



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Ramie Wahbi

Konstruktion, Entwicklung und Visualisierung eines Getriebe- Demonstrators für Unterrichtszwecke

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Ramie Wahbi

Konstruktion, Entwicklung und Visualisierung eines Getriebe- Demonstrators für Unterrichtszwecke

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Mechatronik
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr. Ing. Anna Kerstin Usbeck
Zweitprüfer/in: Dip. Ing. Niels Eiben

Abgabedatum: 28.07.2022

Zusammenfassung

Name des Studierenden

Ramie Wahbi

Thema der Bachelorthesis

Konstruktion, Entwicklung und Visualisierung eines Getriebe-Demonstrators für Unterrichtszwecke

Stichworte

3D-Modellierung, Zahnradgetriebe, Stirnräder, Zahnriemengetriebe, Zahnriemen, Schrauben-Zugfeder, Festigkeitsnachweis, Wälzlager, Anlagen-Sicherheitssystem, Arduino, Ultraschall-Sensoren, Simscape Multibody, Mechanische Sicherheitskupplung, Elektromagnetische Kupplung, Anlagentisch, Simulink-Modell, Simulation, direkte Ansteuerung, Konstruktions-Lehrvideos.

Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Bachelorarbeit befasst sich mit der Konstruktion und Entwicklung von einem Multi-Konstruktionsthemen-Demonstrator an der HAW-Hamburg. Nach Fertigstellung des Demonstrators sollen die einzelnen Funktionen für Unterrichtszwecke verwendet werden. Das 3D-Modell und dessen Simulation und Visualisierung soll die Konstruktionsthemen der Vorlesungsmodule „Konstruktion 2 & Konstruktion 3“ unterstützen. Dabei sollen die physikalisch auftretenden Kräfte und Bewegungen anschaulich digital und visuell erklärt werden. Somit soll den Studenten/Studentinnen ein besseres Verständnis des Lerninhalts vermittelt werden.

Im Rahmen der Thesis soll der Anlage-Tisch umkonstruiert werden, wobei möglichst Standard-Aluminium-Profile verwendet werden sollen. Eine Auslegung von Bauteilen, deren innere Beanspruchung, die durch äußere Belastungen entsteht, soll mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen durchgeführt werden. Eine Übertragung von Drehmomenten, Kräften und rotarischen bzw. translatorischen Bewegungen zwischen den verschiedenen Komponenten soll analysiert und mathematisch nachgewiesen werden.

Zusätzlich muss ein passender Antriebsmotor gemäß den auftretenden Leistungen ausgewählt werden. Ziel soll sein ein mechanisches bzw. elektronisches Sicherheitssystem mit Hilfe einer Kupplung zu bauen, um gefährliche Situationen - die möglicherweise wegen der sich bewegenden Komponenten entstehen könnten - zu vermeiden.

Name of Student

Ramie Wahbi

Title of the paper

Construction, development and visualize of a gear demonstrator for educational purposes

Keywords

3D-Modelling, Gear Transmission, spur Gears, tooth belt transmission, Toothed belt, Helical coil springs, coil tension spring, strength of materials, roller bearing, safety systems, Arduino, Ultrasound sensors, Simscape Multibody, Safety clutch/Torque limiter coupling, electromagnetic coupling, Simulink-Model, Simulation, Direct control, instructional videos.

Abstract

This bachelor thesis deals with the construction and development of a multi-construction topic demonstrator at the HAW Hamburg. After completion of the demonstrator, the individual functions are to be used for teaching purposes. The 3D model and its simulation and visualization should support the construction topics of the lecture modules "Construction 2 & Construction 3". The physically occurring forces and movements should be clearly explained digitally and visually. This is intended to give the students a better understanding of the learning content.

As part of the thesis, the system table is to be redesigned, using standard aluminum profiles as far as possible. A design of components, their internal stress, which arises from external loads, should be carried out with sufficient safety against failure. A transmission of torques, forces and rotary or translational movements between the various components is to be analyzed and mathematically verified.

In addition, a suitable drive motor must be selected according to the performance that occurs. The goal should be to build a mechanical or electronic safety system with the help of a clutch in order to avoid dangerous situations - which could possibly arise due to the moving components.

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei allen, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit tatkräftig unterstützt haben, herzlich bedanken.

