gearbox component calculation as well as information regarding light weight construction techniques. Therefore this thesis might be helpful for students accessing the sector lightweight materials and methods for optimization, and for engineers solving similar problems. At the beginning of the project the current state of the gear box was analyzed. The drive geometry was measured and several parts were weighed. Conversation with professors from the Technical University, experts of the aerospace company and the company Airbus Helicopters led to potential optimizations, while the choice of high potential options was followed by selection of the most promising ones. With the assistance of calculation programs based on finite element method in structural mechanics the distribution of forces was made visible. The reliability of optimized versions has been proven.

Inhaltsverzeichnis

1	Abkürzungsverzeichnis	1
2	Geschichtliche Entwicklung von Planetengetrieben	2
3	Funktionsweise eines Planetengetriebes	5
4	Zielsetzung	10
5	Getriebekonstruktion	12
5.1	Status bei Projektbeginn	12
5.2	Konstruktion des Planetengetriebes	15
5.3	Fertigungsverfahren	16
6	Vermessung des GPL032	20
6.1	Interpretation der erfassten Daten	21
6.2	Eingesetztes bildgebendes Verfahren	24
6.3	Abwiegen der Einzelteile	28
6.4	Fehlerbetrachtung	29
7	Festigkeitsberechnung	30
8	Bewertung des Ist-Zustandes	37
9	Optimierung des Planetengetriebes	39
9.1	Anforderungen an das Planetengetriebe	40
9.2	Optimierungskriterien	41
9.3	Optimierung hinsichtlich Material	42

9.4	Optimierung der Planetenträger	45
	Optimierungsstudie Alpha	46
	Optimierungsvorschlag Beta	49
	Optimierungsvorschlag Gamma	51
	Optimierungsvorschlag Delta	53
	Optimierungsvorschlag Epsilon	56
9.5	Optimierung des Gehäuses	61
	Optimierungsstudie Anna	62
	Optimierungsvorschlag Berta	63
	Optimierungsvorschlag Clara	65
	Optimierungsvorschlag Doris	66
9.6	Optimierung der Planetenzahnräder	69
9.7	Lagerauslegung	71
10	Zusammenfassung	73
A	Anhang	83
	Bibliography	85

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Kapitel 1

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CAD	Computer Aided Drawing
CATIA	Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application
FEM	Finite Elemente Methode
CFK	Kohlefaserverbundwerkstoff
AG	Aktiengesellschaft
SKA	Hans Saurer Kugellager AG
ZF	Zahnradfabrik Friedrichshafen
BMW	Bayerische Motorenwerke
Kfz	Kraftfahrzeug
Abb	Abbildung
RUAG	RüstungsUnternehmen-AktienGesellschaft
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
TU	Technische Universität
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VDE	Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik
IGS	Initial Graphics Exchange Specification
GPL032	Gysin Planetengetriebe mit Nummer 032
lt.	laut

Kapitel 2

Geschichtliche Entwicklung von Planetengetrieben

Planetengetriebe sind schon lange in der Geschichte bekannt und kommen bereits seit Jahrhunderten zur Anwendung. Eine der ersten überlieferten Anwendungen ist der Südzeigerwagen (Kompasswagen) des chinesischen Ingenieurs Ma Jun (um 200 bis 265 n. Chr.). Es handelt sich dabei um einen zweirädrigen Wagen der von Pferden gezogen werden konnte. Zwischen den Rädern des Wagens war ein Getriebe angebracht, auf dessen Oberseite eine Figur mit ausgestrecktem Arm montiert war. Ursprünglich dazu entwickelt, damit Gesandte und Herolde des Militärs hinter den Fronten den Weg nach Hause finden konnten, reagiert der Wagen auf Richtungsänderungen, wobei der Arm der Figur immer nach Süden wies. Damit diese Anordnung funktionieren konnte, musste sich in dem Gefährt ein Planetengetriebe befinden haben.^{1 2} Abbildung 2.1 zeigt den Südzeigerwagen.

Die Verwendung von Planetengetrieben hat einige Vorteile gegenüber anderen Getrieben. Planetengetriebe zeichnen sich durch eine hohe Leistungsdichte und geringes Gewicht aus. Zudem verfügen Sie über geringe Massenträgheitsmomente und einen kleinen Bauraum. Dementsprechend sind sie bei großen Drehmomenten besonders kostengünstig, da hier der Materialpreis von entscheidender Bedeutung ist. Weiterhin sind sie für alle mobilen Anwen-

¹H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 1998.

²J. Fullman J. Farndon H. Ferguson. *Ingenieure*. München: Dorling Kindersley Verlag GmbH, 2014.



Abbildung 2.1 Rekonstruktion des Südzeigerwagens aus Holz des Ingenieurs Ma Jun. Das Original ist verloren gegangen [7]

dungsfälle hochinteressant aufgrund ihres geringen Gewichts. Planetengetriebe kommen in allen Bereichen der industriellen Antriebstechnik und genauso im Fahrzeugbereich zum Einsatz. Im Allgemeinen sind Planetengetriebe leistungsverzweigte Getriebe. Die Aufteilung des Leistungsflusses über mehrere Zweige führt dazu, dass man die Getriebe sehr klein bauen kann.³

Im Bild 2.2 ist ein Achtgang-Automatik-Getriebe gezeigt, wie es im Fahrzeugmodell 520d von BMW seit dem Jahr 2009 zum Einsatz kommt. Das Automatikgetriebe überzeugt mit einer harmonischen Gangwahl sowie niedrigem Verbrauch des Fahrzeuges. Neben dem geringen Bauraum, der für die Planetengetriebe innerhalb des Automatikgetriebes nötig ist, sind die Planetengetriebe für die automatische Schaltung der Übersetzungen für die einzelnen Gänge ohne Kraftflussunterbrechung zuständig.

Die Entwicklungstendenz für Planetengetriebe geht hin zu einer größeren Zahl von Planetenrädern, größeren Zahnbreiten, Verzahnungskorrekturen, verbesserter Fertigungstechnik, geschliffene Hohlräder, Schrägverzahnungen, Verbesserung des Geräuschverhaltens und ei-

³Verein deutscher Ingenieure (VDI). *Zahnradgetriebe 99 Planetengetriebe*. Tagung Wiesloch, Mar. 1999.

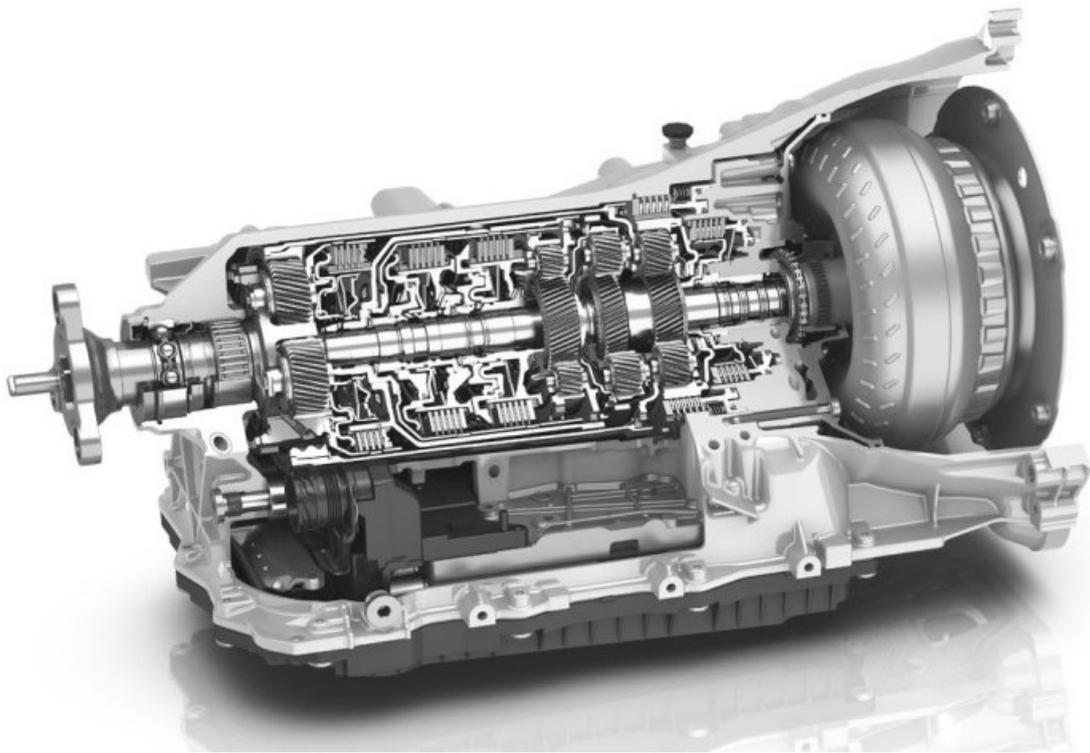


Abbildung 2.2 Achtgang-Automatik der Firma ZF in BMW Auto 520d. Rechts im Bild ist der Drehmomentenwandler zu sehen. Die Gänge des Automatikgetriebes funktionieren als Planetengetriebe und werden durch Lamellenkupplungen zugeschaltet. [3]

ner Verringerung des Getriebebaus. ⁴

⁴Benny. *ZF Achtgang-Automatik: Facelift gibt Debüt in BMW 520d mit B47*. <http://www.bimmertoday.de/2014/08/21/8hp-zf-achtgang-automatik-2014-bmw-520d-b47/>. Aug. 2014.

Kapitel 3

Funktionsweise eines Planetengetriebes

Planetengetriebe und alle sonstigen Bauarten von Umlaufgetrieben unterscheiden sich von üblichen zwangsläufigen Standgetrieben infolge ihres höheren Freiheitsgrades ($F=2$) durch vier besondere Einsatzmöglichkeiten:

1. Übertragung von Drehbewegungen auf Räder, die ihrerseits in einer rotierenden Ebene oder auf einem um eine feste Achse umlaufenden Steg gelagert sind, z. B. in Seilereimaschinen, Rührwerken oder in Planetarien zur Darstellung der Planetenbewegungen
2. Verwirklichung eines genauen Übersetzungsverhältnisses, auch wenn diese hohe Primzahlen enthält
3. Erzeugung sehr großer Übersetzungen nach dem Differentialprinzip mit nur wenigen Zahnrädern
4. Zusammenführung (Überlagerung) von zwei oder mehr voneinander unabhängigen Drehbewegungen auf ein gemeinsames Abtriebsglied.¹

Beim Arbeiten mit Planetengetrieben ist es nötig folgende Begriffe zu erklären:

¹H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 1998.

Leistungsverzweigung ist die über mehrere Planetenräder verzweigte Leistung die auf eine Welle oder ein Zahnrad geführt wird.

Leistungsteilung gibt einen Hinweis auf den Betriebszustand. Es ist kein Charakteristikum des Getriebes.

Leistungssummierung: In einem Umlaufgetriebe mit zwei Antriebswellen werden deren Leistungen summiert und die Gesamtleistung an der Abtriebswelle abgeführt. Getriebe, welche in diesem Betriebszustand laufen, werden „Summiergetriebe“ oder „Sammelgetriebe“ genannt. Diese Namen bezeichnen einen Verwendungszweck oder Betriebszustand, der grundsätzlich bei jedem Umlaufgetriebe möglich ist.²

Zur Begriffsbestimmung wird in folgender Abbildung 3.1 eine Stufe eines Planetengetriebes erklärt. Allgemein besteht eine Stufe eines Planetengetriebes aus Hohlrad, Planetenrad, dem Steg auf dem die Planeten montiert sind und dem Sonnenrad. In einer Stufe sind die Zahnräder (Hohlrad, Sonnenrad und Planetenrad) gleichzeitig im Eingriff.

Allgemein sind Zahnräder Grundkörper mit aufgesetzten Zähnen, die paarweise mit ihren Zähnen ineinander greifen, um eine zwangsläufige Drehbewegung und Übertragung von mechanischer Energie zwischen zwei Wellen zu bewerkstelligen.³

Beim Aufbau eines Planetengetriebes, können auch wirtschaftliche Gesichtspunkte im Vordergrund stehen. Das folgende Diagramm zeigt wie durch Leistungsverzweigung Kosten eingespart werden können.

Während in der Automobilindustrie Kostenoptimierung eine große Rolle spielt, sind in der Raumfahrtindustrie dagegen die Kosten einzelner Bauteile von geringerer Bedeutung.

Auf der Ordinate des Diagramms 3.2 sind die Herstellkosten pro Drehmoment gegeben und der Komplexität des Getriebes auf der Abszisse gegenübergestellt. Die Komplexität des Getriebes äußert sich in der Anzahl der Zahnräder im Getriebe. Eine Stufe eines Plane-

²H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 1998.

³Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand. *Maschinenelemente*. Vierte Auflage. TU Wien, 2012.

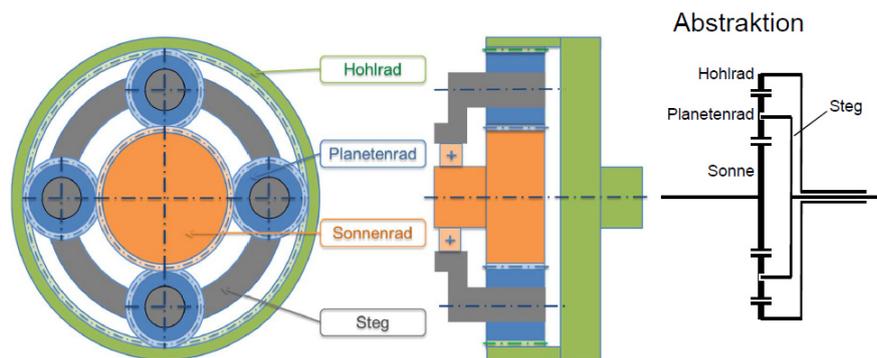


Abbildung 3.1 Begriffsbestimmung bei Planetengetrieben anhand einer Stufe eines Planetengetriebes [10]

tengetriebes ist eine Gruppe aus Zahnrädern die gleichzeitig im Eingriff sind. Die Wege weisen auf den Kraftfluss durch Verzahnungen, Zahnrad und Wellen hin. Durch die Verlagerung von Zahnrädern in ein innenverzahntes Hohlrad sinkt die Baugröße bei gleicher Momenten-Belastung. Für die Funktionstüchtigkeit eines Planetengetriebes ist mindestens ein Planetenzahnrad notwendig. Jeder weitere Planet verringert die Baugröße, jedoch erhöht sich mit jedem Planetenrad der Grad der statischen Überbestimmtheit des Getriebes um eins.

Das Ergebnis der Leistungsverzweigung durch mehrere Zahneingriffe im Planetengetriebe schlägt sich auf einen sehr guten Wirkungsgrad im Vergleich zur Baugröße nieder. Die folgende Tabelle 3.4 gibt Aufschluss darüber, wie Planetengetriebe, Stirnradgetriebe und Schneckengetriebe hinsichtlich der Attribute Gewicht, Volumen und Wirkungsgrad miteinander verglichen werden können.

Die Tabelle 3.4 stellt Stirnrad-, Planeten- und Schneckengetriebe nach Gewicht, Volumen und Wirkungsgrad gegenüber.

Volumen und Gewicht von Stirnradgetrieben sind bei ähnlichem Wirkungsgrad um 40 bis 50 Prozent höher als bei vergleichbaren Planetengetrieben. Die Verwendung eines Planetengetriebes macht im Hinblick auf Energieeffizienz Sinn.

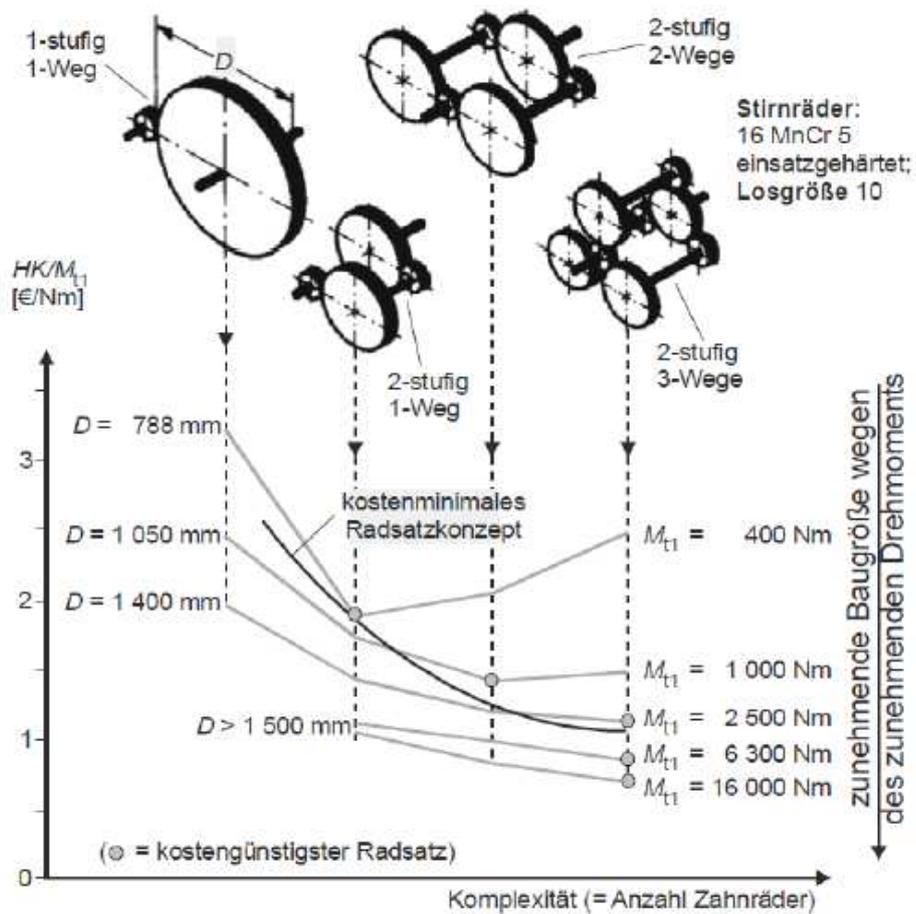


Abbildung 3.2 Kostenreduktion durch Leistungsverzweigung mit eingezeichnetem kostenminimalem Radsatzkonzept im Verhältnis zur Komplexität des Getriebes durch die Anzahl der Zahnräder. [10]

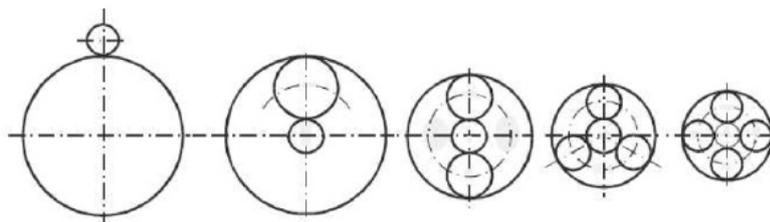


Abbildung 3.3 Größenvergleich von Getrieben gleicher Momentenbelastbarkeit. Durch die Lastaufteilung auf mehrere parallele Zahnengriffe, sinkt die Größe des Planetengetriebes absteigend von links nach rechts. [10]

Einstufiges Planetengetriebe	Gewicht	Volumen	Wirkungsgrad Vergleich
	100 %	100 %	0,985
Einstufiges Stirnradgetriebe	140 %	145 %	0,985
Zweistufiges Stirnradgetriebe mit nebeneinander liegenden Wellen	150 %	140 %	0,98
Zweistufiges Stirnradgetriebe mit fluchtender An- und Abtriebswelle	145 %	140 %	0,98
Schneckengetriebe	135 %	130 %	0,93/ 0,925 *

Bezogen auf gleiche Werkstoffe und gleiche Beanspruchungen, $n = 1.500 \text{ min}^{-1}$;
 (*=stark abhängig von Wahl der Antriebsseite, bei $\eta \rightarrow 0$ zunehmende Differenz)

Tabelle 3.4 Leistungsdichte und Wirkungsgrad eines einstufigen Planetengetriebes im Vergleich mit Stirnradgetrieben und Schneckengetrieben [10]

Kapitel 4

Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist das Gewichtsoptimieren eines bestehenden Planetengetriebes, genannt GPL032, für Raumfahrtanwendungen. Es soll dieses Planetengetriebe hinsichtlich seiner Masse optimiert werden. Bei der Optimierung darf sich die Funktion des Getriebes nicht verschlechtern. Das Basis-Getriebe, das für die Berechnung und Optimierung verwendet wird, wurde von der Firma Gysin in der Schweiz hergestellt.

Das bestehende handelsübliches Getriebe wurde von der Firma RUAG ausgewählt. Das Getriebe dient einem laufendem Projekt der Firma RUAG und soll für die Raumfahrt-Anwendung gewichtsoptimiert werden, da Gewicht neben der Sicherstellung der Funktionalität, der wichtigste Parameter ist. Durch die Optimierungen darf die Funktionalität nicht beeinträchtigt werden. Ebenso sollen Abmaße und insbesondere Außenabmessung nicht geändert werden.

Das Getriebe soll fester Bestandteil im Stellmechanismus einer Antriebsdüse eines Satelliten werden. Damit muss das Getriebe in ein definiertes Interface passen. Das bereits existierende Getriebe entspricht diesen Anforderungen und das gewichtsoptimierte Planetengetriebe soll diesen Anforderungen auch entsprechen. Auf die Basisgeometrien wurde in dieser Arbeit Rücksicht genommen, und die Abmaße wurden übernommen.

Um das Ziel eines möglichst optimierten Getriebes zu erreichen, wird zuerst der Ist-Zustand analysiert und das bestehende Getriebe vermessen und konstruiert. Eine Berechnung der vorherrschenden Verzahnungskräfte bei gegebenen Anforderungen zeigt, neben der Vermessung, Optimierungspotentiale auf. Die Vorschläge zur Optimierung werden aufgezeigt und mittels Finite Elemente Methoden überprüft. Zuletzt werden die Ergebnisse der Arbeit diskutiert.

Gestellte Aufgabenstellung der Firma RUAG Space GmbH:

- Berechnung des vorliegenden Planetengetriebes nach modernen Rechenmethoden und unter Verwendung von Berechnungssoftware zur Auslegung des Getriebes.
- Optimierung der Getriebekomponenten in geometrischer Hinsicht (Material wurde bei Stahl belassen. Hier sollen nur Möglichkeiten, Vor- und Nachteile aufgezeigt werden.)
- In Raumfahrt wie Rennsport zählt jedes Gramm, demnach ist es von großer Wichtigkeit, ein mehrfach eingebautes Teil wie das Getriebe an den Steuerdüsen zu optimieren und effizient zu konstruieren.
- Optimierung von Masse und Geometrie
- Funktion und Wartungsfreiheit muss gegeben sein

Kapitel 5

Getriebekonstruktion

Bevor eine Optimierung durch Simulationen durchgeführt werden kann, muss das Getriebe in den richtigen Abmessungen in einem CAD Modell gezeichnet werden. Das nachfolgende Kapitel setzt sich zum Ziel das Getriebe maßstabsgetreu nachzuzeichnen und damit die Vorbereitungen für die Optimierung zu liefern.

5.1 Status bei Projektbeginn

In den Abbildungen 5.1, 5.2 und 5.3 wird das Getriebe vorgestellt. Das ursprüngliche Getriebe ist vom Typ GPL032 von der Schweizer Firma Gysin.



Abbildung 5.1 Planetengetriebe GPL032 mit Deckel [9]

Zur Analyse wurde das Getriebe in seine Einzelteile zerlegt wie im Bild 5.2 dargestellt ist.



Abbildung 5.2 Außenansicht des Gehäuses, Planetenträger der 2. Stufe und Planetenzahnräder

In der Explosionszeichnung sind zudem der Deckel und das Abtriebsritzel des Planetengetriebes gezeigt. Verschlussen wird das Getriebe mit einer Dichtung, dem Deckel, Abtriebsritzel und drei Befestigungsschrauben, siehe Abbildung 5.3. Die Pins am Planetenträger auf denen die Planetenzahnräder gelagert werden, sind in den plattenförmigen Planetenträger eingepresst worden.



Abbildung 5.3 Planetengetriebe mit Papierdichtung, Deckel und Abtriebsritzel [9]

In folgendem Bild 5.4 ist das Innere des innenverzahnten Hohlrades gezeigt. Hier ist anzumerken, dass die Zähnezahl des Hohlrades in die Berechnungen stets negativ einzusetzen ist (Innenverzahnung).

Es folgt eine Konstruktionszeichnung des Planetengetriebes in Abbildung 5.5. Mit 4 Schrauben wird das Getriebe verschraubt und gesichert. Zu sehen ist die Antriebswelle und das Gehäuse des Planetengetriebes.

In der Zeichnung 5.6 ist zu sehen, wie ein Elektromotor (E-Motor) an das Planetengetriebe-



Abbildung 5.4 Innenansicht des Gehäuses. Sichtbar ist die 1. Stufe des Planetengetriebes und die Fettschmierung als weiße Paste (die zweite Stufe mit Planeten wurde im Bild herausgenommen)

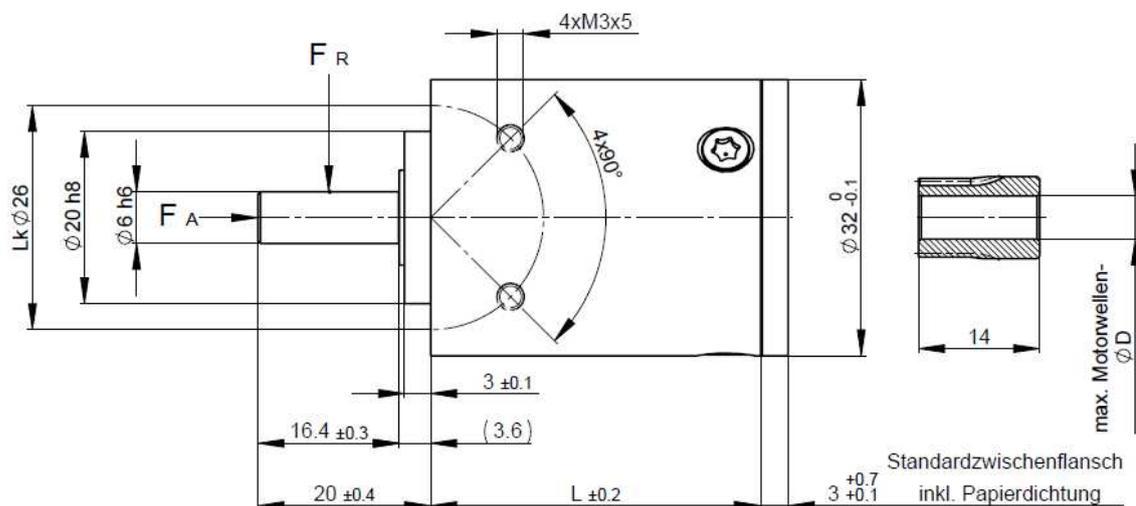


Abbildung 5.5 Konstruktionszeichnung des Planetengetriebes GPL032 [9]

be mit Hilfe von Schrauben und einer Papierdichtung angebracht werden kann. Über das Antriebsritzel wird das Motorenmoment in das Getriebe eingeleitet.

Bei einer Optimierung nach Masse ist es nötig einen gesamtheitlichen Überblick über alle Komponenten des zu optimierenden Bauteiles zu haben. Nach einer Ermittlung des „Ist-Zustandes“ muss jede Komponente hinsichtlich ihrer Optimierbarkeit überprüft werden. Zusammen mit der Kenntnis über entsprechende Sicherheiten des Bauteils sollte die Optimierung dann durchgeführt werden.

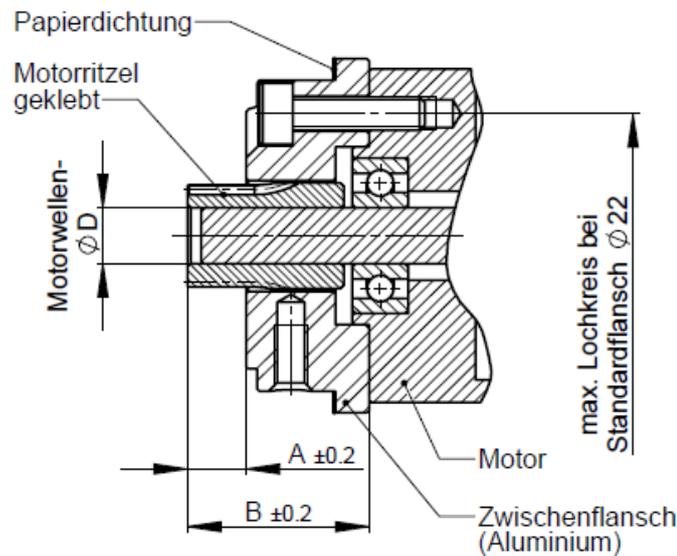


Abbildung 5.6 Motorenanbau an das Planetengetriebe [9]

In der Tabelle 5.1 sind die bekannten Daten und Angaben zum Getriebe GPL032 aufgelistet. Anforderungen an den Werkstoff sind hohe Festigkeit bei gleichzeitiger geringer Spannungsrisskorrosion und geringer Neigung zum Kaltverschweißen. Zudem soll der Werkstoff mit Standardwerkzeugen, wie übliche Fräser und Bohrer, bearbeitbar sein.

5.2 Konstruktion des Planetengetriebes

Nach dem Vorbild des Planetengetriebes der Firma Gysin, wurde das nachfolgend vorgestellte CAD-Modell entwickelt.

Die Lager und ein Planetenträger aus dem Gesamtgetriebe herausgenommen, zeigt das nachfolgende Bild 5.7. Um einen Einblick in das Getriebe zu erhalten, sind Deckel und Antriebsritzel nicht abgebildet.

Zusammengesetzt ist das Planetengetriebe in den Abbildungen 5.8 und 5.9 gezeigt.

Ein Schnitt durch das Getriebe zeigt den Aufbau in Bild 5.10.

Bezeichnung	Kürzel	Wert
Leistung	P	6W pro Stufe
maximale Antriebsdrehzahl Kurzzeitbetrieb	n_{kurz}	8000 1/min
maximale Antriebsdrehzahl Dauerbetrieb	n	5000 1/min
Ausgangsmoment (abgegriffen an Sonnenrad)	M_{aus}	9 Nm
Zähnezahl Planet (Außenverzahnung positiv)	z_P	26
Zähnezahl Sonne (Außenverzahnung positiv)	z_S	9
Zähnezahl Hohlrads (Innenverzahnung negativ)	z_H	-63
Sicherheitsfaktor für Festigkeitsberechnung	S	>1,25
Zahnradmaterial		Cronidur 30
Erlaubte Schiefstellung der Pins		<1,1 der Originalstellung
Moment pro Pin	M_{PIN}	3 Nm pro Pin
Modul	m	0,4
Lebensdauer	L	ca. 100 Mio. Umdrehungen
Anwendungsfaktor	K_A	1 (Moment ist genau überlegt)

Tabelle 5.1 Getriebe Leistungsdaten und Bezeichnungen (Anmerkung: Die Markenbezeichnung Cronidur 30 ist ein Messerstahl. X30CrMoN15-1 nach DIN-Norm Bezeichnung)

Härte	58 HRc
Elastizitätsmodul	185 GPa
Zerreißfestigkeit	215 GPa
Bruchdehnung	3%
Bruchzähigkeit	>20 MPa \sqrt{m}

Tabelle 5.2 Werkstoffkennwerte des Werkstoffs Cronidur 30

5.3 Fertigungsverfahren

Gegenwärtig verfügt die Industrie über eine große Auswahl an Verfahren zur Fertigung von Spezialteilen. In den letzten Jahren ist die Entwicklung des 3D-Drucks für Spezialteile vorangeschritten. Dieses generative Fertigungsverfahren kann fast beliebige Teile aus der virtuellen Produktentwicklung real aufbauen.

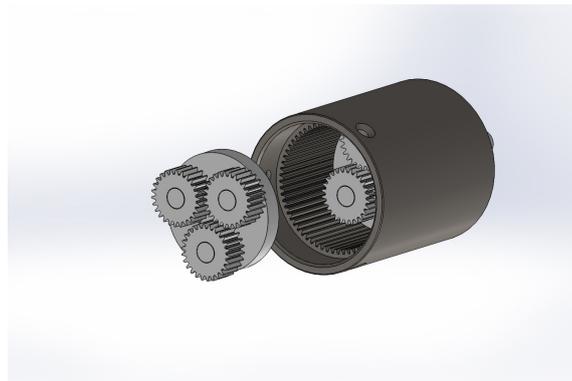


Abbildung 5.7 Getriebe Explosionszeichnung der Nachkonstruktion

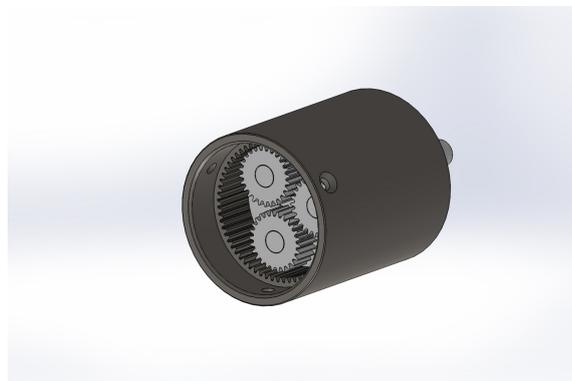


Abbildung 5.8 Zusammengesetztes Planetengetriebe

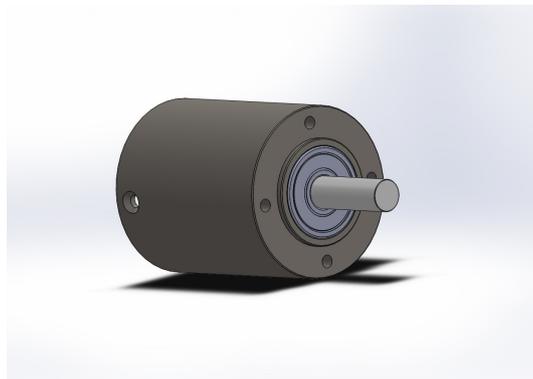


Abbildung 5.9 Zusammengesetztes Planetengetriebe in der Rückansicht mit Gewindebohrungen

Generative Fertigungsverfahren sind äußerst zukunftssträftig. Ein Fertigungsverfahren wie der 3D-Druck wird dazu genutzt, Teile dreidimensional aufzubauen. Dabei werden Strangmaterial oder Pulver geschmolzen und die Formen schichtweise aufgebaut.

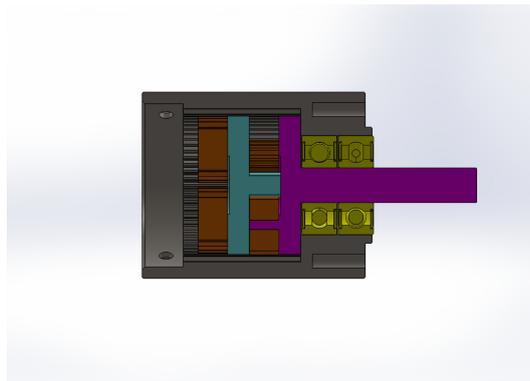


Abbildung 5.10 Schnitt durch die Mitte des Gesamtgetriebes. Zu sehen sind die beiden Planetenstufen des Getriebes mit der ersten langsam drehenden Stufe in Lila und der schnell drehenden zweiten Stufe in Cyan. Darauf sitzen die Planetenräder in orange gelagert auf Pins. Sowie die beiden Kugellager des Getriebes in gelb

Andreas Spaeth, deutscher Journalist in der Luftfahrt, beschreibt in einem Artikel der Süddeutschen Zeitung wie 30 bis 55 Prozent Gewicht durch den 3D Druck von Metallbauteilen gespart werden können. Dieser Umstand kann für die Konstruktion des Gehäuses des Planetengetriebes interessant sein.



Abbildung 5.11 Gewichtsoptimierter Flugzeugrumpf 3D-gedruckt. Die organisch aussehende Struktur des Rumpfes spart 30 bis 55 Prozent des Gewichtes ein, während die Kräfte auf den Rumpf immer noch ertragen werden [19]

Seit dem Jahr 2014 kommt im Flugzeug des Typs Airbus A350 ein serienmäßig gefertigtes, tragendes Bauteil aus dem 3D-Drucker zum Einsatz. Airbus hat die Möglichkeiten des 3D-Drucks erkannt und forscht sukzessive an der Verbesserung der Technologie, laut dem

Artikel von Andreas Spaeth: „Das gedruckte Bracket ist um 45 Prozent leichter, dabei liegt seine strukturelle Stabilität um 30 Prozent höher als beim herkömmlichen Verfahren. Und die Materialersparnis ist enorm – besonders wichtig bei teuren Metallen wie Titan.“

Mit dem Metalldruck wird es möglich nun stabilere Bauteile dreidimensional herzustellen. In der Luftfahrt müssen die Bauteile Kräfte bis zur 16-fachen Erdanziehung (16G) überstehen. Ähnliche Anforderungen kommen auch in der Raumfahrt zum Tragen.

Ein Problem der Serienfertigung mit 3D-Druck stellt die hohe Dauer des Fertigungsprozesses dar. Dies ist aber wiederum bei der Verbesserung des vorliegenden Getriebes zu vernachlässigen, da es sich um sehr geringe Stückzahlen handelt. Andreas Spaeth schreibt zudem: „(Die Leistung der 3D-Drucker)... wird sich in den nächsten 20 Jahren um den Faktor 100 bis 1000 beschleunigen (...)“¹

Für später vorgestellte Optimierungsmaßnahmen an Teilen des Getriebes, kann der 3D-Druck zur Erstellung dienen. Abbildung 5.11 zeigt die fachwerkartige Struktur eines optimierten Flugzeugrumpfes.

¹Andreas Spaeth. „Staub wird Form“. In: *Süddeutsche Zeitung Beilage* (Feb. 2016).

Kapitel 6

Vermessung des GPL032

In diesem Teil der Arbeit wird das GPL032 (Gysin Planetengetriebe) analysiert und vermessen. Dies stellt die Grundlage zum nachkonstruieren dar. Aus der Konstruktion kann dann die Optimierung abgeleitet werden.

Bevor eine Optimierung durchgeführt werden kann, ist es nötig, das Getriebe zu vermessen. Die Vermessung wurde bei der Firma WESTCAM durchgeführt. Mittels eines hochauflösenden 3D Scanners wurden die Planetenräder und die Sonne des Planetengetriebes vollständig nach VDI/VDE 2634 vermessen.

Der Auftrag an WESTCAM umfasste einen 2D-Scan der Verzahnungen im Getriebe. Das verwendete Verfahren zur Vermessung der bestehenden Bauteile nennt sich Streifenlichtprojektion, genauer Phasenshift-Verfahren. Die Gerätschaften waren dabei ein ATOS IIITS der Firma GOM (www.gom.com).

Die Dateien wurden in einem IGS-Format geliefert und dementsprechend mit dem Programm IGS-Viewer geöffnet und bearbeitet.

6.1 Interpretation der erfassten Daten

Das erste vermessene Zahnrad des Planetengetriebes ist das Sonnenrad. Aus der Abbildung 6.1 des 3D-Scanners wird ersichtlich, dass das Sonnenrad 9 Zähne hat. Das Sonnenrad greift in alle drei Planeten einer Planetenstufe ein. Die mechanische Leistung wird nach der zweiten Planetenstufe ebenfalls von einem Sonnenrad (Abtriebsritzel) abgegriffen.

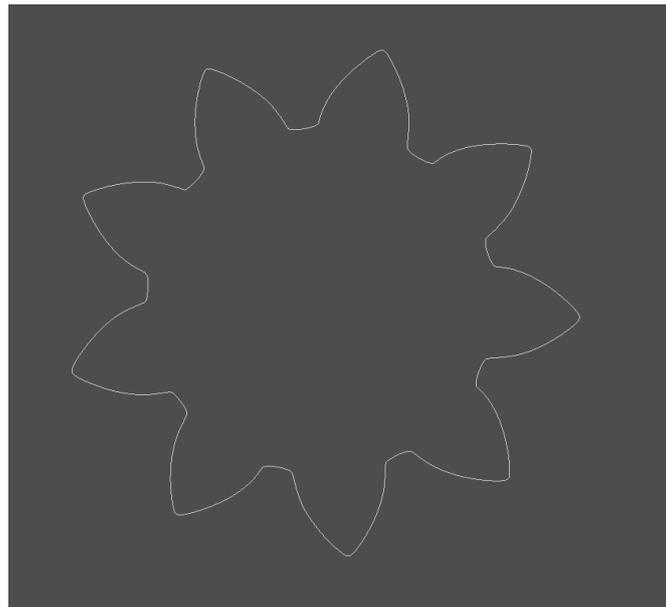


Abbildung 6.1 Sonnenrad in der Darstellung im IGS-Viewer

Die Planetenräder umkreisen das Sonnenrad beim Lauf des Getriebes. Das virtuelle Abbild 6.2 eines Planetenrades zeigt, dass sich 26 Zähne an den Planetenrädern befinden. Dies trifft bei allen sechs Planetenrädern der beiden Getriebestufen im Planetengetriebe zu. Die Planeten werden von einem Planetenträger gehalten, und deren Evolventenverzahnung greift sowohl in das Sonnenrad, wie auch in das Hohlrad ein. Planetenrad und Sonnenrad sind gerade-verzahnte Zahnräder.

Bei der Messung gab es leichte Mess-Ungenauigkeiten an der Verzahnung, die in einem Detailbild 6.3 nachfolgend dargestellt wurden. Diese Ungenauigkeiten sind für die Arbeit nicht relevant.

Für das Bestimmen der Zahnradmaße, wurden die IGS-Dateien im CAD-Programm (Com-

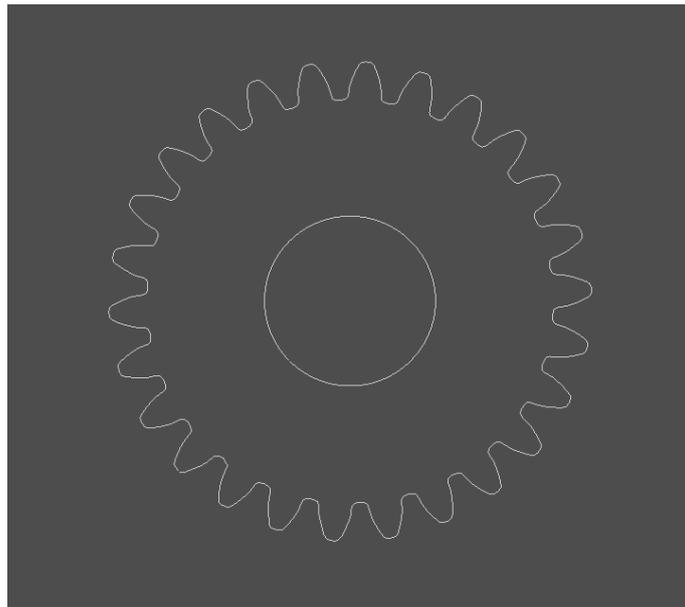


Abbildung 6.2 Planetenrad in der Darstellung im IGS-Viewer



Abbildung 6.3 Durch WESTCAM festgestellte, leichte Mess-Ungenauigkeiten.

puter Aided Drawing) CATIA (Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application) geöffnet. In CATIA werden die Konturen des vermessenen Sonnenrades und Planetenrades punktiert dargestellt. Da keine Zahnradaten bekannt sind, wurden mit der Funktion „Kreisvermessung“ Fußkreisdurchmesser, Grundkreisdurchmesser, Teilkreisdurchmesser und Kopfkreisdurchmesser empirisch bestimmt.

Die Kontur des Sonnenrades ist in der folgenden Abbildung 6.4 gezeigt.

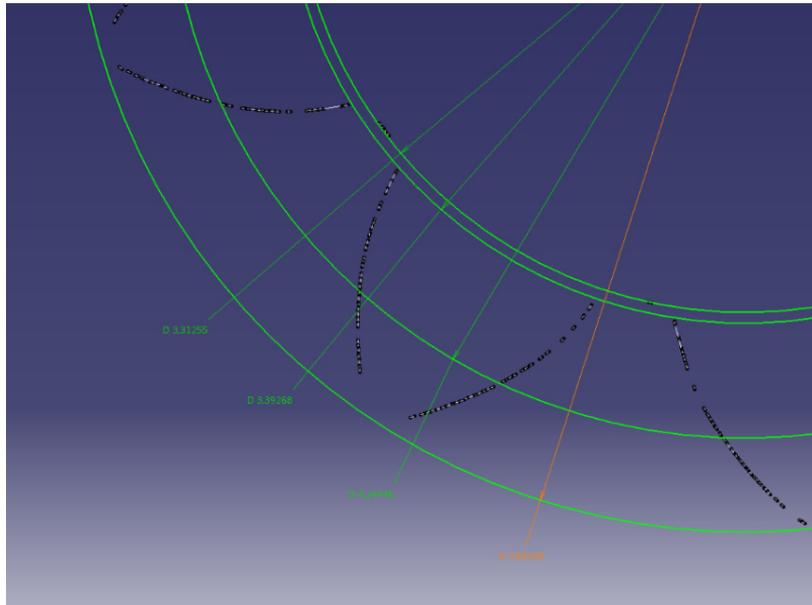


Abbildung 6.4 In CATIA geöffneter Scan des Ritzels (Sonne). Mittels einer Skizze in CATIA werden die Durchmesser bemaßt

Es folgt die Darstellung der Kontur eines Planetenrades in Abbildung 6.5.

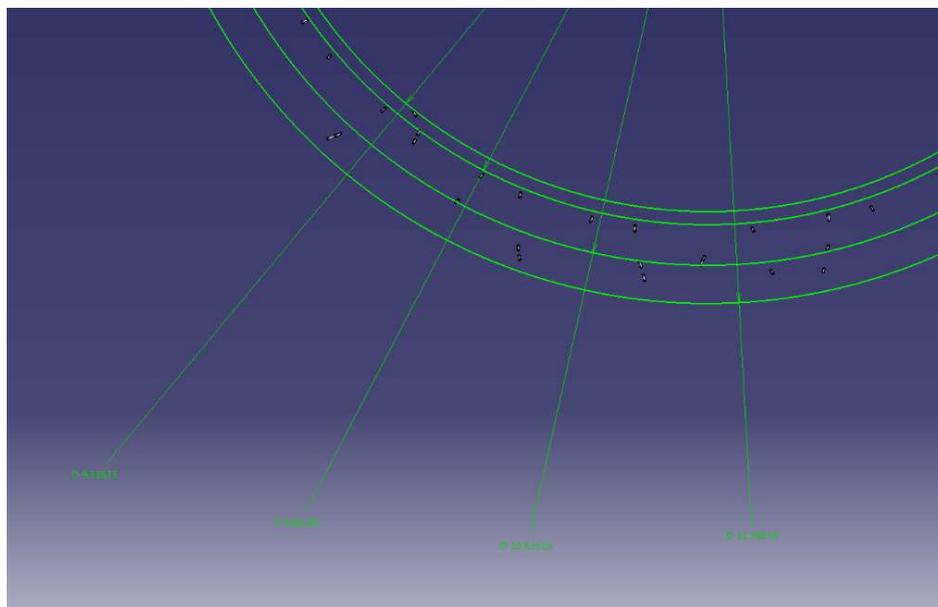


Abbildung 6.5 In CATIA geöffneter Scan des Rades (ein Planet). Mittels einer Skizze in CATIA werden die Durchmesser bemaßt

Genauer kann ein Zahn des Planetenrades in folgender Abbildung 6.6 betrachtet werden.

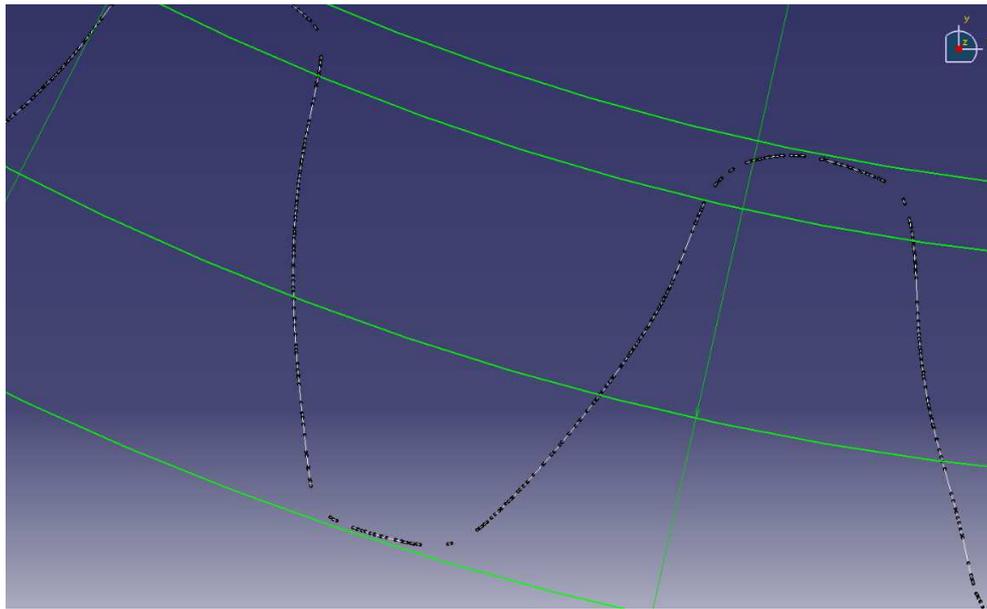


Abbildung 6.6 Detailansicht eines Zahnradzahnes. CATIA generiert das IGS-Format mit Punkten

Grundkreisdurchmesser	3,393 mm
Teilkreisdurchmesser	4,244 mm
Fußkreisdurchmesser	3,313 mm
Kopfkreisdurchmesser	4,941 mm

Tabelle 6.1 Zahnradmaße des Sonnenrades

Grundkreisdurchmesser	9,803 mm
Teilkreisdurchmesser	10,624 mm
Fußkreisdurchmesser	9,537 mm
Kopfkreisdurchmesser	11,398 mm
Hohlrad Durchmesser	4,018 mm

Tabelle 6.2 Zahnradmaße eines Planetenrades und des Hohlrades

6.2 Eingesetztes bildgebendes Verfahren

Bei der Aufnahme von Sonnen- und Planetenrad aus dem bestehenden Getriebe kam das Verfahren der Streifenprojektion zur Anwendung. Streifenprojektion ist ein optisches

Messverfahren, das unter anderem in der Industrie wie auch in der Geodäsie verwendet wird. Die 3D-Messtechnik gewinnt in jüngerer Zeit zunehmend in Geschäftsbereichen an Bedeutung, bei denen sehr detaillierte Aufnahmen gefordert werden. Die Messungen dienen der Formbestimmung und Formüberprüfung in industriellen Anwendungen sowie der Digitalisierung von Kunstobjekten.

Die gesamte Prozesskette bei einer Aufnahme mit Streifenprojektion umfasst Datenaufbereitung, Datenanalyse und Datenweiterverarbeitung. Sie wird seit den 90er Jahren eingesetzt und ist damit ein vergleichsweise junges Mittel zur 3D-Objekterfassung.

Es werden aktive und passive optische Messverfahren voneinander unterschieden. Stellvertretend für ein passives Verfahren ist die Photogrammetrie anzuführen, da der Inhalt des erzeugten Messbildes von der vorhandenen Strahlung der erfassten Objekte abhängt. Streifenprojektion ist dagegen ein aktives Verfahren, da gezielt Energie zum erfassenden Objekt gebracht wird und die reemittierte Strahlung gemessen wird.

In folgender Abbildung 6.7 wird das Messprinzip der aktiven Triangulation gezeigt. Von einem Projektor werden Streifenmuster auf ein Objekt projiziert, die in Abhängigkeit von der Form des Objektes deformiert werden. Eine oder mehrere Kameras zeichnen das deformierte Muster auf, um auf die Topographie des Objekts Rückschlüsse zu erlauben. Die Genauigkeit des Verfahrens hängt vom Auflösungsvermögen des Projektors ab, sowie von den Umgebungseinflüssen wie Beleuchtung oder Temperatur.¹

Das Prinzip eines Streifenprojektors, der bei der Streifenprojektion zum Einsatz kommt, ist flächenhafte Projektion, die in nachfolgender Abbildung 6.8 erläutert wird. Von Projektor, Kamera und Messobjekt ergibt sich ein Triangulationsdreieck. Dabei kann die projizierte Struktur punktförmig, linien- oder flächenhaft ausgeprägt sein.²

Bei der Messung tritt das Korrespondenzproblem auf. Es definiert die Aufgabenstellung, homologe Bildpunkte (identische Objektmerkmale) in mehreren Bildern zuzuordnen, um

¹Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.

²Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.

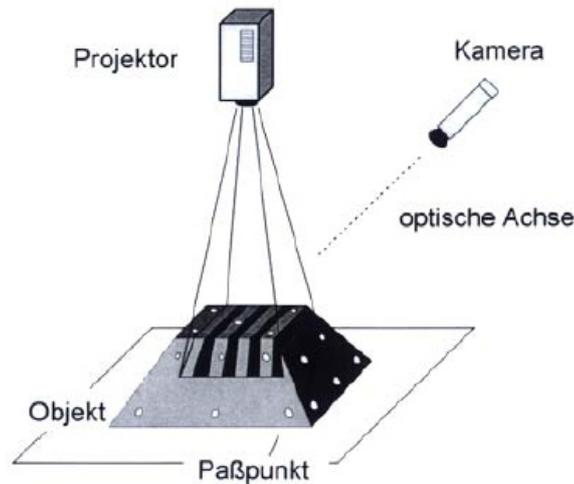


Abbildung 6.7 Funktionsprinzip Streifenprojektionssystem [16]

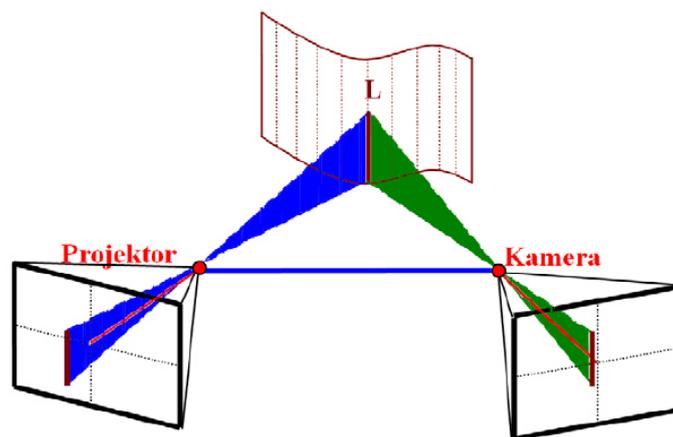


Abbildung 6.8 Aktive Triangulation - Objektbeleuchtung durch Linienprojektion und Objekterfassung mittels Kamera. Auf das Messobjekt wird eine Linie (L) projiziert und von der Kamera aufgenommen [16]

im Anschluss unter Kenntnis der Inneren und Äußeren Orientierung 3D Objektkoordinaten zu berechnen. Mit dem kodierten Lichtansatz steht ein geeignetes Lösungsverfahren zur Verfügung.^{3 4}

Um hohe Genauigkeiten zu erreichen, muss die Zuordnung zwischen Punkten auf den Bil-

³Martin D. Altschuler; J. Taboada; Bruce R. Altschuler. *Measuring surfaces spacecoded by laser-projected dot matrix. Imaging Applications for Automated Industrial Inspection and Assembly*. SPIE Proceedings Vol. 0182, Oct. 1979.

⁴Stahs. "Oberflächenvermessung mit einem 3D-Robotersensor". In: 1990.

ebenen von Kamera und Projektor subpixelgenau erfolgen.⁵

Folgende Verfahren werden genutzt:

- Line-Shift-Verfahren
- Time-Space und Phase-Shift-Verfahren

Bei der Erfassung der Zahnradgeometrie wurde das Phase-Shift Verfahren angewandt. Bei der Erfassung wird hierzu ein sinusförmiges Signal in mehreren Schritten phasenverschoben auf das Objekt projiziert.⁶ Das Phase-Shift Verfahren ist das am häufigsten verwendete Verfahren, da es sich u. a. bei Mehrkamera-Systemen besonders eignet.⁷ Das bei der Messung zum Einsatz gekommene Gerät war ein ATOS IIITS der Firma GOM Optische Messtechnik in Braunschweig, Deutschland. Das Gerät ist vorgestellt in Abbildung 6.9. Durchgeführt wurde die Messung von der Firma WESTCAM Datentechnik in Mils, Österreich.



Abbildung 6.9 ATOS III (Foto: GOM) [16]

⁵Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.

⁶Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.

⁷Dipl.-Ing. Jens Gühring. "3D-Erfassung und Objektrekonstruktion mittels Streifenprojektion". PhD thesis. <https://d-nb.info/980546680/34>: Universität Stuttgart, 2002.

Die flächenhafte Erfassungscharakteristik eines Streifenprojektionssystems ermöglicht eine Objektvermessung grundsätzlich schon mit einem einzigen Scan.⁸

6.3 Abwiegen der Einzelteile

Gewichtsmessung wurde mit einer Briefwaage, Modell MAUL studio S, vorgenommen. Ein Einzelplanet wurde mit $8/3$ Gramm gemessen, da die Waage nur ganze Gramm anzeigen kann. Die Messung in ganzen Gramm ist für den Zweck der Gewichtsoptimierung ausreichend, da sich die Methoden der Optimierung auch bei einer exakteren Messung nicht ändern.

Gewichte der einzelnen Komponenten des Planetengetriebes

Komponente des GPL032	Gewicht in Gramm (g)
3 Planeten zusammen	8
1 Planetenrad	$8/3 = 2,667$
Planetenträger 2. Stufe	14
Planetenträger 2 mit 3 Planeten	22
Planetenträger 1 mit 3 Planeten	33
Planetenträger 1 und 2 zusammen	55
Gehäuse mit 2 Lagern	111
1 Lager SKA F2 606z	5,5
2 Lager SKA F2 606z	11
Gehäuse	100

Tabelle 6.3 Gewichtstabelle der Einzelteile des Planetengetriebes

Anmerkung:

⁸Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.

Planetenträger 1: Träger der 1. Stufe mit langer Antriebswelle

Planetenträger 2: Träger der 2. Stufe mit kurzer Sonnenwelle

Gewicht der Lager SKA F2 606z, wurde dem zugehörigem Datenblatt entnommen.

6.4 Fehlerbetrachtung

Nach dem Abwiegen der Einzelteile, kann ein Vergleich mit dem konstruierten Getriebe gezogen werden. In der folgenden Tabelle 6.4 werden die von Solidworks ermittelten Gewichte der konstruierten Bauteile und Baugruppen aufgelistet. Zudem wird Tabelle 6.3 entnommen, wieviel die Bauteile und Baugruppen tatsächlich wiegen. Durch Messungenauigkeiten können Fehler entstehen.

Teil oder Baugruppe	Simulation	Gewogen oder laut Datenblatt	Fehler
Gesamtes Getriebe	169,18 Gramm	180 Gramm (lt. Datenblatt)	6,396%
Gehäuse mit zwei Lagern	117,15 Gramm	111 Gramm (gewogen)	5,249%
Ein Wälzlager	5,79 Gramm	5,5 Gramm (lt. Datenblatt)	5,009%
Planetenträger 2. Stufe	14,61 Gramm	14 Gramm (gewogen)	4,175%

Tabelle 6.4 Gegenüberstellung der Simulationen des Planetengetriebes mit den tatsächlich gewogenen Einzelteilen

Die Fehler zwischen Simulatoren und Realität bewegen sich von 4 Prozent bis zu 6 Prozent und sind als gering einzustufen.

Kapitel 7

Festigkeitsberechnung

Planetengetriebe können auf verschiedene Arten betrieben werden, man kennt die folgenden sechs Betriebsarten.

1. Planetenträger (Steg) festgehalten, Antrieb Sonne
2. Steg festgehalten, Antrieb Hohlrاد
3. Sonne festgehalten, Antrieb Hohlrاد
4. Sonne festgehalten, Antrieb Steg
5. Hohlrاد festgehalten, Antrieb Sonne
6. Hohlrاد festgehalten, Antrieb Steg

Planetengetriebe sind leistungsverzweigte Getriebe, d. h. bei jeder der oben genannten Betriebsarten wird die Leistung anders durch das Getriebe geleitet.

Im angestrebten Einbau wird das Hohlrاد festgehalten, und der Planetenträger des Getriebes treibt das Getriebe an. Betriebsart 6 ist der Betrieb, den das Planetengetriebe später erfahren soll.

Nachfolgend wird die Berechnung des Getriebes mit dem Programm KISSOFT durchgeführt. Die Firma KISSOFT AG ist ein Schweizer Unternehmen, das unter anderem

Programme zur Getrieberechnung für den Maschinenbau vertreibt und unterstützt.

KISSOFT ist ein Programm zur Nachrechnung, Auslegung und Optimierung von Maschinenteilen. Mit dem Systemaufsatz KISSsys der Firma KISSOFT können komplette Getriebe und Antriebsstränge modelliert werden (www.kissoft.com).

Die folgenden Abbildungen, geben Aufschluss über die Eingaben, die bei der Berechnung in KISSsoft vorgenommen wurden.

Systemdaten	
Normalmodul m_n	0.3900 mm
Eingriffswinkel im Normalschnitt α_n	20.0000 °
Achsabstand a	7.0200 mm
Sonne	geradverzahnt
Schrägungswinkel am Teilkreis β	0.0000 °
Anzahl Planeten	3

Geometrie			
	Sonne	Planeten	Hohlrاد
Zähnezahl z	9	26	-63
Zahnbreite b	5.0000	5.0000	5.0000 mm
Profilverschiebungsfaktor x^*	0.2136	0.3356	0.1075
Qualität (ISO 1328) Q	6	6	6

Werkstoffe und Schmierung	
Sonne	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28
Planeten	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28
Hohlrاد	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet, ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28
Schmierung	Fett: Isoflex Topas L32

Abbildung 7.1 KISSOFT Basisdaten für die Getrieberechnung. Bekannt sind die Zähnezahlen, Zahnbreite, Fettschmierung und der Eingriffswinkel im Normalschnitt. Die Anzahl der Planeten ist leicht aus dem bestehenden Getriebe abzuzählen und die Geradverzahnung ist zu erkennen

Die Berechnung ergibt mit der Leistung von 6 Watt und einem Drehmoment von 0,0114 Nm eine zulässige Drehzahl von 5025,946 1/min. Es wird in einem folgenden Teil der Arbeit überprüft werden, ob die Lager die Belastung ertragen können.

Die Übersetzungen am Planetengetriebe können anschaulich mit Hilfe des Kutzbachplanes dargestellt und graphisch ermittelt werden. Im Kutzbachplan werden damit die Drehzahlverhältnisse ablesbar.

Der Kutzbachplan ist ein graphisches Verfahren, mit dem sowohl die Drehzahlen als auch die

Abbildung 7.2 KISSOFT Bezugsprofil mit diversen Eingabewerten

Abbildung 7.3 KISSOFT Toleranzen

Drehrichtungen der Räder in einem Planetengetriebe zeichnerisch dargelegt werden können. Der Kutzbachplan geht auf Prof. Karl Kutzbach an der Technischen Universität Dresden zurück. Seit 1913 erforschte Prof. Kutzbach Zahnradgetriebe. Der Kutzbachplan bietet eine einfach überblickbare Möglichkeit, die Verhältnisse von Sonnenrad, Planetenrädern und dem Hohlrad eines Planetengetriebes darzustellen.[23]

Abbildung 7.4 KISSOFT Belastung und Rechenmethode

Abbildung 7.5 Belastung in Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Laut dem KISSsoft Ergebnisprotokoll, lassen sich folgende Verzahnungskräfte am geradzahnten Planetenzahnrad feststellen:

$$F_t = 0,271 \text{ N}$$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = 0,099 \text{ N}$$

Eine wesentliche Randbedingung für das Planetengetriebe ist das stehende Hohlräd, bedingt durch den Einbau der durch die Firma RUAG im laufendem Projekt gefordert wird.

The screenshot shows the 'Faktoren' (Factors) tab in the KISSOFT software. It contains four sections for defining factors:

- Allgemeine Faktoren:** Dynamikfaktor K_v is set to 2.0000.
- Lastverteilungsfaktor (Verteilung der Leistung bei mehreren Zahneingriffen):** Set to 'Eigene Eingabe'.
- Wechselbiegungsfaktor (Mittelspannungseinflussfaktor):** Set to 'Fest vorgegeben'.
- Breitenlastfaktor:** Set to 'Berechnet gemäss Rechenmethode'.

Abbildung 7.6 KISSOFT Dynamikfaktor, Lastverteilungsfaktor, Wechselbiegungsfaktor und Breitenlastfaktor

The screenshot shows the 'Faktoren' (Factors) tab in the KISSOFT software, displaying various factor input fields:

- Stirnfaktor $K_{H\alpha}$:** Values 1.0524 and 1.2382 are shown, with a 'Z-Y-Faktoren...' button below.
- K_v :** Value 1.0000 is shown.
- Y_M :** Values 1.0000, 0.7000, and 1.0000 are shown.
- $K_{H\beta}$:** Values 5.0000 and 5.0000 are shown.

Abbildung 7.7 KISSOFT diverse Faktoren und Stirnfaktor

Das Planetengetriebe ist demnach auf zwei Arten zu betreiben, wie folgt in Abbildung 7.10 und 7.11 dargestellt.

Sonne und Steg können antreibend oder abtreibend fungieren. In folgender Tabelle 7.12 ist die resultierende Übersetzung aus Antrieb Sonnenrad bzw. Antrieb des Steges dargestellt.

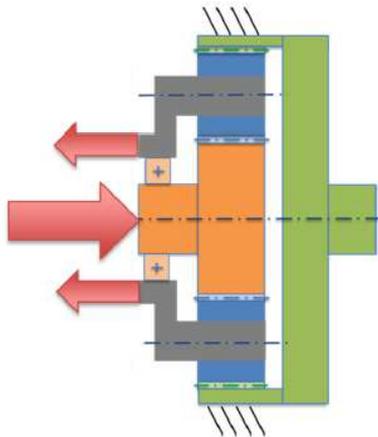


Abbildung 7.10 Kraftfluss in einer Planetenstufe mit feststehendem Hohlrad

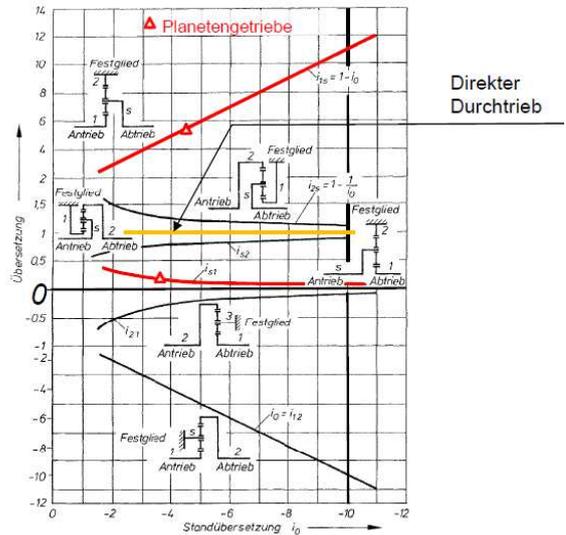


Abbildung 7.11 Betriebsarten für Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrad [10]

Konfiguration	Antrieb	Abtrieb	Fest	Übersetzung
Planetengetriebe	Sonne (1)	Steg (s)	Hohlrad (2)	$i = \frac{n_1}{n_s} = 1 - i_0$
	Steg (s)	Sonne (1)		$i = \frac{n_s}{n_1} = \frac{1}{1 - i_0}$

Abbildung 7.12 Mögliche Übersetzungen für Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrad [10]

Kapitel 8

Bewertung des Ist-Zustandes

Das Getriebe ist in seiner ursprünglichen Form passend in Form und Größe für die Raumfahrtanwendung der RUAG. Da das Getriebe ursprünglich nicht für Raumfahrtanwendungen ausgelegt wurde, ist eine Überprüfung bzw. Änderung der Auslegung erforderlich. Dabei fordert die Firma RUAG Space, dass eine Fettschmierung beibehalten werden soll.

Die Schmierung ist ein Maschinenelement und liefert einen wesentlichen Beitrag zur Funktionstüchtigkeit des Getriebes. Fettschmierungen oder Schmierpasten zählen zu den konsistenten Schmierstoffen und sind etwa durch Metallseifen eingedickte Öle. Ein Seifengerüst umschließt die Öltröpfchen auf molekularer Basis und gibt diese zur Schmierung nur in kleinsten Mengen frei. Für die Schmierung ist also das Öl verantwortlich, das aus den Poren gedrückt wird¹

Man kennt die üblich verwendeten Fette:

1. Calciumseifen-Schmierfette
2. Natriumseifen-Schmierfette
3. Lithiumseifen-Schmierfette

¹Karl-Heinz Decker. *Maschinenelemente*. Carl Hanser Verlag, 2014.

4. Komplexverseifte Schmierfette

5. Blockfette

Im Weltraum ist keines der genannten Schmierfette an sich zulässig, da ihre Schmierfähigkeit nahe dem absolutem Nullpunkt nicht garantiert werden kann. Beispielsweise bleiben Calciumseifen bei bis zu -30°C funktionstüchtig. Soll die Anforderung an Temperaturen von -60°C bis $+300^{\circ}\text{C}$ über mehrere Jahre hinweg ertragen werden, ist es erforderlich mit dem Schmierstoffhersteller für Raumfahrtanwendungen eine Sonderlösung zu erarbeiten. Passende Schmierfette für die Raumfahrt sind erhältlich.

Kapitel 9

Optimierung des Planetengetriebes

Für eine Masseoptimierungen sind verschiedene Möglichkeiten denkbar. In der folgenden Übersicht 9.1 sind einige denkbare Vorschläge dargestellt.

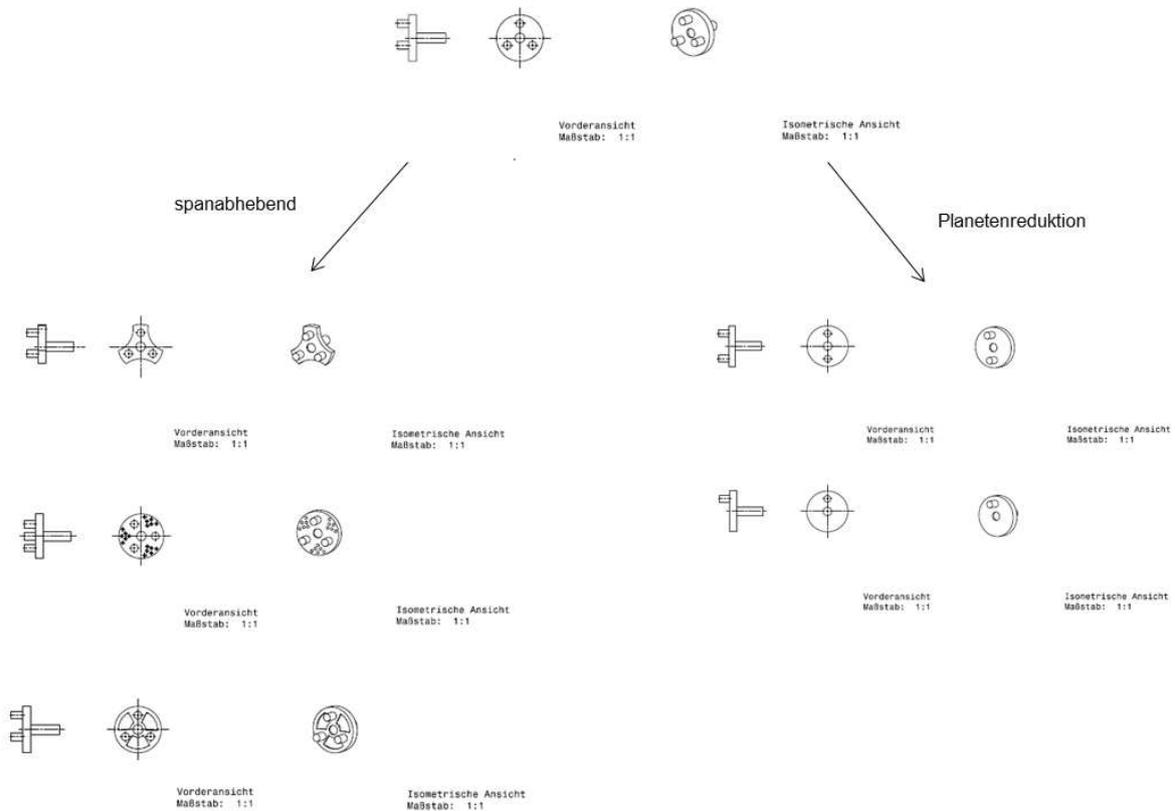


Abbildung 9.1 Verschiedene theoretisch simulierbare Möglichkeiten für eine spätere Topologieoptimierung

Der Vorschlag der Planetenreduktion ist abzulehnen, da Schwingungen entstehen können, die wiederum zu einer einseitigen Nutzung und damit Abrieb der Planetenzahnräder führen können. Mit der Forderung nach einer hohen Lebensdauer ist dieses Risiko nicht einzugehen.

Für die Optimierung und Konstruktion der Modelle sind Annahmen getroffen worden, die wie folgt aufgelistet sind:

- Zähne an den Verzahnungen sind steif
- Die Zähne übertragen ein Drehmoment an das Gehäuse
- Es gibt keine axialen Kräfte
- Die Zähne der Planeten sind gleichzeitig im Eingriff

9.1 Anforderungen an das Planetengetriebe

Die Umgebung des Weltraumes, stellt besondere Anforderungen an alle Komponenten eines Raumfahrzeuges. Die Temperatur des Weltraumes weit außerhalb der Erde, ist nahe dem absoluten Nullpunkt von $-273,15^{\circ}\text{C}$ oder Null Kelvin. Da sich das Getriebe nahe den Antriebsdüsen des Satelliten befinden wird, ist jedoch auch mit hohen Temperaturen zu rechnen. Dazu kommen mögliche Strahlungseinflüsse durch kosmische Phänomene. Daher wird bei der Auswahl von Werkstoffen auf die Verwendung von temperatur- und korrosionsbeständigen Materialien geachtet. Einen weiteren wichtigen Materialeinflussfaktor stellt die Wärmedehnung dar.

Doch auch der Transport in den Weltraum stellt besondere Bedingungen. Bei der Zündung der Trägerrakete kommt es auch zu Stoßbelastungen und Schwingungen, die vom Bauteil ertragen werden müssen.

Im Weltraum selbst gilt es dann die Funktionstüchtigkeit des Getriebes zu erhalten. Nötig

sind Wartungsfreiheit sowie eine möglichst lange Lebensdauer des Getriebes. Vorteilhaft für die Berechnung und Auslegung des Planetengetriebes ist der Umstand, dass das Getriebe an einer Antriebs-Stelldüse verwendet werden soll. Damit kommen keine dauerhaften Belastungen auf das Getriebe zu sondern kurzzeitige Belastungen, wenn der zugeschaltete Elektromotor die Stelldüse betätigen soll. Das Getriebe muss als weitere Anforderung in das bestehende „Interface“, d. h. die bauliche Konstruktion des Satelliten passen. Der Optimierung sind daher bauliche Grenzen gesetzt.

Im Zusammenhang mit Zahnrädern und beweglichen Maschinenelementen spielt auch die Schmierung stets eine zentrale Rolle. Um den Gegebenheiten gerecht zu werden, hat sich die Firma RUAG dazu entschlossen das Getriebe mit einer speziell weltraumtauglichen Fettschmierung zu betreiben, da diese keine eigene Versorgung erfordert. Abschließend ist zu erwähnen, dass es für Weltraumanwendungen günstig ist, möglichst wenige mechanisch bewegte Komponenten in einem Raumfahrzeug zu verwenden, da Ausfälle die Mission gefährden und bewegliche Teile aus vielen Gründen versagen können.

9.2 Optimierungskriterien

Für eine geeignete Optimierung gilt es die richtigen Kriterien zu definieren, nach denen ein Getriebe optimiert werden soll. Für die Raumfahrt spielt Gewicht eine zentrale Rolle. Zum einen, weil die Transportkosten in das Weltall sehr teuer sind und zum anderen, da es energieeffizienter ist eine geringere Masse zu bewegen als eine große Masse.

Im Vergleich zu den hohen Kosten des Transportes in den Weltraum sind die Fertigungskosten eines kleinen Getriebes als gering einzustufen. Daher sind in dieser Arbeit auch teure Materialien und Fertigungstechniken angegeben. Von dem hier optimierten Planetengetriebe sind geringe Stückzahlen zu erwarten.

9.3 Optimierung hinsichtlich Material

Für die Optimierung können auch alternative Materialien zum Einsatz kommen. Das Kaufgetriebe besteht aus Stahl und nach einer Finite Elemente Analyse wird ermittelt ob ein leichteres Material besser zur Fertigung eines verbesserten Getriebes in Frage kommt.

In der Raumfahrt verhält es sich ähnlich wie im Rennsport, bei dem jedes unbelastete und damit entbehrliche Gramm mit entscheidet, wer als Erster das Ziel erreicht. Wegen der enorm hohen Kosten eines Raketenstarts trifft dies insbesondere auch für die Raumfahrt zu. Die gegenwärtigen Raumfrachter oder Trägerraketen können nur begrenztes Gewicht aufnehmen. Sollen schwerere Lasten ins All transportiert werden steigen die Kosten enorm an. Die Kosten für ein Kilogramm Nutzlast, das mit einer Ariane 5 in den Weltraum gebracht werden soll, liegen derzeit bei ca. 12.000 €.¹

Aus diesem Grund spielen Leichtbauwerkstoffe wie Titan, Aluminium und Faserverbundwerkstoffe eine große Rolle in der Raumfahrt. Obwohl bei der Getriebeherstellung üblicherweise Stahl verwendet wird, sollen alternative Materialien in dieser Arbeit betrachtet und untersucht werden, ob diese gewinnbringend eingesetzt werden können.

In Abbildung 9.2 sind die Kombinationen aus diversen Materialien in einer Skizze gezeigt, aus denen beispielsweise das Gehäuse des Planetengetriebes aufgebaut werden kann. Die Skizzen sind exemplarisch und sind als Gedankenspiele zu sehen, die bei Überlegungen zu den Optimierungen des Planetengetriebes, gemacht wurden.

In Tabelle 9.3 ist eine Auswahl an diversen Werkstoffen mit den zugehörigen Eigenschaften der Materialien, die für die Fertigung eines optimierten Getriebes in Frage kommen. In der Tabelle enthalten sind Aluminium, Magnesium, Stahl, Titan, Kunststoffe und Faserverbundwerkstoffe.

Die Tabelle beinhaltet Daten zur Dichte (density) des jeweiligen Materials um zusammen

¹ESA. *Erfolgsstory Raumtransport: Wie Phoenix aus der Asche*. http://www.esa.int/ger/ESA_in_your_country/Austria/Erfolgsstory_Raumtransport_Wie_Phoenix_aus_der_Asche.

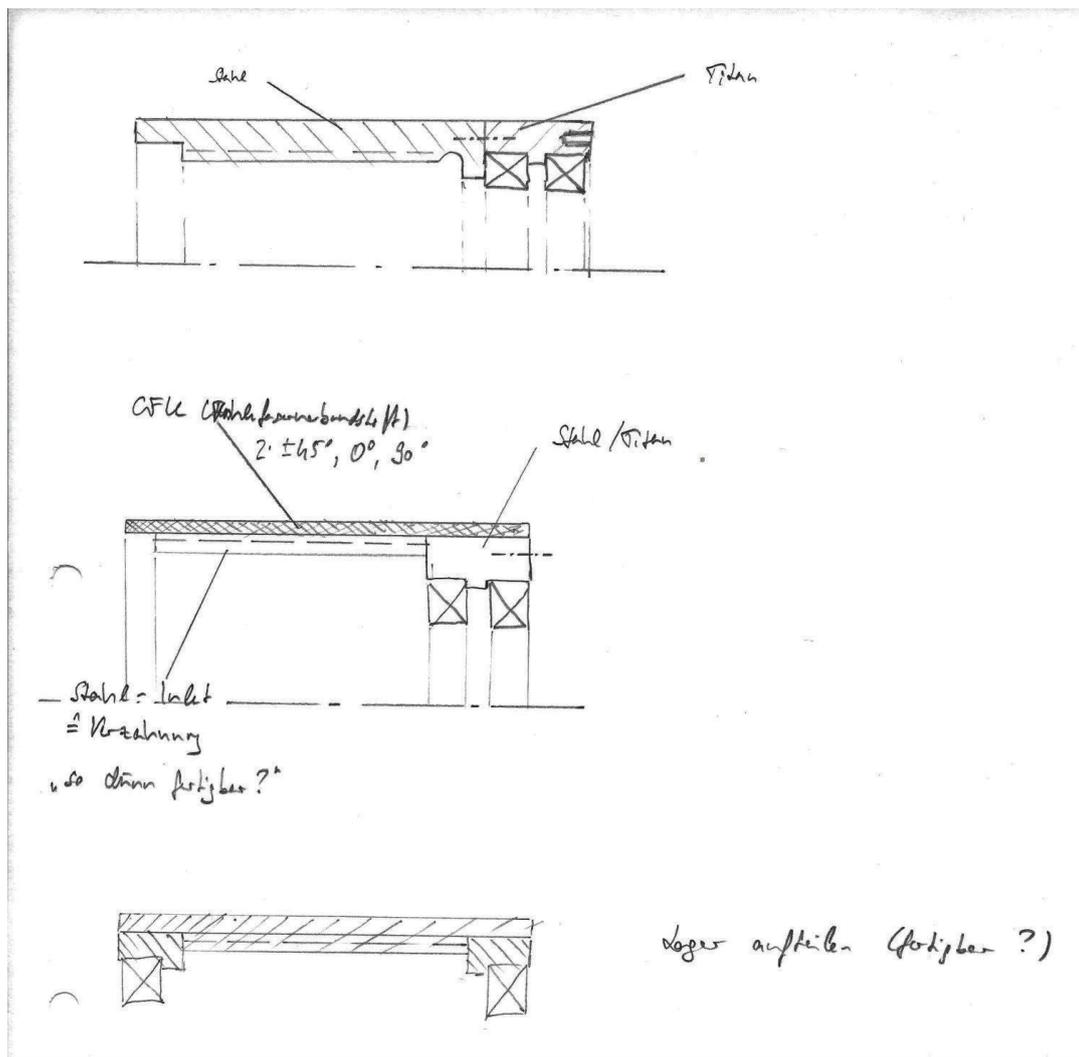


Abbildung 9.2 Handskizze von Optimierungsvorschlägen für das Planetenträgergehäuse und beide Lager

mit dem gewünschten Volumen auf die Masse rückschließen zu können. Der Elastizitätsmodul (E-Modul, Young's Modul) beschreibt den Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung eines festen Körpers mit linear-elastischem Verhalten. Beim Erreichen der Streckgrenze (yield strength) entstehen plastische Deformationen am Körper. Die Zugfestigkeit (tensile strength) beschreibt die absolut ertragbare Belastung vor der Rissbildung. Elongation und Elongation at break zeigen den Grad der mechanischen Deformation und den Rissfortsatz nach dem Erreichen der Streckgrenze. Fatigue strength ist ein Wert der mithilfe des Wöhlerdiagramms gezeigt werden kann. Auf dynamische Belastungen mit mehreren Lastspielzahlen reagieren Materialien unterschiedlich. Die Rissbeständigkeit (fracture

Material group/ Properties	ρ [Mg/m ³]	E [GPa]	R _{0,2} or R _e [MPa]	R _m [MPa]	A _z [%]	A [-]	σ_s (10 ⁷) [MPa]	K _{1c} [MPa.m ^{0.5}]	€/kg	€/m ³
	density	Young's Modul	yield strength	tensile strength	Elongation	Elongation at break	fatigue strength (10 ⁷)	fracture toughness	price	price
Al-alloys										
EN AC-42100 T6 (356)	2,66	73	210	290	3	0,04	110	32,2	2,05	5,453
EN AC-46000 DF (p. dc, as cast; 226D)	2,75	75	140	240	1	0,01		36	2,06	5,562
EN AW-6016 T4	2,7	70	120	240	28	0,3	109	35	20,09	54,243
EN AW-6082 T6	2,7	70	310	340	10	0,11	74,3	35	2,06	5,4796
EN AW-5083 H116	2,66	70	220	310	10	0,16	66,7	35	2,06	5,4796
EN AW-7075 T6	2,77	72	500	570	7	0,08	150	43,3	2,24	6,2048
Mg alloys										
AZ31	1,78	46	160	245	11		115	18	3,25	5,785
AZ91(D)	1,82	46	168	273	7		102	14	3,23	5,8786
WE43	1,85	45	195	255	7,5		130	16	11,50	21,275
Steel										
Cromidur 30	7,72	211	2108	1200		0,03		21,5		
15-5 PH stainless										
H1075 condition	7,81	196	862	1000	13					
S235JR	7,85	205	235	340		0,26				
S355JR	7,85	205	355	490		0,22				
DP	7,8	200	485	690		0,25				
CP	7,9	221	700	900	14		298	74	0,75	5,9092
TRIP	7,9	221	510	800	28		265	72	0,84	6,6044
Titanium										
Grade 2	4,51	102	300	415	22	0,28	270	57	25,00	112,75
Ti-1100	4,5	115	880	1000	7	0,08	550	70	40,00	180
Ti64 (aged)	4,4	115	1050	1200	11	0,15	620	90	40,00	176
Ti1023 (aged)	4,65	112	1060	1200	5	0,06	675	70	40,00	186
Thermoset PP	1,4	4,14	62,3	72,4	300		29	5,5	1,82	2,548
CFRP	1,6	150	1000	1000	0,35		300	20	33,10	52,96
PP	0,9	1,5	37	40	400		16	4,5	1,76	1,584
SMC	2	14	90	100	25		36	13	4,69	9,38
GFRP	1,9	28	190	240	0,95		96	20	27,40	52,06
Composites										
C-High Tension	1,8	230	3500	4000		1				
C-HT ⊥	1,8	15								
EP/C-HT/65UD	1,6	150								
EP/C-HT/65UD⊥	1,6	6								
epoxy	1,25	3	71	89	0,35		35	2,22	2,89	

Tabelle 9.3 Eigenschaften von diversen metallischen und nichtmetallischen Materialien die unter anderem auch für Leichtbauanwendungen verwendet werden^{2 3 4 5}

toughness) ist ein Maß für die Resistenz von Beschädigungen und weist auf die Duktilität eines Werkstoffes hin. Zuletzt ist beispielhaft der Preis pro Kilo und Kubikmeter angegeben um eine Einschätzung aufgrund wirtschaftlicher Verhältnisse treffen zu können.

9.4 Optimierung der Planetenträger

Im folgenden Abschnitt wird eine Optimierung am Planetenträger vorgenommen. Ziel ist die Gewichtsersparnis des laut Messung 14 Gramm wiegenden Planetenträgers. Laut Solidworks wiegt der konstruierte Planetenträger 14,72 Gramm.

Es folgt eine Abbildung 9.4 des nachkonstruierten Planetenträgers mit Pins die als Lagerung für die Planetenzahnräder dienen.

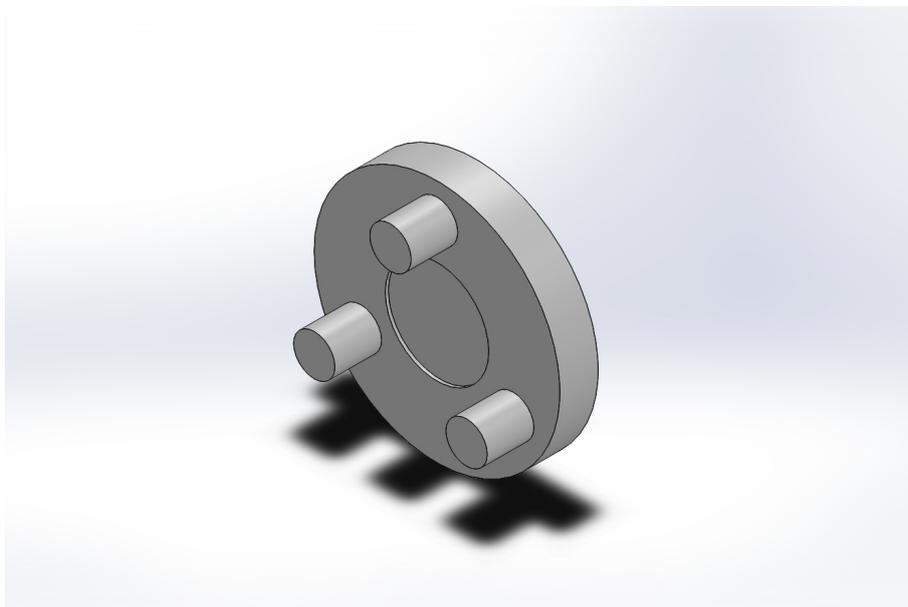


Abbildung 9.4 Planetenträger nachkonstruiert

Abbildung 9.5 zeigt die rückwärtige Seite des Planetenträgers mit Sonnenrad der in die Planeten der ersten Getriebestufe eingreift.

Die beiden Planetenträger wiegen zusammen gerechnet 55 Gramm (siehe Tabelle 6.3) und bilden neben dem Gehäuse die zweitwichtigste Komponente für Optimierungen nach dem Gehäuse.

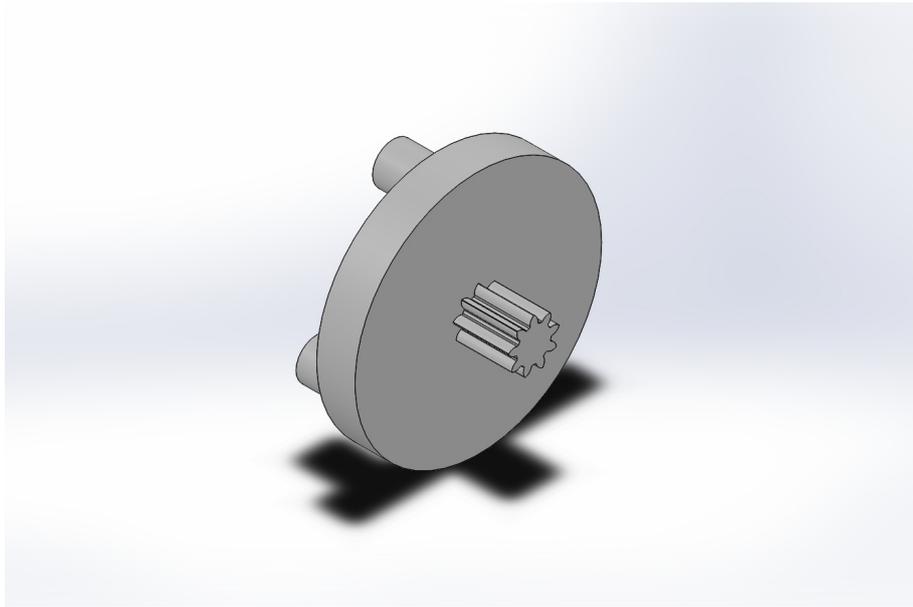


Abbildung 9.5 Planetenträger nachkonstruiert in rückseitiger Ansicht

Optimierungsstudie Alpha

Das Gewicht des Planetenträgers kann durch Weglassen von Material reduziert werden. Dabei müssen die auftretenden Belastungen noch sicher ertragen werden. Bei der Verwendung von alternativen Materialien zu Stahl ist besonders darauf zu achten, dass eine ähnliche oder bessere Festigkeit erreicht wird, da der Planetenträger ein wichtiges Element bei der sicheren Übertragung von den Kräften im Getriebe ist. Im späteren Teil der Arbeit wird mittels Finite Elemente Analyse nachgewiesen, dass Materialeinsparungen an den gering belasteten Stellen des Planetenträgers vorgenommen werden dürfen, was sich in doppelter Hinsicht positiv auf das Gewicht auswirkt. Die Planetenträger beider Stufen des Planetengetriebes, sollen gleichermaßen optimiert werden.

Abbildung 9.6 und 9.7 zeigen eine rein theoretische Studie am Planetenträger, da mit niedrigeren Kräften auf die Pins gerechnet wurde, um die Veränderungen am Modell zu beobachten und für weitere Simulationen zu lernen. In Abbildung 9.43 und 9.9 ist mit den tatsächlich auftretenden Kräften von 428,571 N simuliert.

Diese optimierte Form ist mit spanabhebenden Fertigungsverfahren nur sehr schwierig herstellbar. Dieses Modell ist dazu gedacht in einen 3D-Drucker eingegeben zu werden. Als



Abbildung 9.6 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger mit fiktiven Kräften

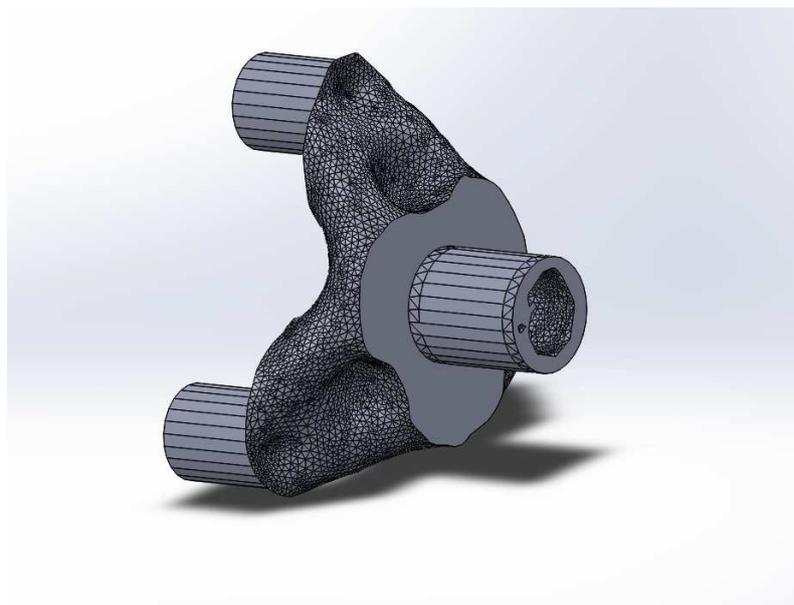


Abbildung 9.7 Masseoptimierung nach Topologiestudie (mit fiktiven Kräften) am Planetenträger in rückseitiger Ansicht, das hintere Sonnenritzel ist hier nur stilisiert dargestellt ohne Ausprägung der Verzahnung

maximal mögliches Ziel der Topologiestudie war eine 75 Prozentige Massereduktion zu verwirklichen. Das optimierte Gewicht beträgt 4,78 Gramm. Zum 3D Druck von metallischen Bauteilen, kann selektives Laserschmelzen (SLM) oder Lasersintern (SLS) die Fertigungstechnik sein, um ein Teil aus Aluminium, Edelstahl oder Titan zu produzieren.

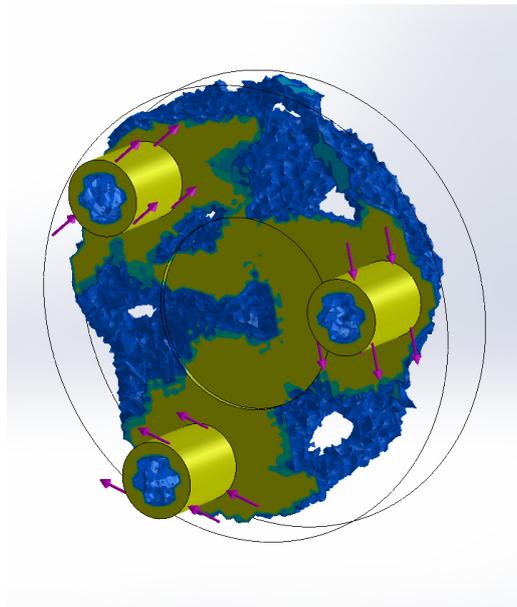


Abbildung 9.8 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger

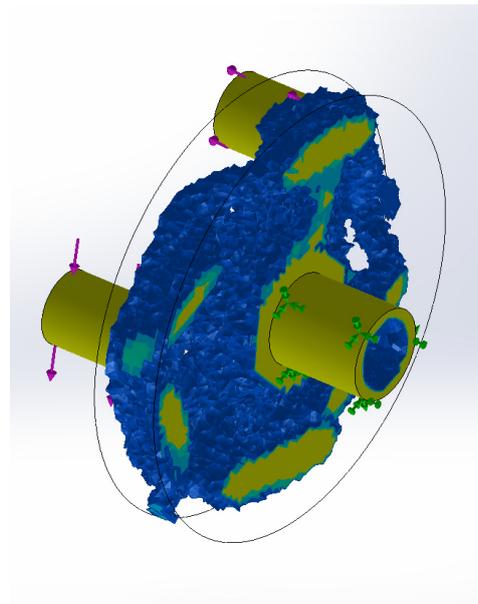


Abbildung 9.9 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger in rückseitiger Ansicht, das hintere Sonnenritzel ist hier nur stilisiert dargestellt ohne Ausprägung der Verzahnung

Optimierungsvorschlag Beta

Basierend auf der Topologiestudie des Planetenträgers, wird eine Optimierung in Abbildung 9.10 vorgestellt, die mit regulären fertigungstechnischen Werkzeugen herstellbar ist, bzw. wie aus einem Kaufteil eine optimierte Form hergestellt werden kann. Der Vorschlag kam mit der Überlegung zu stande, die Pins auf denen später die Planetenräder gelagert werden, in den Planetenträger einzupressen. Daher wurde um die Pins ein Abstand belassen, der dem halben Radius des Pins entspricht. Hierbei sei erwähnt, dass im Ursprungsgetriebe GPL032 ebenfalls eingepresst Pins vorzufinden sind.

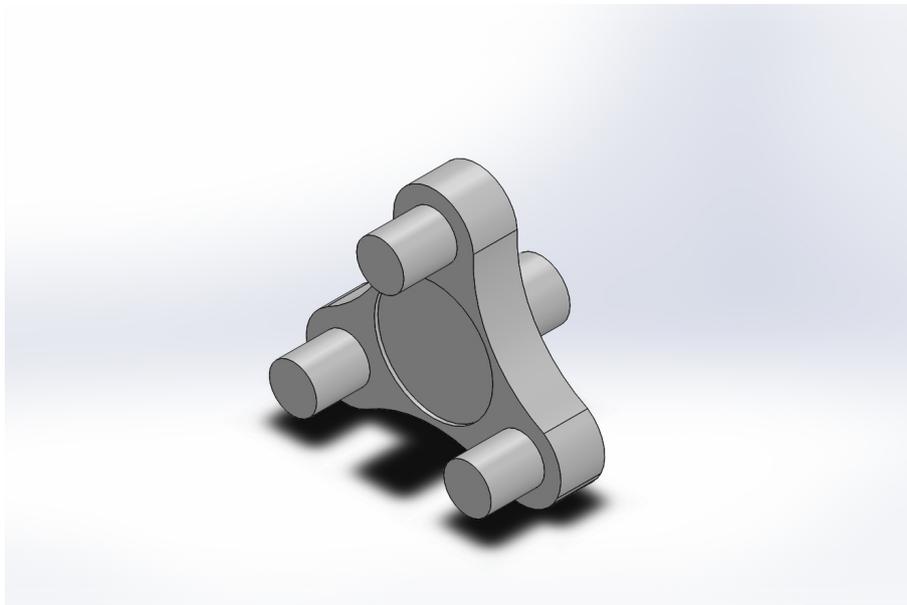


Abbildung 9.10 Masseoptimierung durch Aussparungen am Planetenträger für ein Gewicht von 8,4 Gramm

Der gezeigte Planetenträger wird mit Hilfe einer Finiten Elemente Analyse geprüft und in den nachfolgenden Abbildungen gezeigt 9.29 und 9.28. Die tangential angreifenden Kräfte auf den Pin ergeben sich durch die 3 Nm (=3000 Nmm) Moment auf den Träger dividiert durch 7mm Abstand vom Mittelpunkt eines Pins zum Mittelpunkt des Planetenträgers. Tabelle 9.1 stellt die Randbedingungen und Lasten auf das Finite Elemente Modell vor.

Eine der wichtigsten Eingaben bei der Finiten Elemente Analyse sind die Randbedingungen. Das Sonnenrad wurde hier zur Erleichterung des Rechenaufwandes als Zylinder angesehen. Da das Sonnenrad zwischen den Planeten der ersten Getriebestufe eingeführt ist, wur-

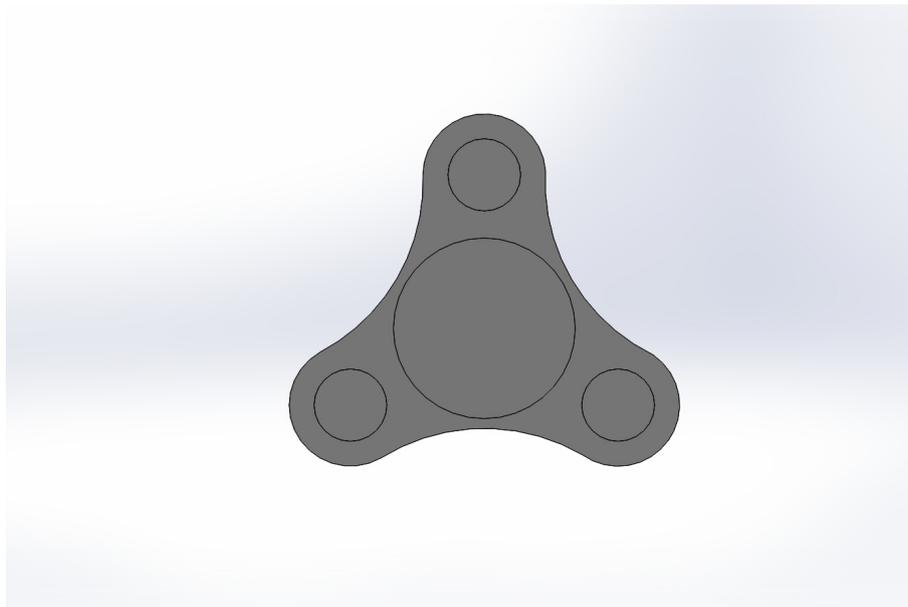


Abbildung 9.11 Masseoptimierung durch Aussparungen am Planetenträger in Frontansicht

Einspannungen	Fixierte Einspannungen am Sonnenrad
Externe Lasten	Tangentiale Kräfte von 428,6 N an jedem Pin
Ziele	75% Massereduktion, Sicherheit größer 1,25

Tabelle 9.1 Planetenträger Topologiestudie mit 75 Prozent Massereduktion

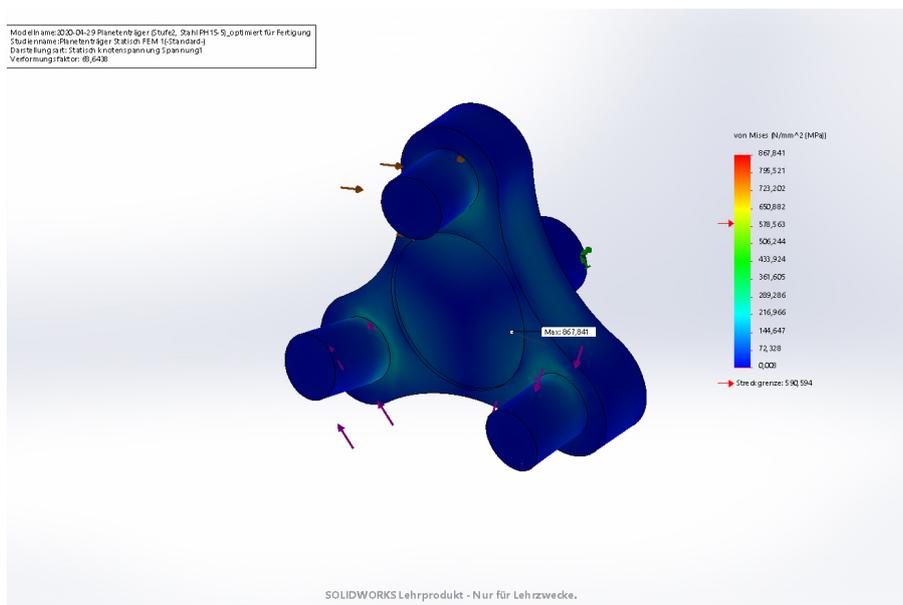


Abbildung 9.12 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger

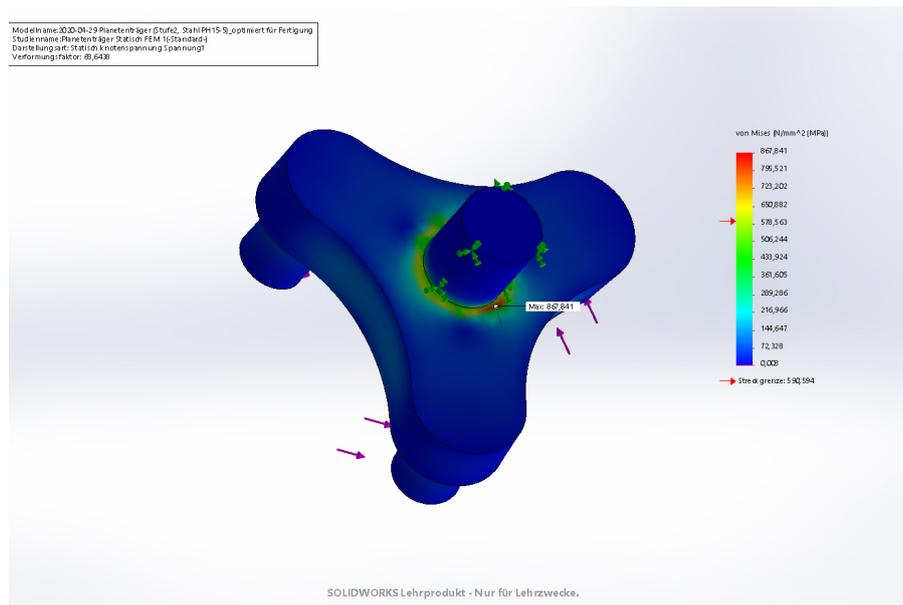


Abbildung 9.13 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger von der Rückseite aus gesehen

de es als komplett fixiert angenommen. Diese harte Fixierung der Sonne produziert eine Spannungsspitze am Übergang zum Planetenträger. Diese Spannungsspitze übersteigt die Streckgrenze des Materials 15-5PH Stahl.

Es werden die Verschiebungen (Abb. 9.14) in den Raumrichtungen, aufgrund der aufgebrachtten Kräfte von 428.6 N untersucht. Diese Kräfte wurden aus der Angabentabelle 5.1 für M_{PIN} mit 3 Nm pro Pin entnommen und umgerechnet vom Moment auf die Kräfte pro Pin. Die Mittelpunkte der Pins liegen auf einem Kreis mit dem Durchmesser von 14 mm um den Mittelpunkt des Planetenträgers.

Die Verschiebungen sind äußerst gering (Abb. 9.15). Zuletzt wird die Sicherheit laut Angabe von 1,25 überprüft. Die Sicherheit darf nicht unterschritten werden, siehe Tabelle 5.1.

Optimierungsvorschlag Gamma

Sinnvoll erscheint die Verwendung von Titan wenn die Streckgrenze des Stahls überschritten wird, da Titan über eine hohe Festigkeit bei geringer Dichte verfügt. Die hohen Kosten des Titans sind in der Raumfahrt zweitrangig, da auch nur vier Stück der Getriebe benötigt werden. Hier wurde das Titan Ti-6Al-4V gewählt. Die Ergebnisse aus der Analyse werden

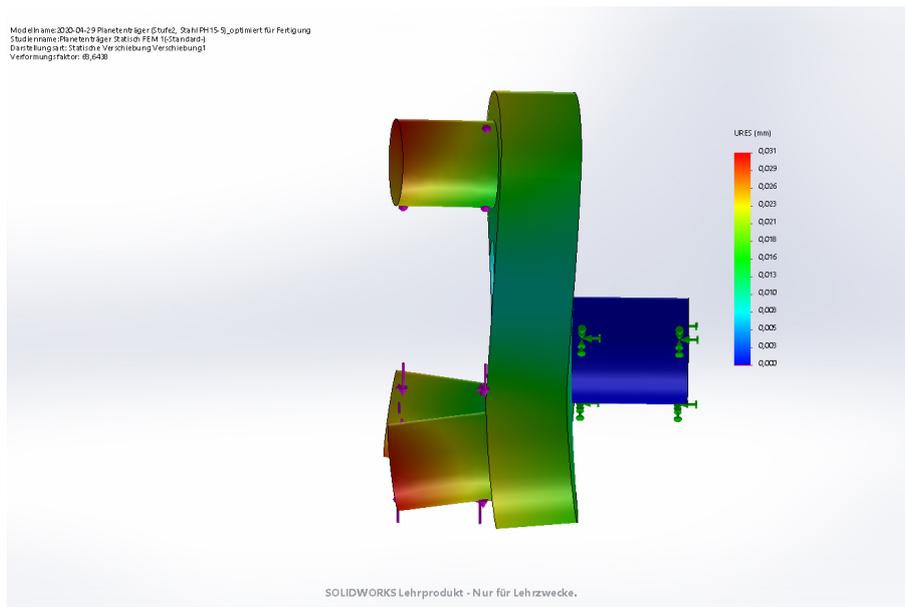


Abbildung 9.14 Verschiebungen am Planetenträger

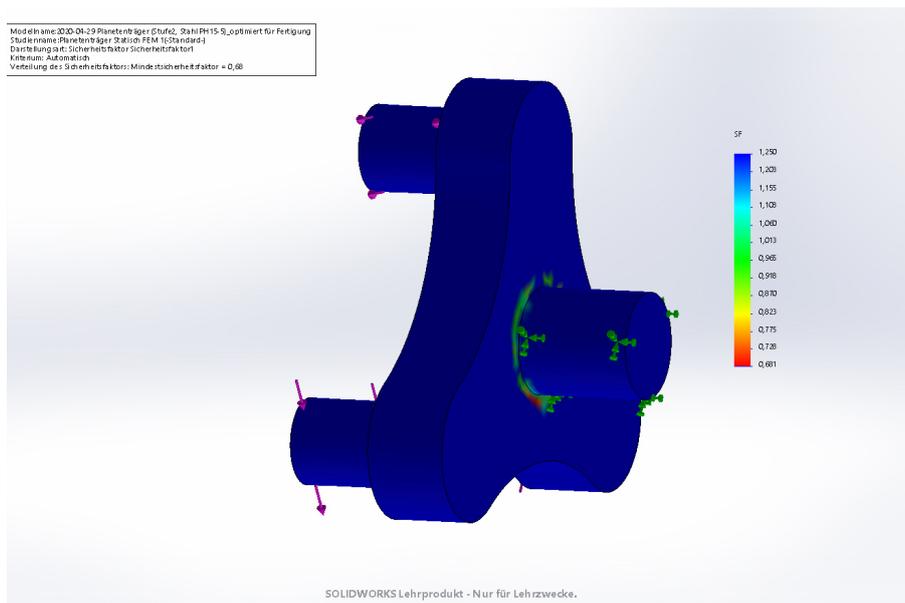


Abbildung 9.15 Sicherheiten nur teils erfüllt

presentiert in Abb. 9.16, 9.17, 9.18 und 9.19.

Titan hat eine höhere Streckgrenze von etwa 827 N/mm^2 und erträgt die aufgebraachten Kräfte um vieles besser als die Stahlkonstruktion.

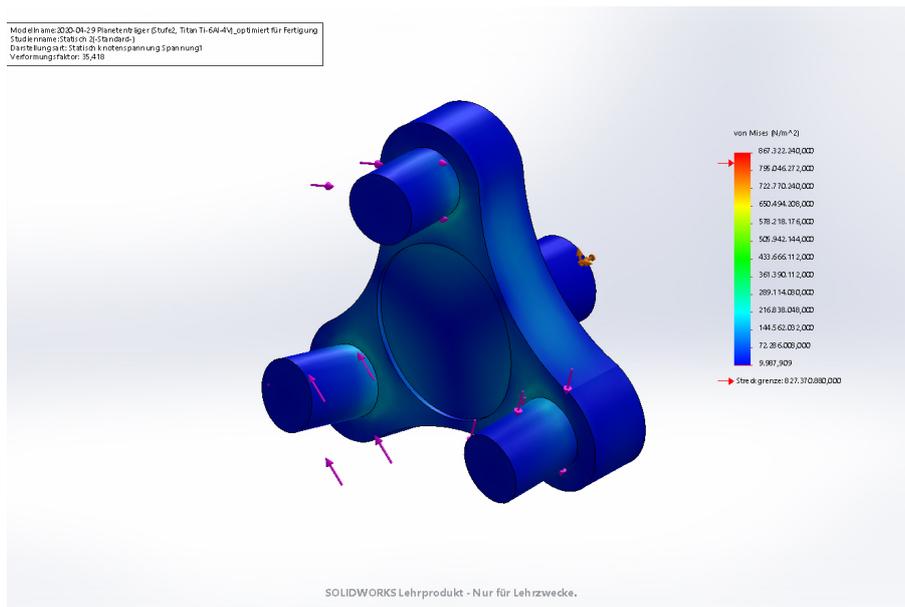


Abbildung 9.16 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V

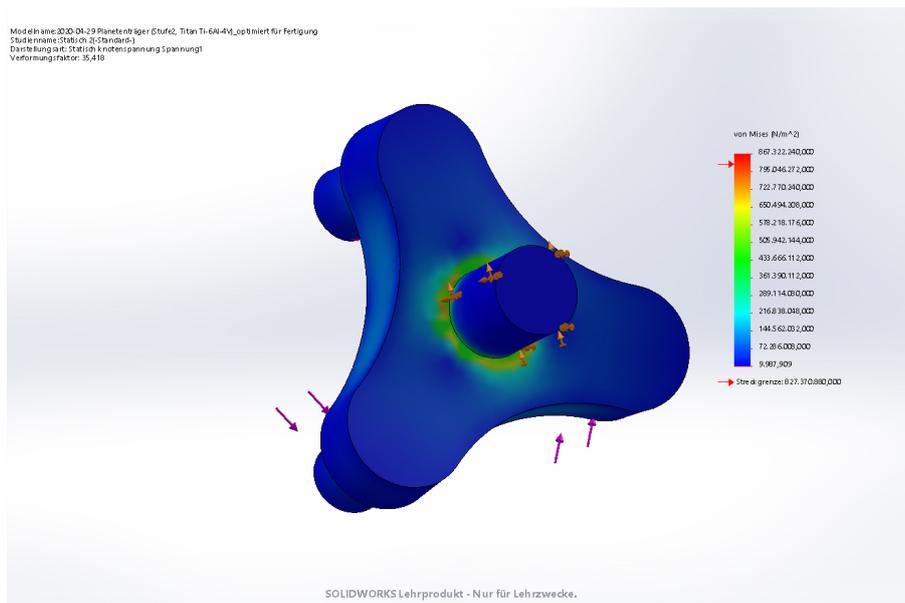


Abbildung 9.17 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V von der Rückseite

Optimierungsvorschlag Delta

Besonderes Augenmerk wird auf die zweite schnelle Stufe des Planetengetriebes geworfen. Aufgrund der kürzer ausgeführten Sonne, neigt diese Stufe eher zu Instabilitätserscheinungen. Es wird eine weitere Studie eröffnet, um einen Vorschlag zu erbringen wie Instabilitäten

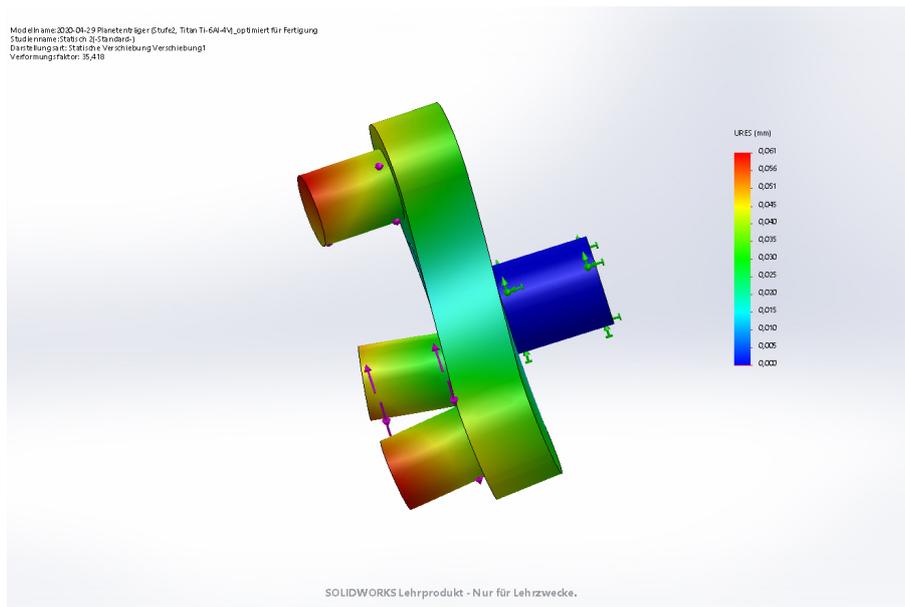


Abbildung 9.18 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V mit Verschiebungen

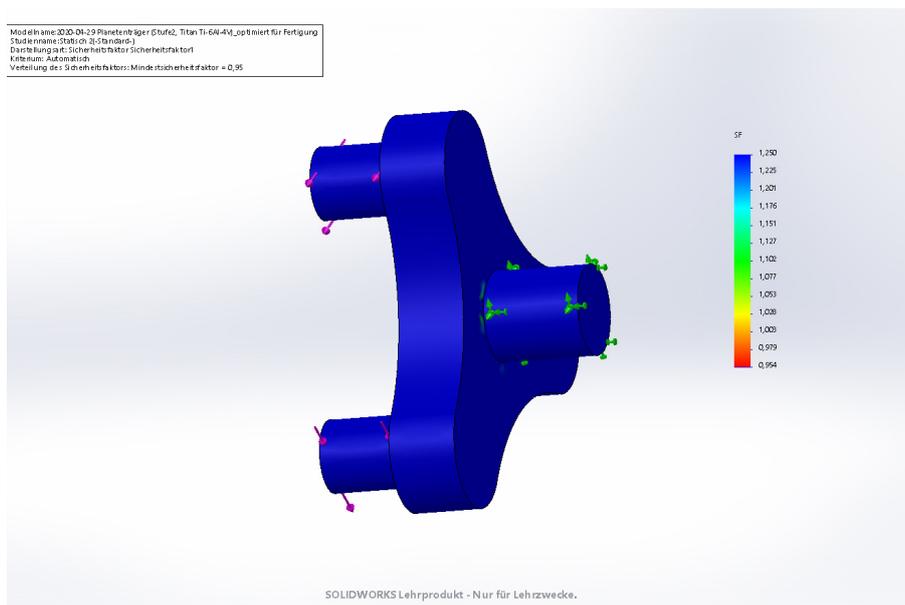


Abbildung 9.19 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V mit Sicherheiten

besser vermieden werden können. Zudem wird in dieser Studie das Sonnenrad detailliert dargestellt um die auftretenden Unterschiede aufzuzeigen, im Vergleich zur stilisierten Darstellung als Zylinder. Diesmal ist nicht die gesamte Sonne fixiert, sondern nur die Stirnfläche des Sonnenrades. Dies produziert eine leichte Verschiebung innerhalb des Sonnenrades, die

in der Simulation vorkommt. In der Realität würden mehrere Zahnflanken der Sonne eine Flächenberührung mit der Verzahnung der Planetenräder der 1. Stufe des Getriebes erfahren.

Eine Stabilisierung der zylindrischen Zahnradabhängungen (Pins), wird mit einem Käfig für die Planetenzahnräder erreicht, wie in den Abbildungen 9.20 und 9.21 vorgestellt.

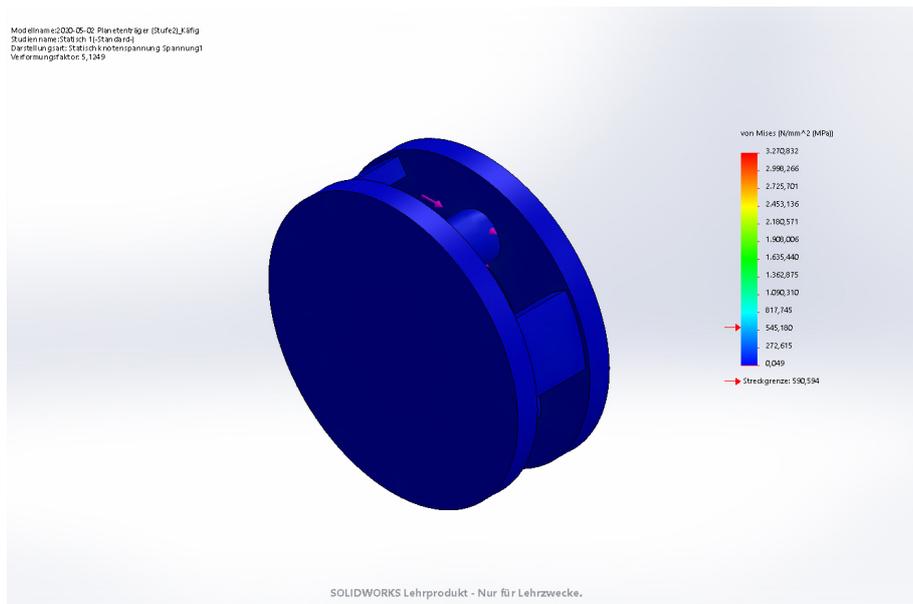


Abbildung 9.20 FEM Analyse am Planetenträger aus Stahl mit Käfig zur Stabilisierung der Planetenpins

Die geschlossene Struktur bietet große Vorteile bei den Schubflussen durch den Planetenträger. Die Spannungsspitzen treten wiederum nur am Sonnenrad auf (Kerbspannung). Der geschlossene Käfig ist stabiler und die Zahnräder neigen weniger zu Instabilitätserscheinungen.

Im Bild 9.22 werden die Verschiebungen untersucht.

Die Sicherheit von 1,25 wird am Käfig sehr gut ertragen, jedoch zeigt das Sonnenrad Schwächen (Abb. 9.23).

Der Käfig wird mit den Planetenrädern zur Baugruppe zusammengesetzt und vorgestellt in Abb. 9.24 und 9.25.

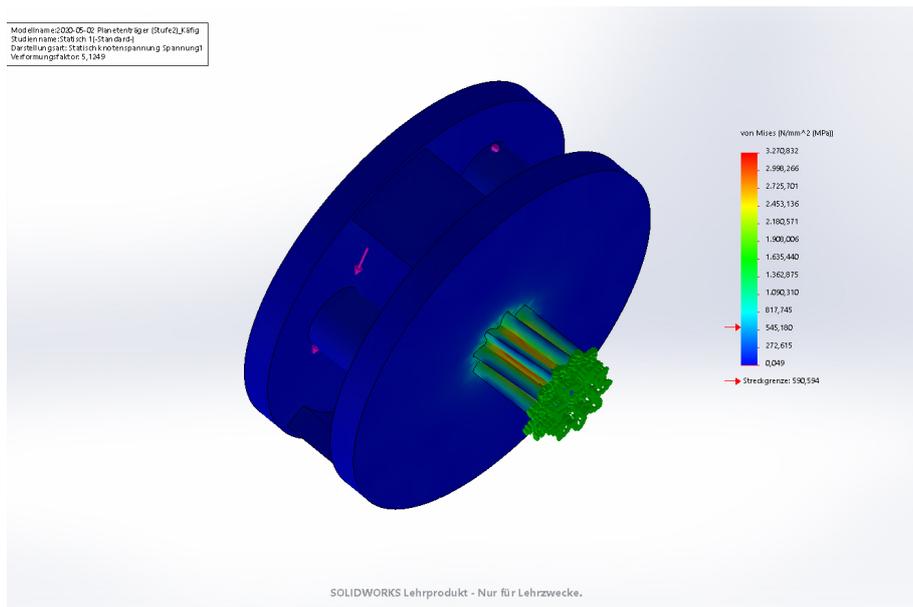


Abbildung 9.21 FEM Analyse am Planetenträger aus Stahl mit Käfig zur Stabilisierung der Planetenpins von der Rückseite

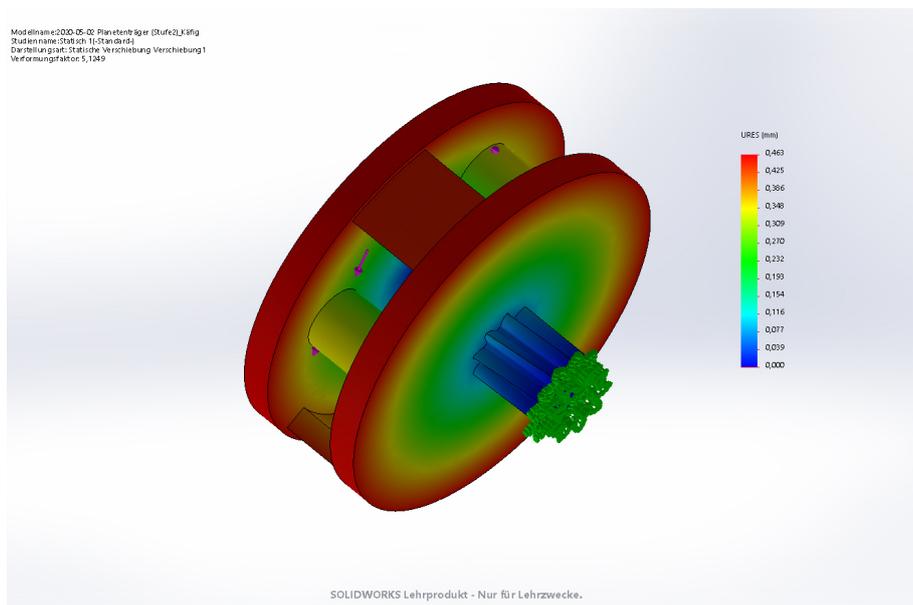


Abbildung 9.22 Verschiebungen am Käfig

Optimierungsvorschlag Epsilon

Nach der Simulation des Optimierungsvorschlages Beta, kann eine weitere Massereduktion durchgeführt werden, die ein Gewicht von 5,97 Gramm ergibt, siehe Abbildung 9.26. Hierbei ist das Einpressen der Pins nicht mehr möglich.

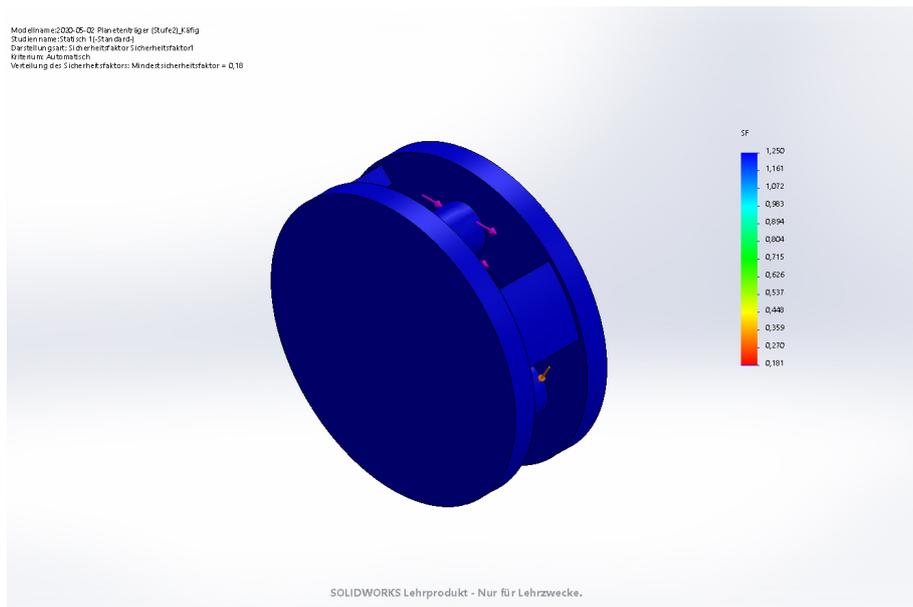


Abbildung 9.23 Sicherheiten am Käfig des Planetenträgers

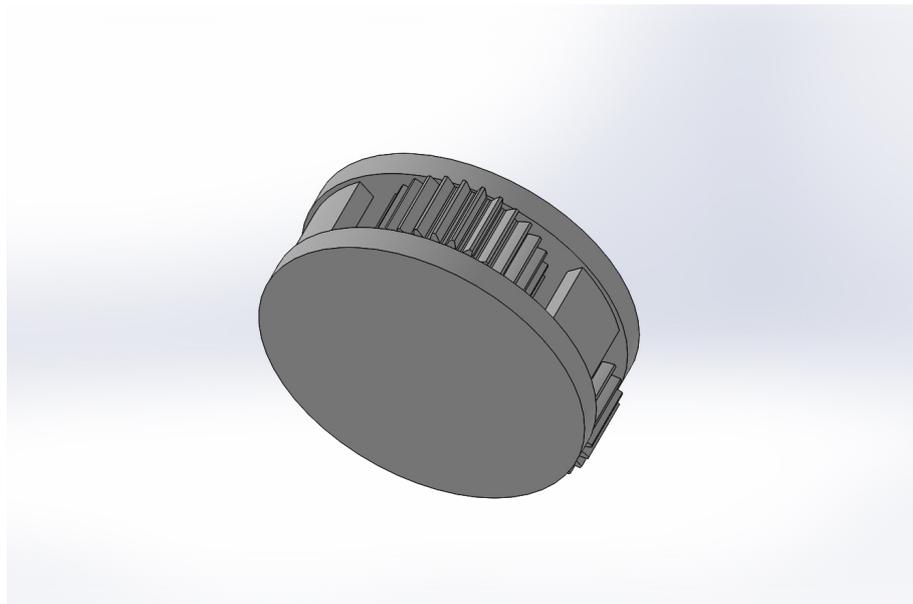


Abbildung 9.24 Baugruppe Käfig mit Planetenträdern

In Abbildung 9.29 und Abbildung 9.28 ist eine Finite Elemente Studie für den Planetentragervorschlag Epsilon vorgestellt. Die Streckgrenze von 590 N/mm^2 wird sichtlich überschritten nahe des Sonnenrades. Das Material wird auf Titan geändert.

Die Verwendung des Titans (Ti-6Al-4V), mit der Streckgrenze von $827,37 \text{ N/mm}^2$ verbessert das Modell. Es bleibt erkennbar, dass dieser Vorschlag schon an der absoluten Fe-

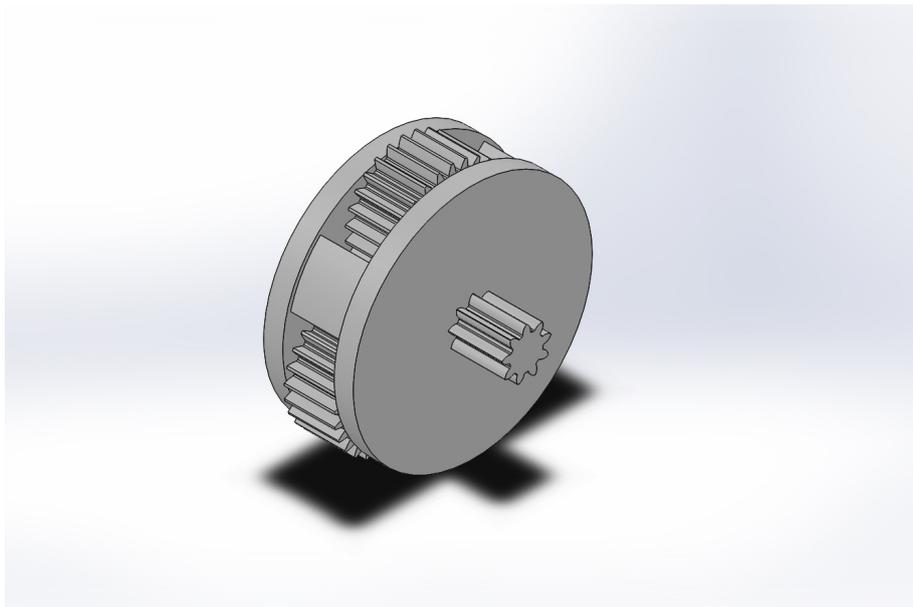


Abbildung 9.25 Baugruppe Käfig mit Planetenträdern in Rückansicht

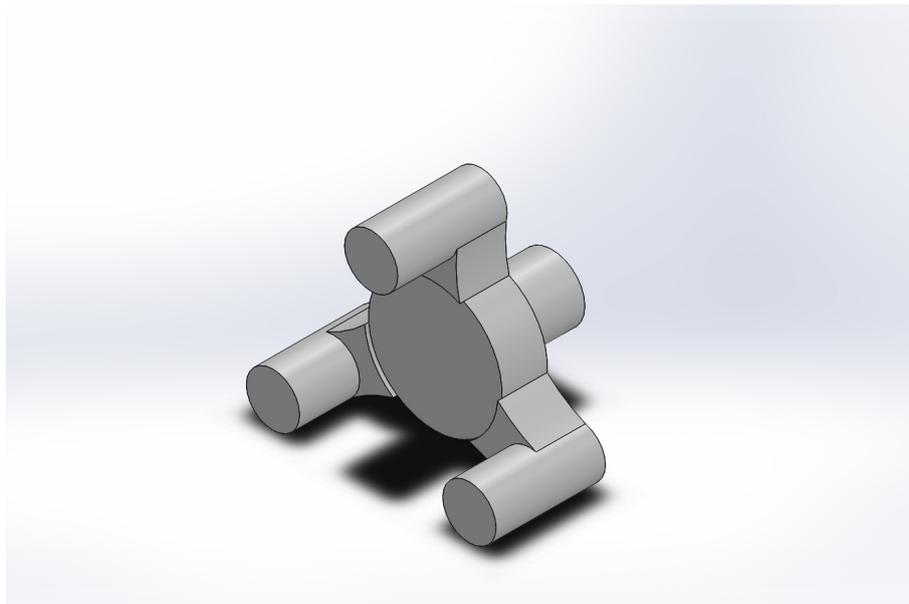


Abbildung 9.26 Masseoptimierung durch weitere Aussparungen am Planetenträger für ein Gewicht von 5,97 Gramm

stigkeitsgrenze optimiert ist. Um das Material verlässlich belastbarer zu machen, muss der Planetenträger an kritisch eingefärbten Stellen mehr Material hinzubekommen.

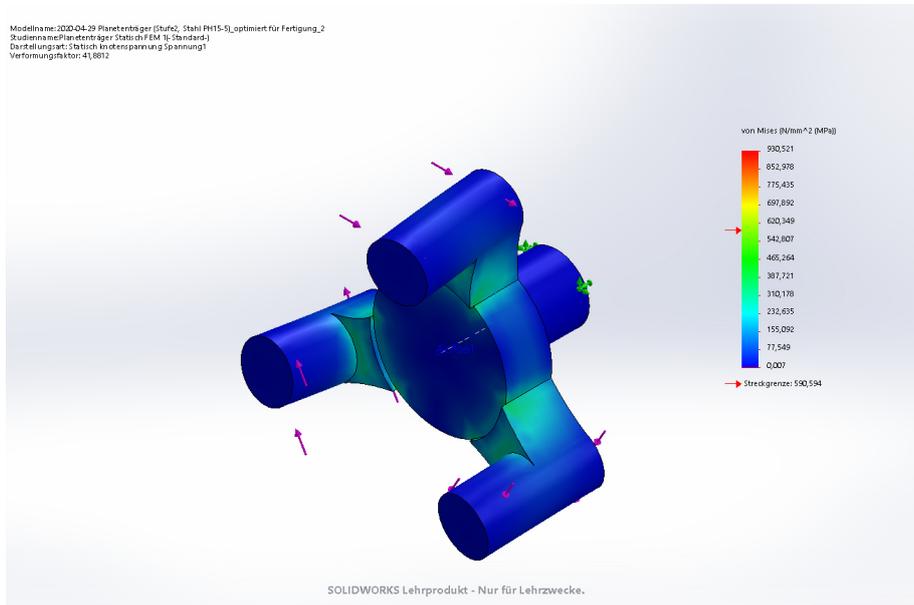


Abbildung 9.27 Optimierungsvorschlag Epsilon von vorne gesehen

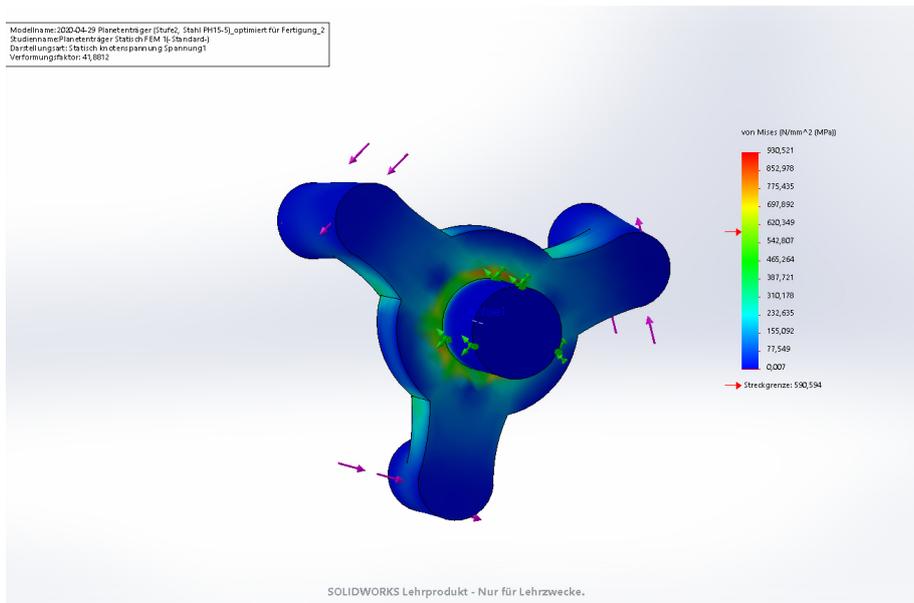


Abbildung 9.28 Optimierungsvorschlag Epsilon von hinten gesehen

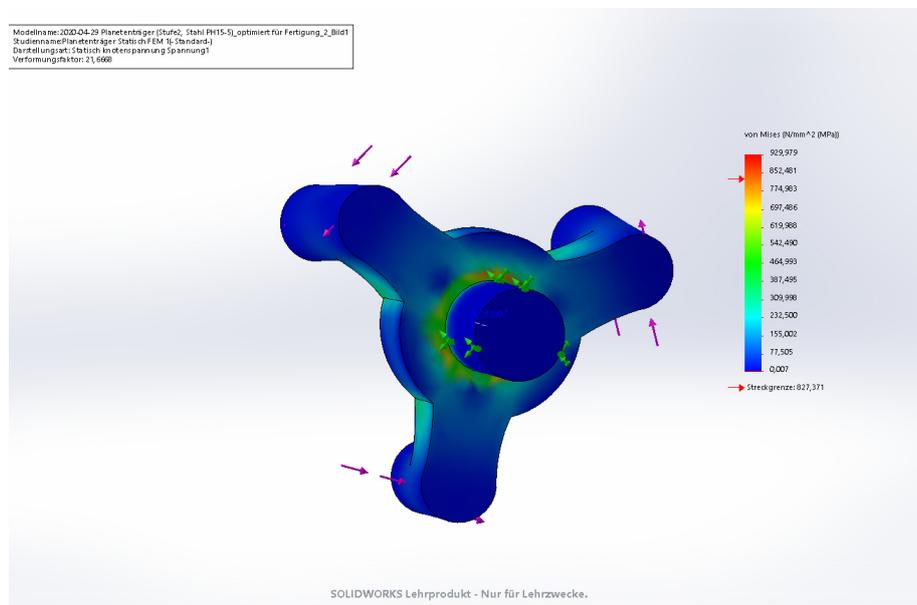


Abbildung 9.29 Optimierungsvorschlag Epsilon aus Titan von der Rückseite gesehen

9.5 Optimierung des Gehäuses

Das Gehäuse des Planetengetriebes stellt einen großen Posten für Materialoptimierungen dar. Mit 100 Gramm wurde das Gehäuse als der schwerste Teil des Planetengetriebes identifiziert, siehe Tabelle 6.3.

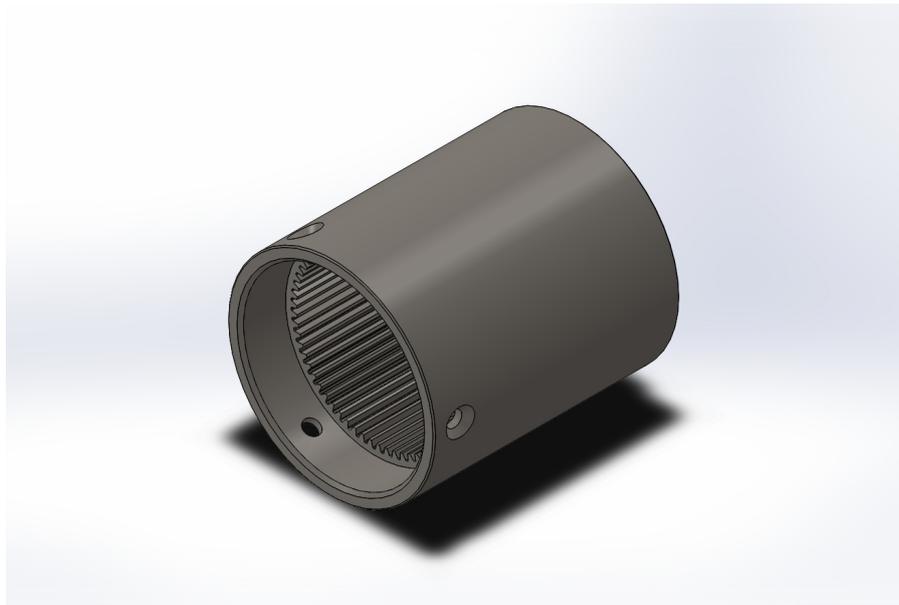


Abbildung 9.30 Gehäusekonstruktion von vorne betrachtet

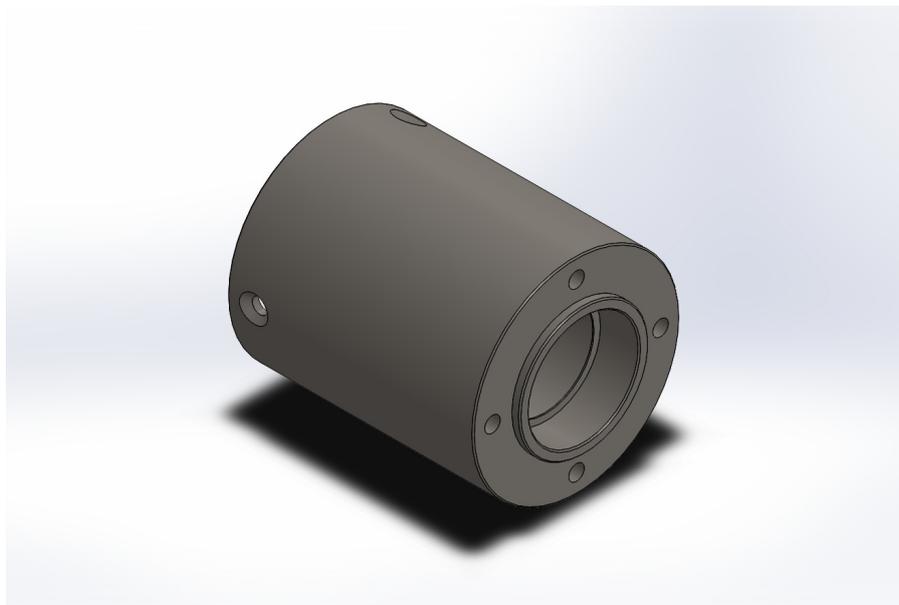


Abbildung 9.31 Gehäusekonstruktion von Rückseite betrachtet

Das nicht optimierte Gehäuse besteht aus Stahl. Da die Investitionskosten in der Raumfahrt

eine geringere Rolle spielen, sind alternative leichtere Materialien wie Titan oder Kohlefaserverbundstoff denkbar.

Optimierungsstudie Anna

Mit dem CAD Programm Solidworks wurde das konstruierte Gehäuse einer Topologiestudie unterzogen. Die Topologiestudie in Solidworks arbeitet nach einem Algorithmus der nach Eingabe externer Lasten und Randbedingungen eine Optimierung nach Steifigkeit und Masse ausrechnen kann. Bei der Zielsetzung der Studie können prozentuale Massereduktionen vorgegeben werden.

Nach Berechnung der Studie und einer anschließenden Glättung des Netzes, das für die Berechnung der Studie erstellt werden muss, präsentiert sich ein organisch anmutendes Modell des Gehäuses (Abb. 9.32, 9.33 und 9.34).

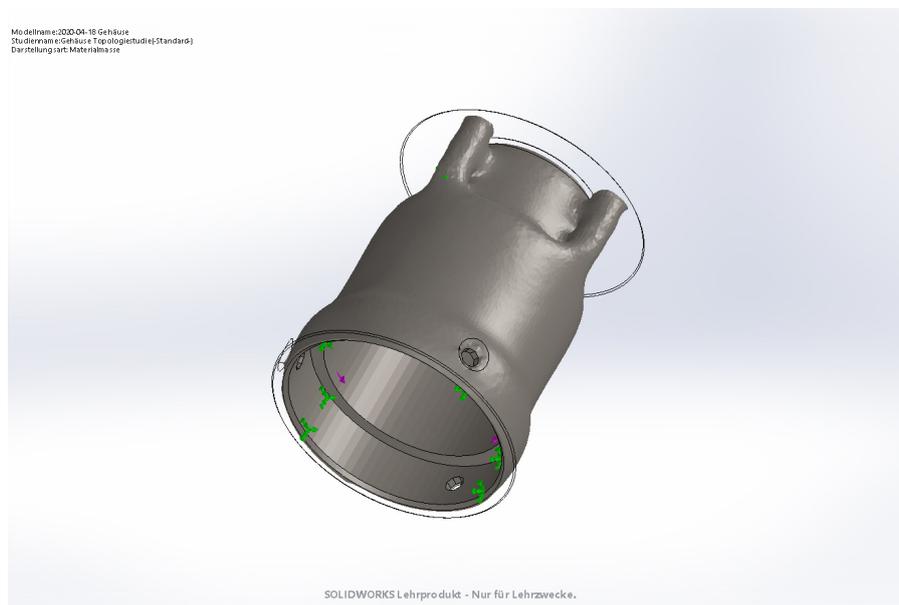


Abbildung 9.32 Organisches Modell des Gehäuses

Das gezeigte organische Modell ist entweder durch Gussverfahren fertigbar oder kann mit Additiven Fertigungsverfahren hergestellt werden.

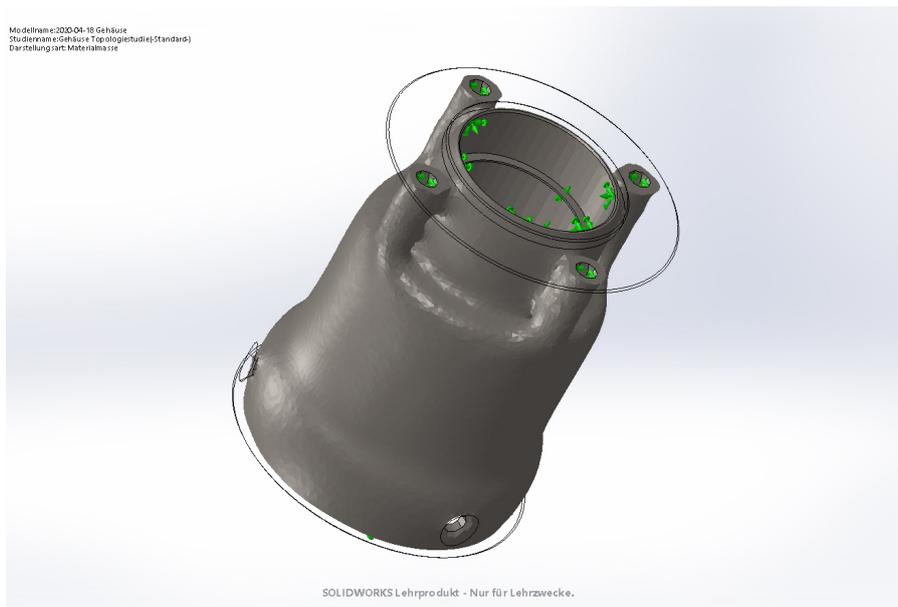


Abbildung 9.33 Organisches Modell des Gehäuses in Rückansicht

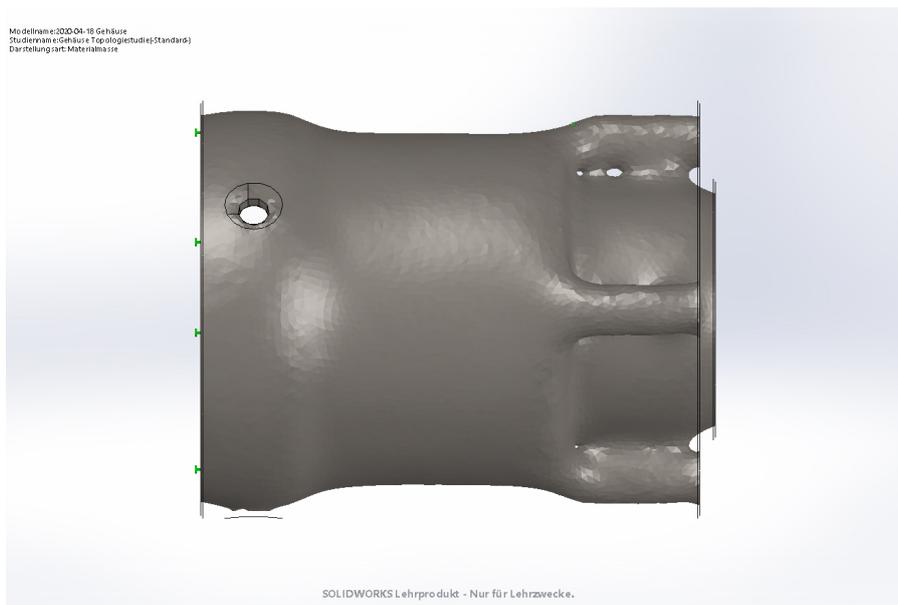


Abbildung 9.34 Organisches Modell des Gehäuses in der Seitenansicht

Optimierungsvorschlag Berta

Mit den, aus der Topologiestudie gelernten Ergebnissen, kann das Gehäuse bearbeitet werden. Ein Vorschlag wird gezeigt und einer FEM Studie unterworfen, um das Moment von 9 Nm am Gehäuse zu simulieren. Dieser Vorschlag ist mit Stahl gerechnet und wiegt 69,14 Gramm. Tabelle 9.2 stellt die Randbedingungen und Lasten auf das Finite Elemente Modell

des Gehäuses vor.

Einspannungen	Fixierte Einspannungen der Lagersitze, Lagerschulter und Deckelfassung
Externe Lasten	9 Nm Drehmoment am Verzahnungsring des Gehäuses
Ziele	75% Massereduktion, Sicherheit größer 1,25

Tabelle 9.2 Gehäuse Topologiestudie mit 75 Prozent Massereduktion

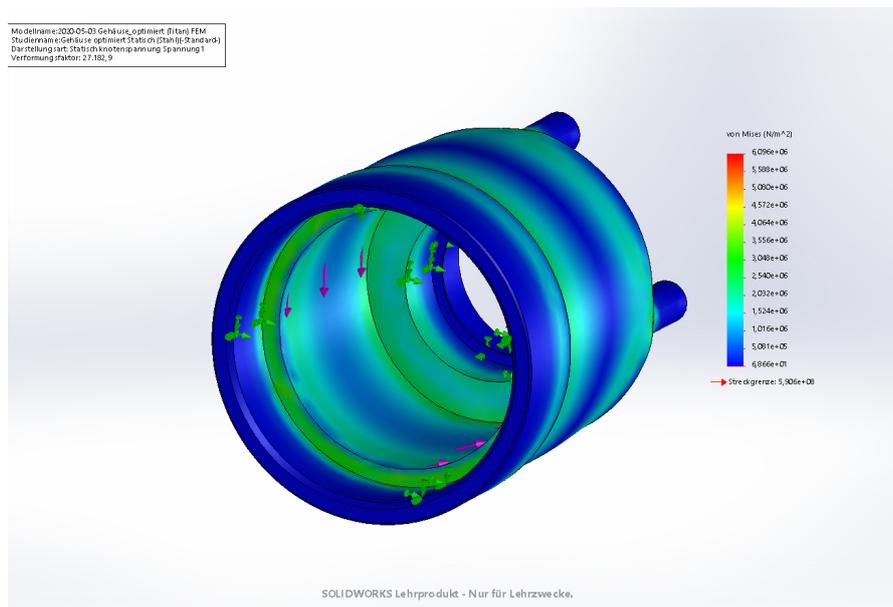


Abbildung 9.35 Modell des Gehäuses aus Stahl in der Frontansicht

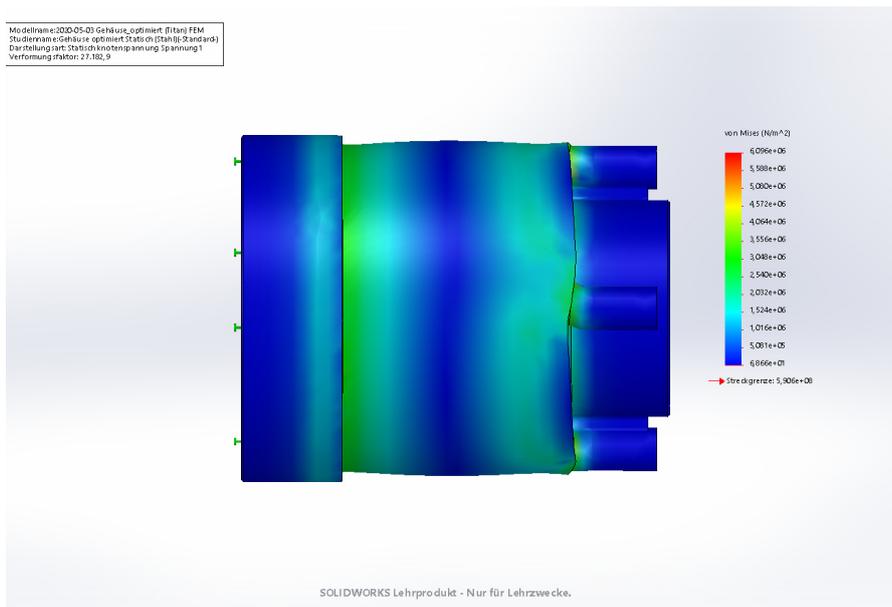


Abbildung 9.36 Modell des Gehäuses aus Stahl in der Seitenansicht

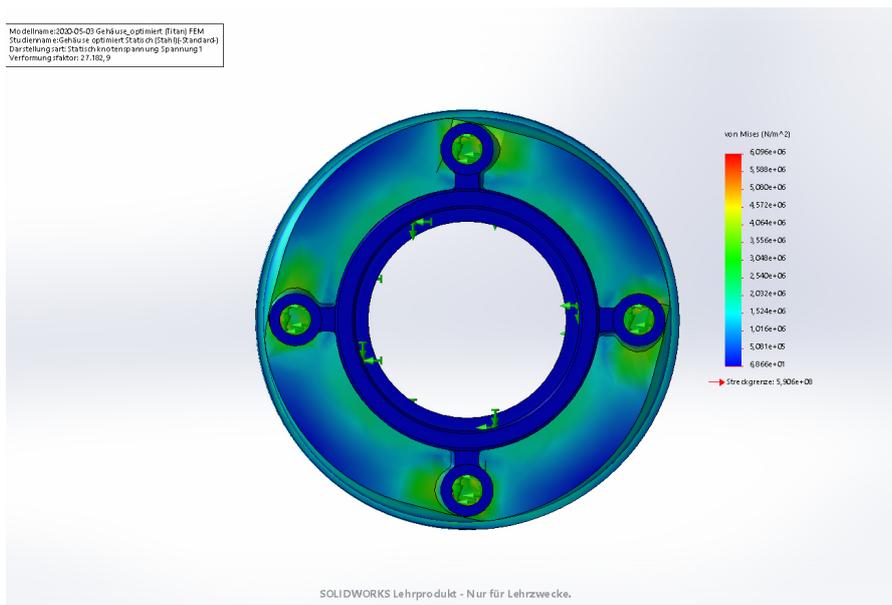


Abbildung 9.37 Modell des Gehäuses aus Stahl von der Rückseite gesehen

Optimierungsvorschlag Clara

Mit den selben Randbedingungen, wird das Material Titan simuliert. Dieser Optimierungsvorschlag wiegt 39,26 Gramm.

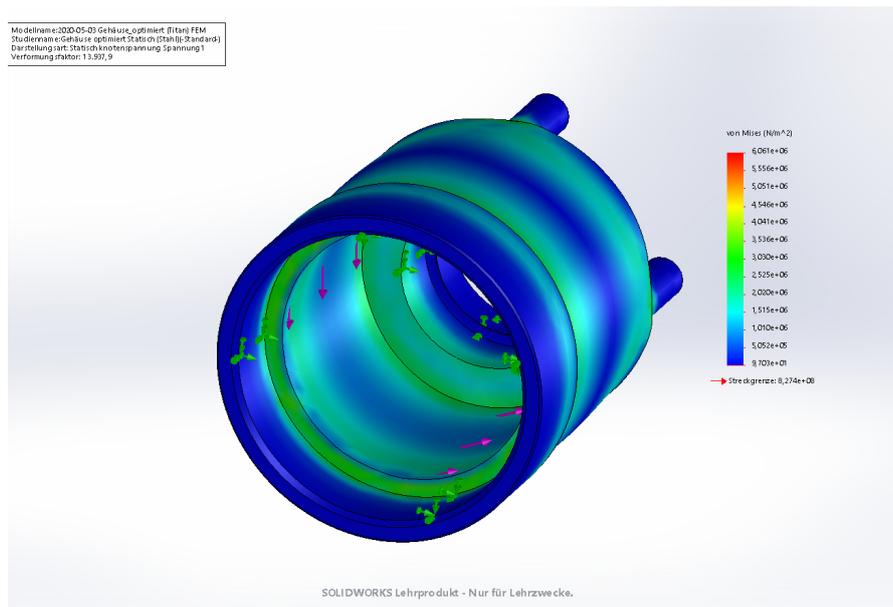


Abbildung 9.38 Modell des Gehäuses aus Titan in der Frontansicht

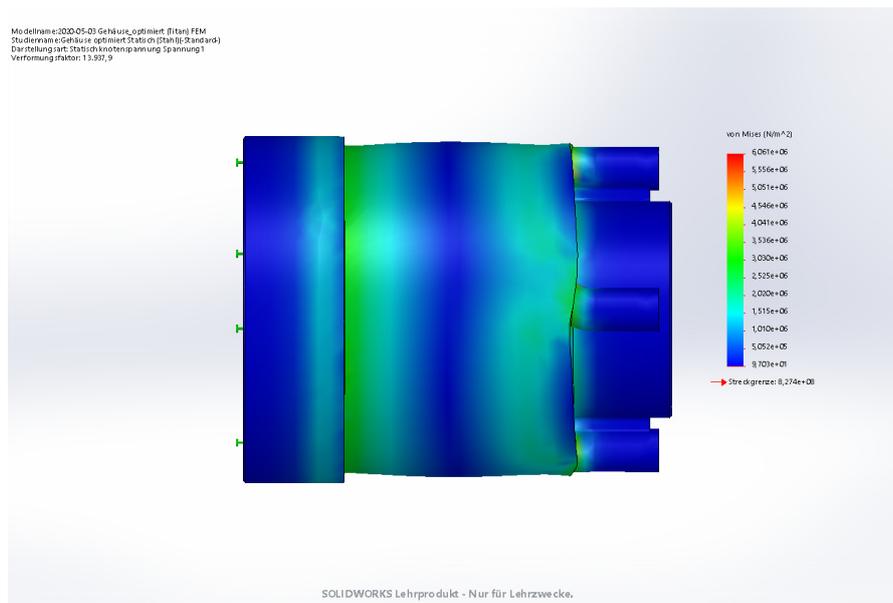


Abbildung 9.39 Modell des Gehäuses aus Titan in der Seitenansicht

Optimierungsvorschlag Doris

Aluminium ist ein geeigneter Leichtbauwerkstoff und wird in diesem Optimierungsvorschlag simuliert. Der Vorschlag wiegt 24,83 Gramm. Dies ist jedoch nur ein theoretischer Wert, da eine Aluminiumbauweise die Konstruktion vor eigene Herausforderungen stellt. Einerseits soll die Verzahnung aus Stahlzähnen bestehen, damit Verzahnungskräfte auch sicher

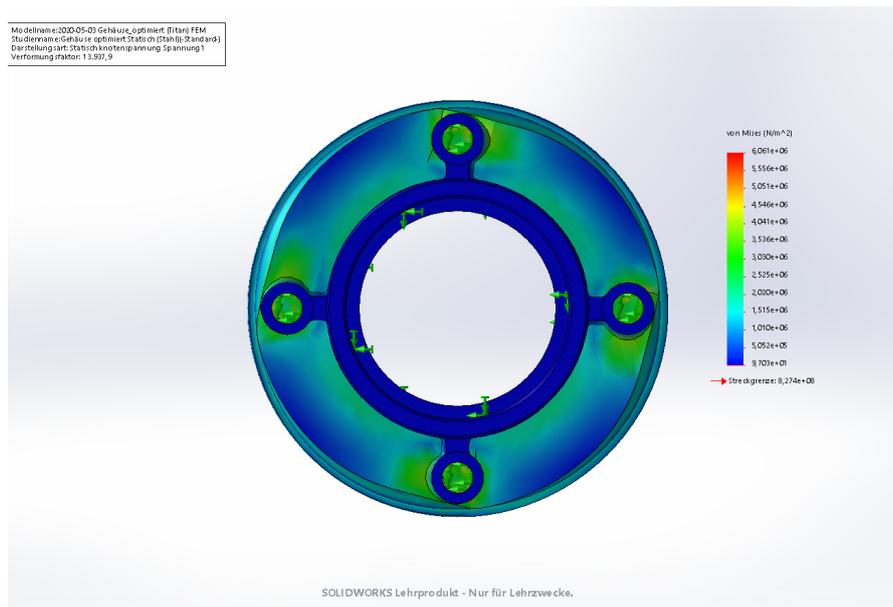


Abbildung 9.40 Modell des Gehäuses aus Titan von der Rückseite gesehen

ertragen werden und andererseits kann es beim Kontakt von Aluminium und Stahl (Verzahnungseinsatz oder Lageraußenringe) zu Kontaktkorrosion kommen.

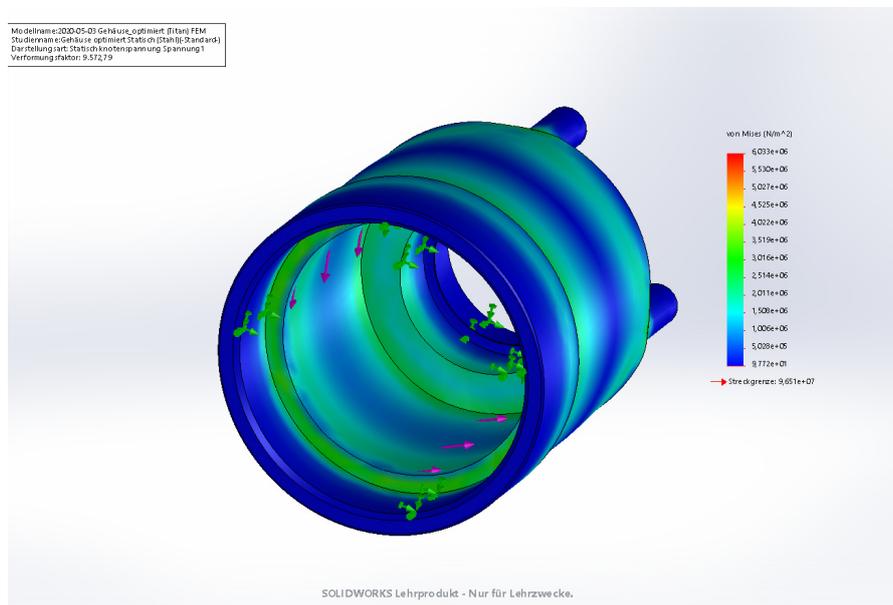


Abbildung 9.41 Modell des Gehäuses aus Aluminium in der Frontansicht

Denkbar ist statt der Aluminiumbauweise auch ein Gehäusekörper aus Faserverbundwerkstoffen, wie zum Beispiel Kohlefaserverbundwerkstoff. Jedoch kann auch hier keine Verzahnung gefertigt werden und es ist ein Stahleinsatz erforderlich. Der Stahleinsatz bietet eigene

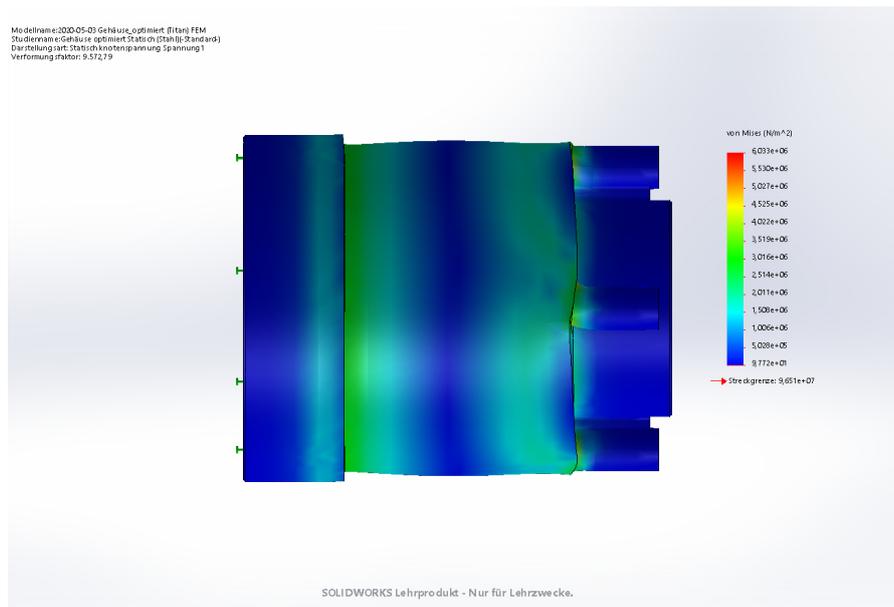


Abbildung 9.42 Modell des Gehäuses aus Aluminium in der Seitenansicht

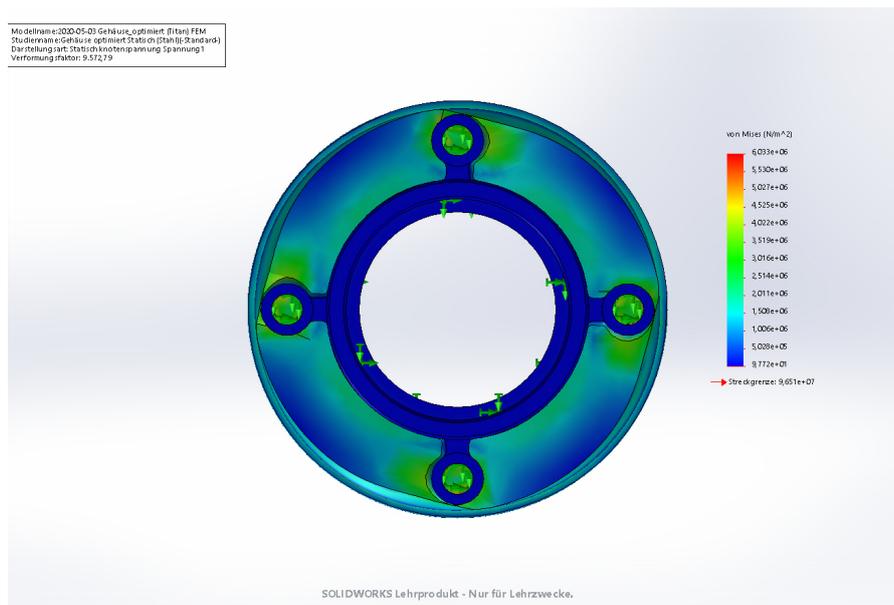


Abbildung 9.43 Modell des Gehäuses aus Aluminium von der Rückseite gesehen

konstruktive Herausforderungen, da er sehr dünn gefertigt werden müsste.

9.6 Optimierung der Planetenzahnräder

Nach der Optimierung des Planetenträgers und des Gehäuses des Getriebes werden die sechs Planetenzahnräder im Getriebe diskutiert. Ein geringeres Gewicht an den Planetenzahnrädern kann auf zwei Arten erzielt werden. Einerseits kann die Anzahl der Planeten im Getriebe reduziert werden und andererseits kann das Gewicht durch Massereduktion eingespart werden.

Mit jedem weg-reduzierten Planeten multipliziert mit der Anzahl der Planetenstufen wird entsprechend Gewicht der Planeten eingespart. Die Änderung der Anzahl von Planeten ist beim Gespräch mit der Firma RUAG abgelehnt worden.

Bei der Messung eines Planetenrades wurde ein Gewicht von 2,667 Gramm gemessen. In Abbildung 9.44 wurde das Planetenzahnrad konstruiert, das laut Konstruktionsprogramm ein Gewicht von 2,79 Gramm aufweist.

Es muss darauf hingewiesen werden, dass das in den Bildern gezeigte Modell etwas schwerer ist als der tatsächliche Planet, da im realen Objekt die Flanken des Planetenzahnrades leicht angeschrägt sind.

In Abbildung 9.45 wurde Masse aus dem Zahnrad herausgenommen. Dies kann beispielsweise durch Fräsen erzielt werden.

Durch das Einfräsen der Nuten in die sechs Planetenräder kann nur marginal Masse eingespart werden. Die Kosten des Fertigungs- und Bearbeitungsaufwandes müssen mit den Vorteilen dieser Optimierung abgewogen werden. Laut dem CAD Programm Solidworks wurde ein Gesamtgewicht von 2,79 Gramm gemessen. Mit den eingefrästen Nuten ergaben sich 2,44 Gramm. Demnach wurden 0,35 Gramm durch die Nuten an Gewicht gespart. Mit den Sechs Planeten ergeben sich also 2,1 Gramm Gewichtersparnis.

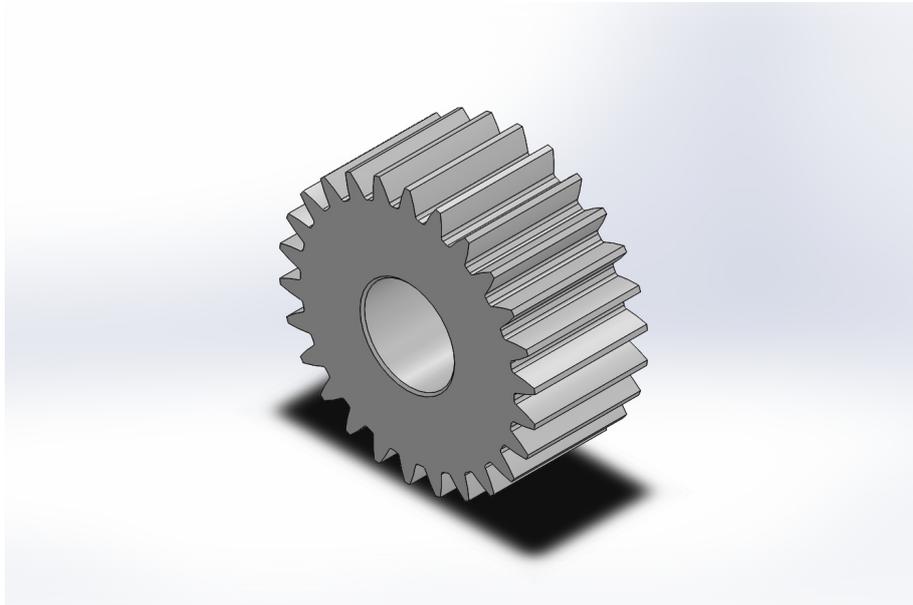


Abbildung 9.44 Planetenzahnrad nachkonstruiert

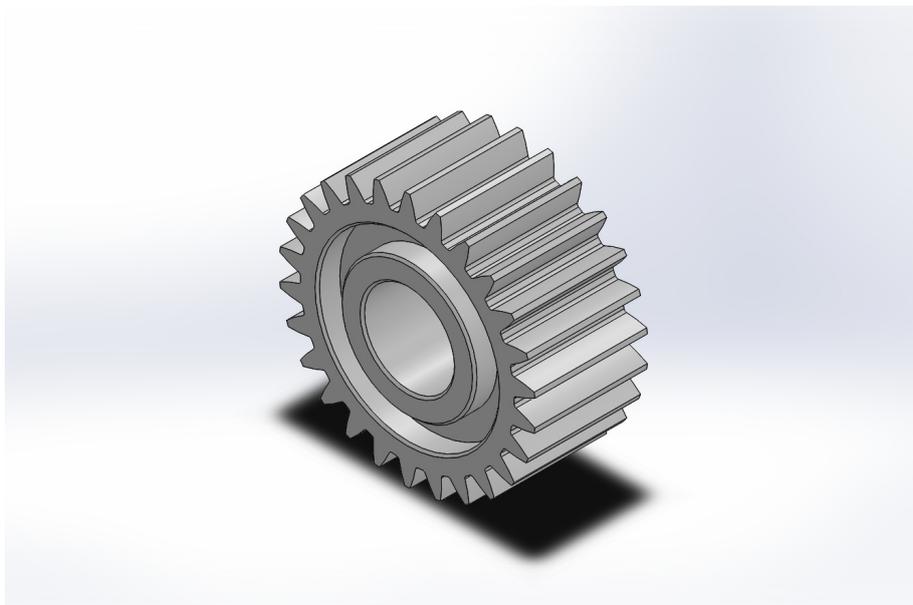


Abbildung 9.45 Planetenzahnrad mit beidseitigen Nuten um eine Gewichtsreduktion zu erzielen

9.7 Lagerauslegung

Im Planetengetriebe befinden sich zwei Lager des Typs SKA F2 606z der Schweizer Firma Hans Saurer Kugellager AG (SKA). Der Abbildung 9.47 kann entnommen werden, welche Basisdaten die Lager haben. Die Lager des Getriebes sind fettgeschmiert.

Die Abbildung 9.46 zeigt das Wälzlager in einer Schnittdarstellung.

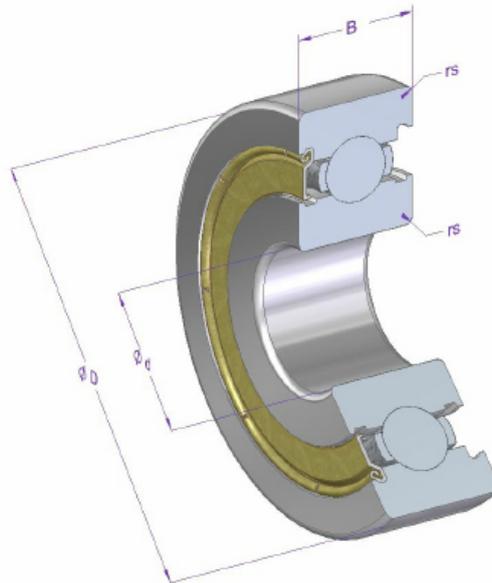


Abbildung 9.46 Lager SKA F2 606z, einseitig verschlossen mit Dichtscheibe [18]

Die Daten des Lagers, können der Übersicht 9.47 entnommen werden.

In Bezug auf die Lagerung gilt es die Lagerlebensdauer zu überprüfen. Da es sich um den Einsatz bei einer Raummission handelt, muss die Lebensdauer der Lager möglichst hoch sein. Gefordert ist eine Lebensdauer von 100.000.000 Umdrehungen.

Die Forderung der Firma RUAG Space an die Raumfahrtanwendung liegt bei $L_{10} = 100.000.000$ Umdrehungen (siehe Tabelle 5.1).

Bezüglich der Gewichtsoptimierung liegt es nahe, über eine Reduktion der Wälzkörper nachzudenken. Davon ist in diesem Fall jedoch abzuraten, da die Tragfähigkeit des Lagers abnehmen würde und lediglich Gewicht in sehr geringem Ausmaß gespart werden würde. Ebenso ist vom Einsatz eines Kunststoffkäfigs abzuraten, da ein Stahlkäfig verlässlicher

Mass	Bezeichnung	[mm]	Toleranz [µm]	DIN/ISO
d	Nenndurchmesser Innen	6	0 / -8	620-2
D	Nenndurchmesser Aussen	17	0 / -8	620-2
B	Breite	6	0 / -120	620-2
rs min	minimaler Kantenabstand	0.3		616

Berechnungs- und Betriebsdaten

Tragzahl					Drehzahlgrenze		Betriebstemperatur		Lagerluft (DIN/ISO)	
Ermüdungs- dynamisch		statisch			Fett	Öl	max	min	radial	
C	Cu	Co			n	n			min	max
[N]	[N]	DIN/ISO	[N]	DIN/ISO	[1/min]	[1/min]	[°C]	[°C]	[µm]	[µm]
1485	30	281	625	76	38000	45000	120	-20	2	13

Abbildung 9.47 Ausschnitt der Lagerdaten aus Datenblatt für das Lager SKA F2 606z [18]

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [h]$$

$L_{10,h}$	nomielle Lebensdauer	[h]
n	Betriebsdrehzahl	[min ⁻¹]
C	dynamische Tragzahl	[N]
P	äquivalente dynamische Lagerbelastung	[N]
p	Lebensdauerexponent	
	für Kugellager $p = 3$	
	für Rollenlager $p = 10/3$	

Abbildung 9.48 Lagerlebensdauerberechnung [11]

ist und im Weltraum tiefste Temperaturen in Kombination mit hohen Strahlungswerten auftreten können. Eine lange Lebensdauer mit einem Kunststoffkäfig kann nicht garantiert werden, obwohl er leichter wäre.

Kapitel 10

Zusammenfassung

Die gestellte Aufgabe, ein bestehendes Getriebe nachzukonstruieren und auf spezifische Anforderungen hin auszulegen, wurde in dieser Arbeit erfüllt und das Ziel der Diplomarbeit erreicht. Das ursprünglich ausgesuchte gekaufte Getriebe ist im Design überdimensioniert und eignet sich für eine Optimierung.

In der folgenden Übersicht 10.1 sind die Optimierungsvorschläge für eine Gewichtsoptimierung des Gehäuses des Planetengetriebes zusammengestellt.

Die Optimierungen am Planetenträger der 2. Stufe sind in Tabelle 10.2 gezeigt. Die 2. Stufe ist die stärker belastete Stufe. Der Planetenträger der 1. Stufe wiegt etwas mehr, aufgrund der längeren Welle anstelle eines kurzen Sonnenrades.

Des Weiteren kann noch ein geringes Gewicht an den sechs verbauten Planetenzahnrädern eingespart werden, wie in Übersicht Tabelle 10.3 gezeigt ist.

Optimierungsvorschlag	Material	Masseinsparung	Gewicht vor Optimierung	Gewicht nach Optimierung
Anna	15-5 PH Stahl	75,00%	110,92 Gramm	27,73 Gramm
Berta	15-5 PH Stahl	37,67%	110,92 Gramm	69,14 Gramm
Clara	Ti-6Al-4V	64,61%	110,92 Gramm	39,26 Gramm
Doris	Aluminium	77,61%	110,92 Gramm	24,83 Gramm

Tabelle 10.1 Gegenüberstellung der Optimierungsvorschläge für das Gehäuse

Optimierungsvorschlag	Material	Masseinsparung	Gewicht vor Optimierung	Gewicht nach Optimierung
Alpha	15-5 PH Stahl	67,28%	14,61 Gramm	4,78 Gramm
Beta	15-5 PH Stahl	42,51%	14,61 Gramm	8,40 Gramm
Gamma	Ti-6Al-4V	67,35%	14,61 Gramm	4,77 Gramm
Delta	15-5 PH Stahl	-9,51%	14,61 Gramm	16,00 Gramm
Epsilon	Ti-6Al-4V	76,79%	14,61 Gramm	3,39 Gramm

Tabelle 10.2 Gegenüberstellung der Optimierungsvorschläge für die Planetenträger (hier anhand der 2. Stufe)

Optimierungsvorschlag	Material	Masseinsparung	Gewicht vor Optimierung	Gewicht nach Optimierung
Zahnrad mit Nuten	15-5 PH Stahl	9,63%	2,7 Gramm	2,44 Gramm

Tabelle 10.3 Optimierungsvorschlag für die Planetenzahnräder

Typ	Optimierungsvorschlag	Material	Gewicht nach Optimierung [Gramm]	Anzahl
Gehäuse	Clara	Ti-6Al-4V	39,26	1
Planetenträger	Gamma	Ti-6Al-4V	4,77	2
Planetenzahnräder	Zahnrad ohne Nuten	15-5 PH Stahl	2,7	6
Lager	SKA F2 606z	Stahl	5,5	2
Gesamtgewicht			76	

Tabelle 10.4 Empfehlung für die Kombination der Optimierungsvorschläge

Die Empfehlung zur Optimierung des Planetengetriebes GPL032 ist eine Bauweise aus Titan. Beim Optimierungsvorschlag Clara für das Gehäuse werden 65% eingespart. Die Planetenzahnräder optimieren würde bei jedem Planetenrad nur 0,26 Gramm einbringen. Für sechs Zahnräder ist die Masseinsparung nur bei 1,56 Gramm. Von einer Gewichtoptimierung der Planetenzahnräder wird abgeraten. Für die beiden Planetenträger ist Optimierungsvorschlag Gamma aus Titan zu empfehlen. Damit ergibt sich ein neues Gewicht von 76,00 Gramm, unter der Annahme zweier identischer Planetenträger. Je nach Länge der Verbindungswelle zum Motor, kommt noch Gewicht hinzu. Eine Gesamtansicht des optimierten Planetengetriebes ist in 10.1 gezeigt.

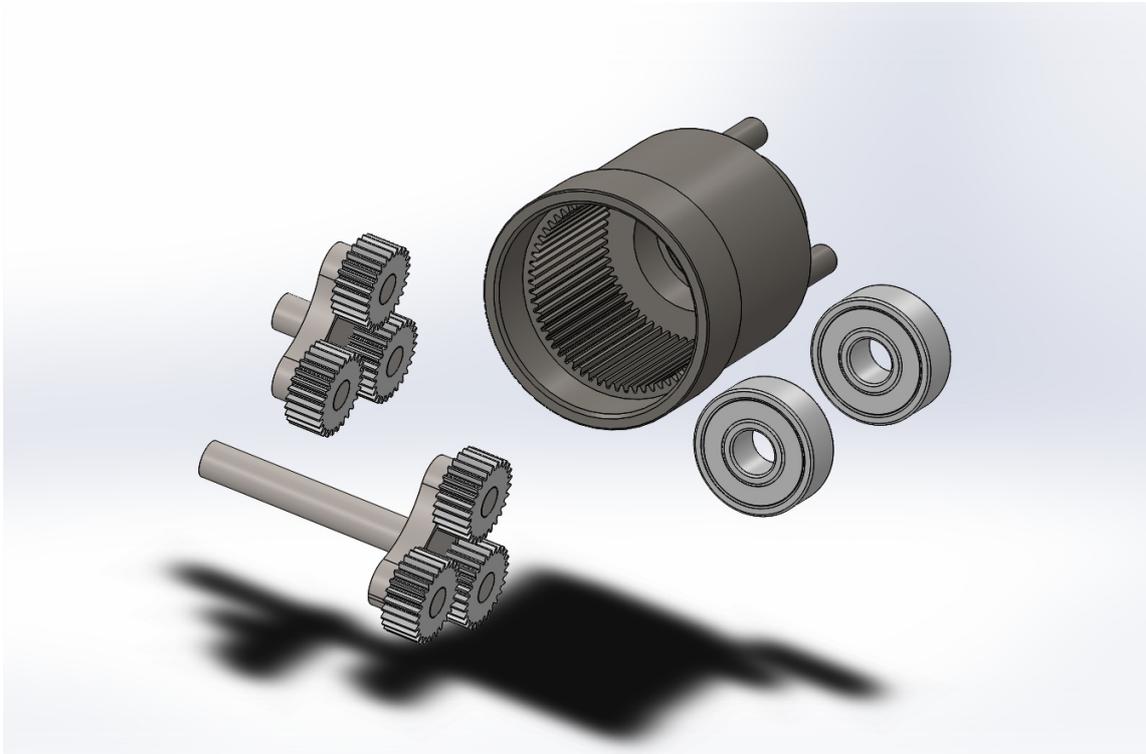


Abbildung 10.1 Explosionszeichnung des Planetengetriebes nach den Optimierungen

Abbildungsverzeichnis

2.1	Rekonstruktion des Südzeigerwagens aus Holz des Ingenieurs Ma Jun. Das Original ist verloren gegangen [7]	3
2.2	Achtgang-Automatik der Firma ZF in BMW Auto 520d. Rechts im Bild ist der Drehmomentenwandler zu sehen. Die Gänge des Automatikgetriebes funktionieren als Planetengetriebe und werden durch Lamellenkupplungen zugeschaltet. [3]	4
3.1	Begriffsbestimmung bei Planetengetrieben anhand einer Stufe eines Planetengetriebes [10]	7
3.2	Kostenreduktion durch Leistungsverzweigung mit eingezeichnetem kostenminimalem Radsatzkonzept im Verhältnis zur Komplexität des Getriebes durch die Anzahl der Zahnräder. [10]	8
3.3	Größenvergleich von Getrieben gleicher Momentenbelastbarkeit. Durch die Lastaufteilung auf mehrere parallele Zahneingriffe, sinkt die Größe des Planetengetriebes absteigend von links nach rechts. [10]	8
3.4	Leistungsdichte und Wirkungsgrad eines einstufigen Planetengetriebes im Vergleich mit Stirnradgetrieben und Schneckengetrieben [10]	9
5.1	Planetengetriebe GPL032 mit Deckel [9]	12
5.2	Außenansicht des Gehäuses, Planetenträger der 2. Stufe und Planetenzahnräder	13
5.3	Planetengetriebe mit Papierdichtung, Deckel und Abtriebsritzeln [9]	13

5.4 Innenansicht des Gehäuses. Sichtbar ist die 1. Stufe des Planetengetriebes und die Fettschmierung als weiße Paste (die zweite Stufe mit Planeten wurde im Bild herausgenommen) 14

5.5 Konstruktionszeichnung des Planetengetriebes GPL032 [9] 14

5.6 Motorenanbau an das Planetengetriebe [9] 15

5.7 Getriebe Explosionszeichnung der Nachkonstruktion 17

5.8 Zusammengesetztes Planetengetriebe 17

5.9 Zusammengesetztes Planetengetriebe in der Rückansicht mit Gewindebohrungen 17

5.10 Schnitt durch die Mitte des Gesamtgetriebes. Zu sehen sind die beiden Planetenstufen des Getriebes mit der ersten langsam drehenden Stufe in Lila und der schnell drehenden zweiten Stufe in Cyan. Darauf sitzen die Planetenräder in orange gelagert auf Pins. Sowie die beiden Kugellager des Getriebes in gelb 18

5.11 Gewichtsoptimierter Flugzeugrumpf 3D-gedruckt. Die organisch aussehende Struktur des Rumpfes spart 30 bis 55 Prozent des Gewichtes ein, während die Kräfte auf den Rumpf immer noch ertragen werden [19] 18

6.1 Sonnenrad in der Darstellung im IGS-Viewer 21

6.2 Planetenrad in der Darstellung im IGS-Viewer 22

6.3 Durch WESTCAM festgestellte, leichte Mess-Ungenauigkeiten. 22

6.4 In CATIA geöffneter Scan des Ritzels (Sonne). Mittels einer Skizze in CATIA werden die Durchmesser bemaßt 23

6.5 In CATIA geöffneter Scan des Rades (ein Planet). Mittels einer Skizze in CATIA werden die Durchmesser bemaßt 23

6.6 Detailansicht eines Zahnradzahnes. CATIA generiert das IGS-Format mit Punkten 24

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6.7 Funktionsprinzip Streifenprojektionssystem [16] 26

6.8 Aktive Triangulation - Objektbeleuchtung durch Linienprojektion und Objekterfassung mittels Kamera. Auf das Messobjekt wird eine Linie (L) projiziert und von der Kamera aufgenommen [16] 26

6.9 ATOS III (Foto: GOM) [16] 27

7.1 KISSSOFT Basisdaten für die Getrieberechnung. Bekannt sind die Zähnezahlen, Zahnbreite, Fettschmierung und der Eingriffswinkel im Normalschnitt. Die Anzahl der Planeten ist leicht aus dem bestehenden Getriebe abzuzählen und die Geradverzahnung ist zu erkennen 31

7.2 KISSSOFT Bezugsprofil mit diversen Eingabewerten 32

7.3 KISSSOFT Toleranzen 32

7.4 KISSSOFT Belastung und Rechenmethode 33

7.5 Belastung in Leistung, Drehmoment und Drehzahl 33

7.6 KISSSOFT Dynamikfaktor, Lastverteilungsfaktor, Wechselbiegungsfaktor und Breitenlastfaktor 34

7.7 KISSSOFT diverse Faktoren und Stirnfaktor 34

7.8 Kutzbachplan des als Basis verwendeten Planetengetriebes der Firma Gysin [14]. Die Zahnradradien sind in der Skizze willkürlich angenommen. 35

7.9 Darstellung der Verzahnungskräfte im (idealen, verlustfreien) Planetengetriebe. Die Sonne ist in hellrot, die Planeten bläulich und das Hohlrad in grün dargestellt [10] 35

7.10 Kraftfluss in einer Planetenstufe mit feststehendem Hohlrad 36

7.11 Betriebsarten für Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrad [10] 36

7.12 Mögliche Übersetzungen für Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrad [10] 36

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



9.1 Verschiedene theoretisch simulierbare Möglichkeiten für eine spätere Topologieoptimierung 39

9.2 Handskizze von Optimierungsvorschlägen für das Planetenträgergehäuse und beide Lager 43

9.3 Eigenschaften von diversen metallischen und nichtmetallischen Materialien die unter anderem auch für Leichtbauanwendungen verwendet werden^{1 2 3 4} . . 44

9.4 Planetenträger nachkonstruiert 45

9.5 Planetenträger nachkonstruiert in rückseitiger Ansicht 46

9.6 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger mit fiktiven Kräften 47

9.7 Masseoptimierung nach Topologiestudie (mit fiktiven Kräften) am Planetenträger in rückseitiger Ansicht, das hintere Sonnenritzel ist hier nur stilisiert dargestellt ohne Ausprägung der Verzahnung 47

9.8 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger 48

9.9 Masseoptimierung nach Topologiestudie am Planetenträger in rückseitiger Ansicht, das hintere Sonnenritzel ist hier nur stilisiert dargestellt ohne Ausprägung der Verzahnung 48

9.10 Masseoptimierung durch Aussparungen am Planetenträger für ein Gewicht von 8,4 Gramm 49

9.11 Masseoptimierung durch Aussparungen am Planetenträger in Frontansicht . 50

¹Helmut Gabriel Schwarze. “Zusammenstellung und Ausarbeitung von diversen Werkstoffkennwerten von Stahl bis neuartigen Kompositwerkstoffen”. TU Wien. 2014.

²AKsteel. *15-5 PH Stainless Steel*. http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/precipitation/15-5_ph_data_sheet.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Jan. 2018.

³energietechnik essen.de. *Energietechnik-Essen*. http://www.energietechnik-essen.de/fileadmin/energietechnik-gmbh/dokumente/datenblatt_cronidur_2009.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Feb. 2014.

⁴Steirereisen. *Datenblatt Cronidur 30*. http://steirereisen.bisanz.me/wp-content/uploads/2014/02/datenblatt_cronidur30_.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Jan. 2003.

9.12 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger 50

9.13 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger von der Rückseite aus gesehen 51

9.14 Verschiebungen am Planetenträger 52

9.15 Sicherheiten nur teils erfüllt 52

9.16 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V 53

9.17 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V von der Rückseite 53

9.18 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V mit Verschiebungen 54

9.19 FEM Analyse am bearbeiteten Planetenträger aus Titan Ti-6Al-4V mit Sicherheiten 54

9.20 FEM Analyse am Planetenträger aus Stahl mit Käfig zur Stabilisierung der Planetenpins 55

9.21 FEM Analyse am Planetenträger aus Stahl mit Käfig zur Stabilisierung der Planetenpins von der Rückseite 56

9.22 Verschiebungen am Käfig 56

9.23 Sicherheiten am Käfig des Planetenträgers 57

9.24 Baugruppe Käfig mit Planetenträdern 57

9.25 Baugruppe Käfig mit Planetenträdern in Rückansicht 58

9.26 Masseoptimierung durch weitere Aussparungen am Planetenträger für ein Gewicht von 5,97 Gramm 58

9.27 Optimierungsvorschlag Epsilon von vorne gesehen 59

9.28 Optimierungsvorschlag Epsilon von hinten gesehen 59

9.29 Optimierungsvorschlag Epsilon aus Titan von der Rückseite gesehen 60

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

9.30 Gehäusekonstruktion von vorne betrachtet	61
9.31 Gehäusekonstruktion von Rückseite betrachtet	61
9.32 Organisches Modell des Gehäuses	62
9.33 Organisches Modell des Gehäuses in Rückansicht	63
9.34 Organisches Modell des Gehäuses in der Seitenansicht	63
9.35 Modell des Gehäuses aus Stahl in der Frontansicht	64
9.36 Modell des Gehäuses aus Stahl in der Seitenansicht	65
9.37 Modell des Gehäuses aus Stahl von der Rückseite gesehen	65
9.38 Modell des Gehäuses aus Titan in der Frontansicht	66
9.39 Modell des Gehäuses aus Titan in der Seitenansicht	66
9.40 Modell des Gehäuses aus Titan von der Rückseite gesehen	67
9.41 Modell des Gehäuses aus Aluminium in der Frontansicht	67
9.42 Modell des Gehäuses aus Aluminium in der Seitenansicht	68
9.43 Modell des Gehäuses aus Aluminium von der Rückseite gesehen	68
9.44 Planetenzahnrad nachkonstruiert	70
9.45 Planetenzahnrad mit beidseitigen Nuten um eine Gewichtsreduktion zu erzielen	70
9.46 Lager SKA F2 606z, einseitig verschlossen mit Dichtscheibe [18]	71
9.47 Ausschnitt der Lagerdaten aus Datenblatt für das Lager SKA F2 606z [18]	72
9.48 Lagerlebensdauerberechnung [11]	72
10.1 Explosionszeichnung des Planetengetriebes nach den Optimierungen	75

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Tabellenverzeichnis

5.1	Getriebe Leistungsdaten und Bezeichnungen (Anmerkung: Die Markenbezeichnung Cronidur 30 ist ein Messerstahl. X30CrMoN15-1 nach DIN-Norm Bezeichnung)	16
5.2	Werkstoffkennwerte des Werkstoffs Cronidur 30	16
6.1	Zahnradmaße des Sonnenrades	24
6.2	Zahnradmaße eines Planetenrades und des Hohlrades	24
6.3	Gewichtstabelle der Einzelteile des Planetengetriebes	28
6.4	Gegenüberstellung der Simulationen des Planetengetriebes mit den tatsächlich gewogenen Einzelteilen	29
9.1	Planetenträger Topologiestudie mit 75 Prozent Massereduktion	50
9.2	Gehäuse Topologiestudie mit 75 Prozent Massereduktion	64
10.1	Gegenüberstellung der Optimierungsvorschläge für das Gehäuse	73
10.2	Gegenüberstellung der Optimierungsvorschläge für die Planetenträger (hier anhand der 2. Stufe)	74
10.3	Optimierungsvorschlag für die Planetenzahnräder	74
10.4	Empfehlung für die Kombination der Optimierungsvorschläge	74

Anhang A

Anhang

KISSSOFT Berechnungsprotokoll

Bibliography

- [1] AKsteel. *15-5 PH Stainless Steel*. http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/precipitation/15-5_ph_data_sheet.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Jan. 2018.
- [2] Martin D. Altschuler; J. Taboada; Bruce R. Altschuler. *Measuring surfaces space-coated by laser-projected dot matrix. Imaging Applications for Automated Industrial Inspection and Assembly*. SPIE Proceedings Vol. 0182, Oct. 1979.
- [3] Benny. *ZF Achtgang-Automatik: Facelift gibt Debüt in BMW 520d mit B47*. <http://www.bimmertoday.de/2014/08/21/8hp-zf-achtgang-automatik-2014-bmw-520d-b47/>. Aug. 2014.
- [4] Karl-Heinz Decker. *Maschinenelemente*. Carl Hanser Verlag, 2014.
- [5] ESA. *Erfolgsstory Raumtransport: Wie Phoenix aus der Asche*. http://www.esa.int/ger/ESA_in_your_country/Austria/Erfolgsstory_Raumtransport_Wie_Phoenix_aus_der_Asche.
- [6] energietechnik essen.de. *Energietechnik-Essen*. http://www.energietechnik-essen.de/fileadmin/energietechnik-gmbh/dokumente/datenblatt_cronidur_2009.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Feb. 2014.
- [7] fischertechniker. *Warum das Differenzial mehrfach erfunden werden musste*. <https://fischertechnikblog.wordpress.com/2015/11/13/warum-das-differenzial-mehrfach-erfunden-werden-musste/>. Nov. 2015.
- [8] Dipl.-Ing. Jens Gühring. "3D-Erfassung und Objektrekonstruktion mittels Streifenprojektion". PhD thesis. <https://d-nb.info/980546680/34>: Universität Stuttgart, 2002.

- [9] Gysin. *Gysin*. <http://www.gysin.com/downloads/>. Dec. 2016.
- [10] Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick. *Maschinenelemente II*. Graz: TU Graz, 2017.
- [11] IBC. *IBC Wälzlager*. <http://www.ibc-waelzlager.eu/file/Downloads/Lebensdauerberechnung.pdf>. Zugriff am 17. Dezember 2017.
- [12] Verein deutscher Ingenieure (VDI). *Zahnradgetriebe 99 Planetengetriebe*. Tagung Wiesloch, Mar. 1999.
- [13] J. Fullman J. Farndon H. Ferguson. *Ingenieure*. München: Dorling Kindersley Verlag GmbH, 2014.
- [14] jenniskens. *Planetary Gear Animation*. <http://jenniskens.livedsl.nl/technical/Tips/Files/Planetary%20gears%20animation.swf>.
- [15] H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 1998.
- [16] Heinz-Jürgen Przybilla. *Streifenprojektion - Grundlagen, Systeme und Anwendungen*. <https://docplayer.org/10490533-Streifenprojektion-grundlagen-systeme-und-anwendungen.html>: Hochschule Bochum, Jan. 2017.
- [17] Helmut Gabriel Schwarze. "Zusammenstellung und Ausarbeitung von diversen Werkstoffkennwerten von Stahl bis neuartigen Kompositwerkstoffen". TU Wien. 2014.
- [18] SKA. *SKA F2 606z Kugellager*. <https://www.saurer-kugellager.ch/downloads.html>. 2016.
- [19] Andreas Spaeth. "Staub wird Form". In: *Süddeutsche Zeitung Beilage* (Feb. 2016).
- [20] Stahs. "Oberflächenvermessung mit einem 3D-Robotersensor". In: 1990.
- [21] Steirereisen. *Datenblatt Cronidur 30*. http://steirereisen.bisanz.me/wp-content/uploads/2014/02/datenblatt_cronidur30_.pdf. Zugriff am 20. März 2017. Jan. 2003.
- [22] Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand. *Maschinenelemente*. Vierte Auflage. TU Wien, 2012.
- [23] Wikipedia. *Kutzbachplan*. <https://de.wikipedia.org/wiki/Kutzbachplan>. Jan. 2017.

Wichtiger Hinweis: Bei der Berechnung sind Warnungen aufgetreten:

1-> UNTERSCHNITT Rad 1

Im Bereich der aktiven Flanke - Verkleinerung der Überdeckung.

Hinweis: Profilverschiebung erhöhen

auf mindestens 0.473600

2-> Rad 1: Das spezifische Gleiten im Fuss [zetaf] wird kleiner als -3.00.

3-> Rad 2 :

Der Kopfkantenbruch ist viel zu gross!

Maximal erlaubter Wert (geschätzt) : (Max.: 0.083 mm)

4-> Bei kleinen Linienlasten [w]:

Die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit [cg] ist sehr unsicher.

Daraus können sehr ungenaue, hohe Werte für Dynamikfaktor [KV], Breitenlastfaktor [KHb] und Stirnfaktor [KHa] resultieren.

Wir empfehlen, diese Werte direkt einzugeben (beispielsweise KV=1.0, KHb=1.5, KHa=1.0)

und eine genauere Methode zur Bestimmung von cg zu verwenden

(unter 'Details' im Bereich 'Festigkeit' bei 'Zahneingriffssteifigkeit').

5-> Der nach Norm berechnete Wert für KV (19.890) wird begrenzt auf: 2.000

6-> Der nach Norm berechnete Wert für KHb (23.141) wird begrenzt auf: 5.000

7-> Berechnung des Fressens:

Die eingegebenen Zahnradparameter liegen ausserhalb der Randbedingungen der Rechenmethode!

Für die Anwendung der ISO/TR 13989-2 gelten folgende Einschränkungen:

wBt (=0.6 N/mm) >= 150.0 N/mm

8-> Ihre Zahndicken-Toleranz (DIN 3967 cd25) ist für kleine Zahnräder nicht geeignet.

Wählen Sie eine Toleranz der Feinwerktechnik!

9-> Ihre Zahndicken-Toleranz (DIN 3967 cd25) ist für kleine Zahnräder nicht geeignet.

Wählen Sie eine Toleranz der Feinwerktechnik!

10-> Ihre Zahndicken-Toleranz (DIN 3967 cd25) ist für kleine Zahnräder nicht geeignet.

Wählen Sie eine Toleranz der Feinwerktechnik!

BERECHNUNG EINER GERADVERZAHNTEN PLANETENSTUFE

Zeichnungs- oder Artikelnummer:

Rad 1: 0.000.0

Rad 2: 0.000.0

Rad 3: 0.000.0

Rechenmethode ISO 6336:2006 Methode B

		----- Sonne -----	Planeten -----	Hohlrad ---
Anzahl Planeten	[p]	(1)	3	(1)
Leistung (W)	[P]		6.000	
Drehzahl (1/min)	[n]	40207.6		0.0
Drehzahldifferenz für Planetenlagerberechnung (1/min)	[n2]		12178.3	
Drehzahl Planetenträger (1/min)	[nSteg]		5025.9	
Drehmoment (Nm)	[T]	0.001	0.000	0.010
Drehmoment Planetenträger (Nm)	[TSteg]		0.011	
Anwendungsfaktor	[KA]	1.00		
Leistungsverteilungsfaktor	[Kgam]	1.00		
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00		
Rad treibend (+) / getrieben (-)		-	+/-	+
Arbeitsflanke Rad 1: Rechte Flanke				
Drehrichtung Rad 1 gegen den Uhrzeigersinn				

1. ZAHNGEOMETRIE UND WERKSTOFF

(Geometrieberechnung nach	DIN 3960:1987)	----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---
Achsabstand (mm)	[a]		7.020	
Achsabstandstoleranz	ISO 286:2010 Abmass js7			
Normalmodul (mm)	[mn]		0.3900	
Eingriffswinkel im Normalschnitt (°)	[alfn]		20.0000	
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[beta]		0.0000	
Zähnezahl	[z]	9	26	-63
Zahnbreite (mm)	[b]	5.00	5.00	5.00
Schrägungsrichtung	Geradverzahnt			
Planetennachsen können in regelmässiger Teilung angeordnet werden:		120°		
Verzahnungsqualität	[Q-ISO1328:1995]	6	6	6
Innendurchmesser (mm)	[di]	0.00	0.00	
Aussendurchmesser (mm)	[di]			0.00
Innendurchmesser der Bandage (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Aussendurchmesser der Bandage (mm)	[dbi]			0.00
Werkstoff				
Rad 1:	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28			
Rad 2:	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28			
Rad 3:	18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernfestigkeit >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28			
		----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---
Oberflächen-Härte	HRC 61	HRC 61	HRC 61	
Werkstoff-Behandlung nach ISO 6336:2006 Normal (Zeitfestigkeitsfaktoren ZNT und YNT >=0.85)				
Dauerfestig. Zahnfußspannung (N/mm²)	[σFlim]	430.00	430.00	430.00
Dauerfestig. Hertzsche Pressung (N/mm²)	[σHlim]	1500.00	1500.00	1500.00
Bruchfestigkeit (N/mm²)	[σB]	1200.00	1200.00	1200.00
Streckgrenze (N/mm²)	[σS]	850.00	850.00	850.00
Elastizitätsmodul (N/mm²)	[E]	206000	206000	206000
Poissonzahl	[ν]	0.300	0.300	0.300

Mittenrauhwert Ra, Flanke (µm)	[RAH]	0.60	0.60	0.60
Mittenrauhwert Ra, Fuss (µm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Flanke (µm)	[RZH]	4.80	4.80	4.80
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Fuss (µm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

Bezugsprofil von Rad 1 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250		
Fussradiusfaktor	[rhofP*]	0.380	(rhofPmax*=0.472)	
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000		
Kopfradiusfaktor	[rhoaP*]	0.000		
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000		
Protuberanzwinkel	[alfprP]	0.000		
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000		
Kantenbrechflankenwinkel	[alfKP]	0.000		
			nicht überschneidend	

Bezugsprofil von Rad 2 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250		
Fussradiusfaktor	[rhofP*]	0.380	(rhofPmax*=0.472)	
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000		
Kopfradiusfaktor	[rhoaP*]	0.000		
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000		
Protuberanzwinkel	[alfprP]	0.000		
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000		
Kantenbrechflankenwinkel	[alfKP]	0.000		
			nicht überschneidend	

Bezugsprofil von Rad 3 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A			
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250		
Fussradiusfaktor	[rhofP*]	0.380	(rhofPmax*=0.472)	
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000		
Kopfradiusfaktor	[rhoaP*]	0.000		
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000		
Protuberanzwinkel	[alfprP]	0.000		
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000		
Kantenbrechflankenwinkel	[alfKP]	0.000		
			nicht überschneidend	

Zusammenfassung Bezugsprofil der Zahnräder:

Fusshöhe Bezugsprofil	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Fussradius Bezugsprofil	[rofp*]	0.380	0.380	0.380
Kopfhöhe Bezugsprofil	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberanzwinkel (°)	[alfprP]	0.000	0.000	0.000
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Kantenbrechflankenwinkel (°)	[alfKP]	0.000	0.000	0.000

Art der Profilkorrektur: keine (nur Einlaufbetrag)

Kopfrücknahme (µm)	[Ca]	2.00	2.00	2.00
--------------------	------	------	------	------

Schmierungsart	Fettschmierung			
Fettsorte	Fett: Isoflex Topas L32			
Schmierstoff-Basis	Synthetisches Öl auf Polyäther-Basis			
Kinem. Nennvisko. Grund-Öl bei 40 Grad (mm²/s)	[nu40]	18.00		

Kinem. Nennvisko. Grund-Öl bei 100 Grad (mm ² /s)	[nu100]	4.00			
FZG-Test A/8.3/90 Stufe	[FZGtestA]	9			
Spez. Dichte bei 15 Grad (kg/dm ³)	[roOil]	0.860			
Fett-Temperatur (°C)	[TS]	70.000			
----- RAD 1 ----- RAD 2 ----- RAD 3 ----					
Gesamtübersetzung	[itot]	0.125			
Zähnezahlverhältnis	[u]	2.889		-2.423	
Stirnmodul (mm)	[mt]	0.390			
Eingriffswinkel am Teilkreis (°)	[alfit]	20.000			
Betriebseingriffswinkel (°)	[alfwt]	23.994		15.029	
	[alfwt.e/i]	24.131 /	23.856	14.799 /	15.255
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt (°)	[alfwn]	23.994		15.029	
Schrägungswinkel am Wälzkreis (°)	[betaw]	0.000		0.000	
Grundschrägungswinkel (°)	[betab]	0.000			
Nullachsabstand (mm)	[ad]	6.825		-7.215	
Profilverschiebungsfaktorsumme	[Summexi]	0.5493		0.4431	
Profilverschiebungsfaktor	[x]	0.2136		0.3356	0.1075
Zahndicke (Bogen) (in Modul) (Modul)	[sn*]	1.7263		1.8151	1.6491
Kopfhöhenänderung (mm)	[k*mn]	-0.019		-0.019	0.000
Teilkreisdurchmesser (mm)	[d]	3.510		10.140	-24.570
Grundkreisdurchmesser (mm)	[db]	3.298		9.528	-23.088
Kopfkreisdurchmesser (mm)	[da]	4.419		11.144	-23.706
(mm)	[da.e/i]	4.419 /	4.409	11.144 /	11.134 -23.706 / -23.716
Kopfkreisabmasse (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.010	0.000 /	-0.010 0.000 / -0.010
Kantenbruch (1) / Kopfrundung (2)		0		1	1
Kopfkantenbruch (mm)	[hK]			0.092	0.005
Kopfkantenbruchwinkel (°)	[delhK]			45.000	45.000
Kopfformkreisdurchmesser (mm)	[dFa]	4.419		10.960	-23.717
(mm)	[dFa.e/i]	4.419 /	4.409	10.960 /	10.950 -23.717 / -23.727
Kopfnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNa.e/i]	4.419 /	4.409	10.960 /	10.950 -23.717 / -23.727
Wälzkreisdurchmesser (mm)	[dw]	3.610		10.430 /	9.866 -23.906
(mm)	[dw.e]	3.614		10.441 /	9.855 -23.880
(mm)	[dw.i]	3.606		10.419 /	9.876 -23.931
Fusskreisdurchmesser (mm)	[df]	2.702		9.427	-25.461
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	[xE.e/i]	0.2136 /	0.1818	0.1454 /	0.0397 -0.0827 / -0.1884
Erzeugter Fusskreis mit xE (mm)	[df.e]	2.702		9.278	-25.610
(mm)	[df.i]	2.677		9.196	-25.692
Kopfspiel theoretisch (mm)	[c]	0.097		0.097/0.139	0.120
Kopfspiel effektiv, Oberes Abmass (mm)	[c.e]	0.225		0.122/0.267	0.248
Kopfspiel effektiv, Unteres Abmass (mm)	[c.i]	0.164		0.090/0.205	0.186
Fussnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNf]	3.311		9.923/9.694	-24.801
(mm)	[dNf.e]	3.317		9.937/9.713	-24.772
(mm)	[dNf.i]	3.308		9.912/9.684	-24.822
Fussformkreisdurchmesser (mm)	[dFf]	3.308		9.727	-25.187
(mm)	[dFf.e/i]	3.311 /	3.308	9.649 /	9.614 -25.366 / -25.458
Bei Innenverzahnung: Berechnung dFf mit Stossrad (z0= 20, x0= 0.000)					
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.004 /	-0.001	0.050 /	0.017 0.343 / 0.272
(Mit Berücksichtigung des Unterschnitts)					
Kopfhöhe (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		0.454		0.502 0.432
(mm)	[ha.e/i]	0.454 /	0.449	0.502 /	0.497 0.432 /
0.427					
Fusshöhe (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		0.404		0.357 0.446
(mm)	[hf.e/i]	0.404 /	0.417	0.431 /	0.472 0.520 /
0.561					
Wälzwinkel zu dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	51.077 /	50.815	32.565 /	32.443 13.462 /
13.570					

Wälzwinkel zu dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	6.091 /	4.501	16.961 /	16.427	
	[xsi_dNf.e/i]			11.340 /	10.383	22.279 / 22.617
Wälzwinkel zu dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	4.985 /	4.501	9.136 /	7.687	26.069 /
26.617						
Zahnhöhe (mm)	[h]	0.858		0.859		0.878
Ersatz-Zähnezahl	[zn]	9.000		26.000		-63.000
Normal-Zahndicke am Kopfkreis (mm)	[san]	0.191		0.261		0.364
(mm)	[san.e/i]	0.200 /	0.180	0.207 /	0.169	0.314 / 0.283
(ohne Berücksichtigung Kopfkantenbruch / Kopfrundung)						
Normal-Lückenweite am Fusskreis (mm)	[efn]	0.000		0.000		0.226
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000	0.000 /	0.000	0.213 / 0.205
Max. Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)	[vga]	2.913		3.651/0.290		0.143
Spezifisches Gleiten am Kopf	[zetaa]	0.674		0.843/0.310		0.203
Spezifisches Gleiten am Fuss	[zetaf]	-5.387		-2.068/ -0.255		-0.449
Gleitfaktor am Kopf	[Kga]	0.549		0.438/0.170		0.046
Gleitfaktor am Fuss	[Kgf]	-0.438		-0.549/ -0.046		-0.170
Teilkreisteilung (mm)	[pt]			1.225		
Grundkreisteilung (mm)	[pbt]			1.151		
Stirneingriffsteilung (mm)	[pet]			1.151		
Länge der Eingriffsstrecke (mm)	[ga]			1.323		1.816
(mm)	[ga.e/i]			1.341 /	1.287	1.845 / 1.755
Länge T1-A (mm)	[T1A]	1.470		1.384/2.708		-4.528
Länge T1-B (mm)	[T1B]	1.298		1.557/2.043		-3.864
Länge T1-C (mm)	[T1C]	0.734		2.121/ 1.279		-3.099
Länge T1-D (mm)	[T1D]	0.319		2.536/ 1.557		-3.377
Länge T1-E (mm)	[T1E]	0.147		2.708/0.892		-2.712
Durchmesser Einzeleingriffspunkt B (mm)	[d-B]	4.197		10.024/	10.368	-24.347
(mm)	[d-B.e]	3.359		10.777/	10.024	-24.072
(mm)	[d-B.i]	3.357		10.819/	10.018	-24.034
Durchmesser Einzeleingriffspunkt D (mm)	[d-D]	3.359		10.794/	10.024	-24.056
(mm)	[d-D.e]	4.176		10.023/	10.345	-24.347
(mm)	[d-D.i]	4.233		10.018/	10.408	-24.361
Profilüberdeckung	[eps_a]			1.149		1.577
Profilüberdeckung mit Abmassen	[eps_a.e/i]			1.164 / 1.118		1.602 / 1.524
Sprungüberdeckung	[eps_b]			0.000		0.000
Gesamtüberdeckung	[eps_g]			1.149		1.577
Gesamtüberdeckung mit Abmassen	[eps_g.e/i]			1.164 / 1.118		1.602 / 1.524

2. ALLGEMEINE EINFLUSSFAKTOREN

		----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---	
Nennumfangskraft im Teilkreis (N)	[Ft]		0.271		0.271
Axialkraft (N)	[Fa]	0.0		0.0	0.0
Axialkraft (gesamt) (N)	[Fatot=Fa* 3]	0.0			0.0
Radialkraft (N)	[Fr]		0.099		0.099
Normalkraft (N)	[Fnorm]	0.3		0.3	0.3
Nennumfangskraft pro mm (N/mm)	[w]		0.05		0.05
Nur zur Information: Kräfte im Wälzkreis:					
Nennumfangskraft (N)	[Ftw]		0.263		0.278
Axialkraft (N)	[Fa]	0.0		0.0/	0.0
Axialkraft (gesamt) (N)	[Fatot=Fa* 3]	0.0			0.0
Radialkraft (N)	[Fr]		0.117		0.075
Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)	[v]			6.47	(Planet)
Einlaufbetrag (µm)	[yp]		0.457		0.495
Einlaufbetrag (µm)	[yf]		0.278		0.322

Radkörperfaktor	[CR]	1.000	1.000
Korrekturfaktor	[CM]	0.800	0.800
Bezugsprofilfaktor	[CBS]	0.975	0.975
Materialfaktor	[E/Est]	1.000	1.000
Einzelfedersteifigkeit (N/mm/μm)	[c']	8.234	11.034
Eingriffsfedersteifigkeit (N/mm/μm)	[cgalf]	9.157	15.810
Eingriffsfedersteifigkeit (N/mm/μm)	[cgbet]	7.784	13.439
Die Formel für c' und cg bei w*KA < 25 N/mm sehr ungenau! c', cg wird mit w*KA = 25 N/mm berechnet.			
Reduzierte Masse (kg/mm)	[mRed]	0.0000	0.0004
Resonanzdrehzahl (min-1)	[nE1]	841635	75015
Bezugsdrehzahl (-)	[N]	0.042	0.162
Einlaufbetrag (μm)	[ya]	0.457	0.495
Planet läuft auf Wälzlagern. Planetenzapfen fest im Träger eingespannt.			
lpa (mm) = 6.50 b (mm) = 5.00 dsh (mm) = 5.07			
Flankenlinienabweichung wirksame (μm)	[Fby]	3.72	3.82
von Verformung der Wellen (μm)	[fsh*B1]	0.01	0.00
(fsh (μm) = 0.01/ 0.00, B1= 1.00/ 1.00, fHb5 (μm) = 4.40/ 4.50)			
Flankenlinie		0	0
(0:ohne, 1:ballig, 2:Endrücknahme, 3:volle Korrektur)			
(4:leicht ballig, 5:Schrägungswinkelkorrektur, 6:Schrägungswinkelkorrektur mit Balligkeit)			
von Fertigungstoleranzen (μm)	[fma*B2]	8.49	8.85
(B2=1.00/1.00)			
Flankenlinienabweichung, theoretisch (μm)	[Fbx]	4.38	4.50
Einlaufbetrag y.b (μm)	[yb]	0.66	0.67
Dynamikfaktor	[KV=max(KV12,KV23)]		2.00
	[KV12,KV23]	2.00	2.00
Hinweis: KV begrenzt durch Vorgabe KV <= KVmax =2.00			
Breitenfaktoren - Flanke	[KHb]	5.00	5.00
- Zahnfuss	[KFb]	3.72	3.69
- Fressen	[KBb]	5.00	5.00
Hinweis: KHb begrenzt durch Vorgabe KHb <= KHbmax =5.00			
Stirnfaktoren - Flanke	[KHa]	1.05	1.24
- Zahnfuss	[KFa]	1.11	1.38
- Fressen	[KBa]	1.11	1.38
Schrägungsfaktor Fressen	[Kbg]	1.00	1.00
Lastwechselzahl (in Mio.)	[NL]	126653.8	14613.9 18093.4

3. ZAHNFUSS-TRAGFÄHIGKEIT

Rechnung der Zahnformfaktoren nach Methode: B

Innenverzahnung: Berechnung roF und sFn nach ISO 6336-3:2007-04-01

Innenverzahnung: Berechnung YF, YS mit Stossrad (z0= 20, x0= 0.000, rofP*= 0.380)

----- RAD 1 ----- RAD 2 ----- RAD 3 ---

Berechnet mit Herstellprofilverschiebung	[xE.e]	0.2136	0.1454	-0.0827
Zahnformfaktor	[YF]	2.70	2.02/ 1.32	1.35
Spannungskorrekturfaktor	[YS]	1.58	1.76/ 2.03	2.03
Biegehebelarm (mm)	[hF]	0.61	0.60/ 0.38	0.67
Kraftangriffswinkel (°)	[alfFen]	33.25	25.95/ 20.03	17.28
Zahnfussdicke (mm)	[sFn]	0.69	0.82/ 0.82	1.09
Zahnfussradius (mm)	[roF]	0.20	0.20/ 0.20	0.21

(hF* =1.570/1.548/0.964/1.729 sFn* =1.762/2.095/2.095/2.794)
(roF* =0.523/0.511/0.511/0.536 dsFn =2.805/ 9.425/ 9.425/ -25.552 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 60.0)

Schrägenfaktor	[Ybet]	1.00	1.00	
Hochverzahnungs-Faktor	[YDT]	1.00	1.00	
Zahnkranz-Faktor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	5.00	5.00/ 5.00	5.00
Zahnfuß-Nennspannung (N/mm ²)	[sigF0]	0.59	0.49/ 0.37	0.38
Zahnfußsspannung (N/mm ²)	[sigF]	4.87	4.07/ 3.79	3.87
Zulässige Zahnfußsspannung von Prüf-Zahnrad				
Stützziffer	[YdrelT]	0.992	0.996/ 0.996	1.001
Oberflächenfaktor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Grössenfaktor (Zahnfuß)	[YX]	1.000	1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[YNT]	0.850	0.850	0.850
Wechselbiegungsfaktor (Mittelspannungseinflussfaktor)	[YM]	1.000	0.700	1.000
Spannungskorrekturfaktor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	860.00	860.00	860.00
Zulässige Zahnfußsspannung (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	1155.95	812.34/ 812.34	1166.77
Zahnfuß-Grenzfestigkeit (N/mm ²)	[sigFG]	693.57	487.40/ 487.40	700.06
Sollsicherheit	[SFmin]	0.60	0.60	0.60
Sicherheitsfaktor für Zahnfußsspannung	[SF=sigFG/sigF]	142.31	119.66/ 128.64	180.76
Übertragbare Leistung (W)	[WRating]	1423.07	1196.58/ 1286.36	1807.56

4. FLANKENSICHERHEIT

		----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---
Zonenfaktor	[ZH]		2.26	2.90
Elastizitätsfaktor ($\sqrt{N/mm}$)	[ZE]		189.81	189.81
Überdeckungsfaktor	[Zeps]		0.975	0.899
Schrägenfaktor	[Zbet]		1.000	1.000
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]		5.00	5.00
Nominelle Flankenpressung (N/mm ²)	[sigH0]		60.14	27.74
Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm ²)	[sigHw]		195.09	97.62
Einzeleingriffs-Faktor	[ZB,ZD]	1.39	1.00/ 1.00	1.00
Flankenpressung (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	270.71	195.09/ 97.62	97.62
Schmierstoff-Faktor (bei NL)	[ZL]	0.915	0.915/ 0.915	0.915
Geschwindigkeits-Faktor (bei NL)	[ZV]	0.988	0.988/ 0.988	0.988
Rauhigkeitsfaktor (bei NL)	[ZR]	0.891	0.891/ 0.925	0.925
Werkstoffpaarungs-Faktor (bei NL)	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[ZNT]	0.850	0.850	0.850
Kleine Anzahl Grübchen zulässig:	nein			
Grössenfaktor (Flanke)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Zulässige Flankenpressung (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1712.37	1712.37/ 1776.78	1776.78
Grübchen-Grenzfestigkeit (N/mm ²)	[sigHG]	1027.42	1027.42/ 1066.07	1066.07
Sollsicherheit	[SHmin]	0.60	0.60	0.60
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]	5.27	5.27/ 10.92	10.92
Sicherheit für Pressung Einzeleingriff	[SHBD=sigHG/sigHBD]	3.80	5.27/ 10.92	10.92
(Sicherheit bezüglich übertragbares Drehmoment)	[(SHBD)*2]	14.40	27.73/ 119.27	119.27
Übertragbare Leistung (W)	[WRating]	240.08	462.23/ 1987.80	1987.80

4b. MICROPITTING (Graufleckigkeit) NACH ISO/TR 15144-1:2014

Paarung Rad 1-2:

Berechnung nicht durchgeführt. (Schmierstoff: Laststufe Micropitting-Test nicht bekannt)

Paarung Rad 2-3:

Berechnung nicht durchgeführt. (Schmierstoff: Laststufe Micropitting-Test nicht bekannt)

5. FRESSTRAGFÄHIGKEIT

Rechenmethode nach ISO TR 13989:2000

Die Berechnung der Fresstragfähigkeit ist nicht für Fette vorgesehen.

Die FZG-Test Stufe

[FZGtestA] bei Fetten ist nur

geschätzt.

Die Berechnung kann nur als ungenauer Hinweis dienen!

Schmierstofffaktor (für Schmierungsart)	[XS]	1.200	
Fresstest und Laststufe	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	9
Mehrfacheingriffsfaktor	[Xmp]	2.0	2.0
Relativer Gefügefaktor (Fressen)	[XWrelT]	1.000	1.000
Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Massgebende Kopfrücknahme (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimale Kopfrücknahme (µm)	[Ceff]	0.01	0.00
Ca als optimal angenommen in der Rechnung (0=nein, 1=ja)		0	0/ 0
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	5.000	5.000
Massgebende Umfangskraft/Zahnbreite (N/mm)	[wBt]	0.600	0.746
(1) Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 0.600			
(2) Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 0.746			
Winkelfaktor	[Xalfbet]	1.035	0.900
Blitztemperatur-Kriterium			
Schmierstofffaktor	[XL]	0.913	0.913
Massentemperatur (°C)	[theMi]	70.39	70.06
theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	0.35	0.06
Fresstemperatur (°C)	[theS]	246.45	246.45
Koordinate Gamma (Ort der höchsten Temp.)	[Gamma]	0.766	0.586
(1) [Gamma.A]=1.003 [Gamma.E]=-0.800			
(2) [Gamma.A]=1.117 [Gamma.E]=-0.303			
Höchste Kontakttemp. (°C)	[theB]	71.04	70.17
Blitzfaktor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Eingriffsbeginnfaktor	[XJ]	1.000	1.000
Kraftaufteilungsfaktor	[XGam]	1.000	1.000
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[etaM]	6.13	6.13 (70.0 °C)
Reibungszahl	[mym]	0.031	0.027
Sollsicherheit	[SBmin]		1.000
Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-Temperatur)	[SB]	169.383	1045.883
Integraltemperatur-Kriterium			
Schmierstofffaktor	[XL]	1.000	
Massentemperatur (°C)	[theMC]	70.70	70.07
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	0.41	0.04
Fress-Integraltemperatur (°C)	[theSint]	243.22	243.22
Blitzfaktor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Einlauffaktor (voll eingelaufen)	[XE]	1.000	1.000
Überdeckungsfaktor	[Xeps]	0.367	0.274
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[etaOil]	6.13	6.13
Gemittelte Reibungszahl	[mym]	0.067	0.042

Geometriefaktor	[XBE]	0.438	0.091
Eingriffsfaktor	[XQ]	1.000	0.600
Kopfrücknahmefaktor	[XCa]	1.444	2.391
Integral-Flankentemperatur (°C)	[theint]	71.32	70.13
Sollsicherheit	[SSmin]	0.900	
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	3.41	3.47
Sicherh. f. übertragenes Moment (Int.-T.)	[SSL]	131.58	173.22

6. PRÜFMASSE FÜR DIE ZAHNDICKE

		----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---
		DIN 58405 6h	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Zahndickentoleranz				
Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)	[As.e/i]	0.000/ -0.009	-0.054/ -0.084	-0.054/ -0.084
Messzähnezahl	[k]	2.000	4.000	-7.000
(Bei Innenverzahnungen: k = Messlückenzahl)				
Zahnweite spielfrei (mm)	[Wk]	1.833	4.261	-7.799
Effektive Zahnweite (mm)	[Wk.e/i]	1.833/ 1.825	4.210/ 4.182	-7.850/ -7.878
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMWk.m]	3.771	10.412	-24.391
Theoretischer Messkörperdurchmesser (mm)	[DM]	0.805	0.716	0.642
Effektiver Messkörperdurchmesser (mm)	[DMeff]	0.895	0.725	0.725
Radiales Einkugelmass spielfrei (mm)	[MrK]	2.569	5.727	-11.634
Radiales Einkugelmass (mm)	[MrK.e/i]	2.569/ 2.563	5.671/ 5.638	-11.724/ -11.770
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMMr.m]	3.741	10.289	-24.447
Diametrales Zweikugelmass spielfrei (mm)	[MdK]	5.074	11.454	-23.261
Diametrales Zweikugelmass (mm)	[MdK.e/i]	5.074/ 5.061	11.342/ 11.277	-23.439/ -23.533
Diametrales Rollenmass nach DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	5.074/ 5.061	11.342/ 11.277	-23.439/ -23.533
Mass über 3 Rollen (axial) nach AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	5.074/ 5.061	11.342/ 11.277	-23.439/ -23.533
Effektives Dreirollenmass (mm)	[Md3R.e/i]	5.011/ 4.997	0.000/ 0.000	-23.432/ -23.525
Zahndicke (Sehne) im Teilkreis (mm)	[sc]	0.669	0.707	0.643
(mm)	[sc.e/i]	0.669/ 0.660	0.653/ 0.623	0.589/ 0.559
Höhe über der Sehne ab da.m (mm)	[ha]	0.484	0.512	0.425
Zahndicke (Bogen) (mm)	[sn]	0.673	0.708	0.643
(mm)	[sn.e/i]	0.673/ 0.664	0.654/ 0.624	0.589/ 0.559
Spielfreier Achsabstand (mm)	[aControl.e/i]	6.956/ 6.908	-7.190/ -7.271	
Spielfreier Achsabstand, Abmasse (mm)	[jta]	-0.064/ -0.112	-0.170/ -0.251	
Kopfspiel	[c0.i.(aControl)]	0.059	-0.015	-0.057
Achsabstandsabmass (mm)	[Aa.e/i]	0.007/ -0.007	0.007/ -0.007	
Verdrehflankenspiel aus Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.007/ -0.007	0.004/ -0.004	
Radialspiel (mm)	[jrw]	0.120/ 0.056	0.259/ 0.163	
Verdrehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)	[jtw]	0.102/ 0.049	0.167/ 0.101	
Normalflankenspiel (mm)	[jnw]	0.096/ 0.046	0.157/ 0.095	
Gesamter Verdrehwinkel (°)	[j.tSys]	1.0653/ 0.6611		
(j.tSys: Verdrehwinkel des Planetenträgers bei festgehaltener Antriebswelle)				

7. VERZÄHNUNGS-TOLERANZEN

		----- RAD 1 -----	RAD 2 -----	RAD 3 ---
Nach	ISO 1328:1995			
Ein oder mehrere Zahnraddaten (mn, b oder d) liegen ausserhalb der von der Norm vorgesehenen Grenzen. Die Toleranzen werden gemäss den Formeln der Norm gerechnet.				

Sie sind aber ausserhalb des offiziellen Gültigkeitsbereichs!

Verzahnungsqualität	[Q-ISO1328]	6	6	6
Teilungs-Einzelabweichung (µm)	[fptT]	6.00	6.50	7.00
Grundkreis-Teilungsabweichung (µm)	[fpbT]	5.60	6.10	6.60
Teilungsspannen-Abweichung über k/8 (µm)	[Fpk/8T]	6.00	8.50	10.00
Profil-Formabweichung (µm)	[ffaT]	3.40	3.70	4.30
Profil-Winkelabweichung (µm)	[fHaT]	2.80	3.10	3.60
Profil-Gesamtabweichung (µm)	[FaT]	4.40	4.80	5.50
Flankenlinien-Formabweichung (µm)	[ffbT]	6.00	6.00	6.50
Flankenlinien-Winkelabweichung (µm)	[fHbT]	6.00	6.00	6.50
Flankenlinien-Gesamtabweichung (µm)	[FbT]	8.50	8.50	9.00
Teilungs-Gesamtabweichung (µm)	[FpT]	13.00	16.00	20.00
Rundlaufabweichung (µm)	[FrT]	11.00	13.00	16.00
Einflanken-Wälzabweichung (µm)	[FisT]	28.00	28.00	37.00
Einflanken-Wälzsprung (µm)	[fisT]	15.00	12.00	17.00
Zweiflanken-Wälzabweichung (µm)	[FidT]	13.00	15.00	19.00
Zweiflanken-Wälzsprung (µm)	[fidT]	2.50	2.50	2.50

8. ERGÄNZENDE DATEN

Masse - berechnet mit da (g)	[Mass]	0.60	3.82	6.07
Gesamtmasse (g)	[Mass]		18.13	

Trägheitsmoment (System bezogen auf Rad 1):

Berechnung ohne Berücksichtigung der exakten Zahnform

Räder einzeln ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	6.114e-010	4.141e-008	8.699e-007
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	1.137e-008		
Mittlere Reibungszahl (nach Niemann)	[mum]	0.200	0.141	
Verschleissgleiten nach Niemann	[zetw]	0.883	0.356	

Wälzleistung (W)		5.250	5.250	
Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (W)		0.085	0.019	
Gesamte Verlustleistung (W)			0.313	
Gesamtwirkungsgrad			0.948	

9. ZAHNFORM-BESTIMMUNG

Daten zur Zahnformberechnung:

Daten nicht vorhanden.

10. LEBENSDAUER, SCHÄDIGUNG

Sollsicherheit Zahnfuss	[SFmin]	0.60		
Sollsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	0.60		

Lebensdauer (berechnet mit Sollsicherheiten):

Lebensdauer System (h)	[Hatt]	> 1000000		
------------------------	--------	-----------	--	--

Lebensdauer Zahnfuss (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006	1e+006
Lebensdauer Zahnflanke (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006	1e+006

Hinweis: Die Angabe 1e+006 h bedeutet, dass die Lebensdauer > 1'000'000 h ist.

Schädigung, bezogen auf die Soll-Lebensdauer (20000.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
-----	-----	-----	-----	-----	-----

0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

BEMERKUNGEN:

- Angaben mit [.e/i] bedeuten: Maximal- [e] und Minimalwert [i] bei Berücksichtigung aller Toleranzen
Angaben mit [.m] bedeuten: Mittelwert in der Toleranz
- Beim Flankenspiel werden die Achsabstandstoleranzen und die Zahndickenabmasse berücksichtigt. Angegeben wird das maximale und das minimale Spiel entsprechend den grössten, beziehungsweise kleinsten Abmassen.
Die Berechnung erfolgt für den Wälzkreis.
- Details zur Rechenmethode:
cg nach Methode B
KV nach Methode B
KHb, KFb nach Methode C
fma nach Gleichung (64), Fbx nach (52/53/56)
fsh genau berechnet nach der Methode in Anhang D, ISO 6336-1:2006
Literatur: Zeitschrift "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.
KHa, KFa nach Methode B
- Bei den Faktoren ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT, YX wird der aus den Werten für die Dauerfestigkeit und die statische Festigkeit auf Grund der Lastwechselzahl logarithmisch interpolierte Wert angegeben.

Ende Protokoll

Zeilen: 545