Ein herzliches Dankeschön an Frau Prof. Dr. Ing. Anna Kerstin Usbeck für die interessante Themenstellung und die gute wissenschaftliche Betreuung, für Ihre ständige Diskussionsbereitschaft und die Gewährung großer wissenschaftlicher Freiräume für ein selbständiges Arbeiten.

Ein herzliches Dankeschön an Herrn Dip. Ing. Niels Eiben für die Übernahme des Zweitgutachtens und die hervorragende Zusammenarbeit, wo er immer ein Verständnis für meine Fragenstellung zeigte und mich immer wieder mit der richtigen Hilfsstellung auf den richtigen Weg führte.

Ein ganz besonderer Dank gilt sowohl meiner Familie, die mich in jeder Hinsicht unterstützt hat, als auch meiner Freundin, die mir besonders in Stresssituationen zur Seite stand.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	V
Abbildungsverzeichnis	VII
Tabellenverzeichnis.....	X
Verwendete Symbole.....	XI
Abkürzungen XIV	
1. Einleitung	1
1.1. Ziel der Arbeit und Aufgabenstellung.....	2
1.2. Die bestehende Anlage	2
1.3. Problemstellung.....	3
2. Belastungsgruppen der Anlage	5
2.1. Nussknacker.....	5
2.1.1. Bewegungsanalyse.....	7
2.1.2. Geschwindigkeitsanalyse	8
2.1.3. Belastungsanalyse.....	9
2.2. Zugfeder	13
2.2.1. Festlegung einer zylindrischen Zugfeder	15
2.2.2. Analyse der Zugfederfälle.....	16
3. Auswahl des Antriebes	20
4. Riemengetriebe.....	21
4.1. Zahnriemen und Zahnriemenscheiben	22
4.2. Riemenabtriebswelle	25
5. Optimierung des Zahnradgetriebes	29
5.1. Anforderungen der Gestaltung des Zahnradgetriebes.....	30
5.2. Ermittlung der gesamten Übersetzung	30
5.3. Wellendurchmesser des Ritzel	31
5.4. Entwurf des ersten Zahnradpaares	36
5.4.1. Einzelne Übersetzungen und Ritzel-Zähnezahl z_1	36
5.4.2. Zahnradgeometrie (1. & 2. Rad)	37
5.4.3. Zahnräderkräfte des ersten Radpaares	37
5.5. Wellendurchmesser mit Betrachtung der radialen Kraft des Ritzels	38
5.6. Durchmesser der zweiten Welle dw_2	40
5.7. Entwurf des zweiten Zahnradpaares	44
5.7.1. Zahnradgeometrie (3. & 4. Rad)	45
5.7.2. Zahnräderkräfte des zweiten Radpaares.....	45
5.8. Wellenlänge der zweiten Welle anpassen	46
5.9. Durchmesser der dritten Welle dw_3	47
5.10. Die Stirnräder mit Betrachtung der Passfedern	51
6. Wälzlager für das optimierte Zahnradgetriebe.....	54
7. Kupplung und Sicherheitssystem.....	56
7.1. Entwurfsidee.....	56

7.2. Benötigte Hardware.....	57
7.2.1.Sicherheitskupplung	58
7.2.2.Elektronische Elemente	59
7.3. Funktion des Ultraschallsensors.....	60
7.4. Schaltungsplan	61
8. Anlagentisch	63
8.1. Auswahl des Anlagentisches	64
8.2. Befestigung und Anpassung.....	66
9. Simulation mit MATLAB.....	70
9.1. Solid to Math.....	70
9.2. 3D-Modell in MATLAB importieren	70
9.2.1.Manuelles direktes Importieren.....	71
9.2.2.Automatisches Importieren	73
9.3. Direkte Ansteuerung und Steuerungselemente	76
10. Videomaterial der Anlage.....	81
10.1.Zusammenfassung des Stirnräder-Videos	81
10.2.Zusammenfassung des Wellen-Videos	82
10.3.Zusammenfassung des Synchronriemen-Videos	82
11. Zusammenfassung und Ausblick	84
12. Quellenverzeichnis.....	85
Literaturverzeichnis.....	87
Anhang A 88	
Arduino-Code des Sicherheitssystem.....	88
Tabelle 4: Sicherheitssystem-Bestellliste.....	90
Zusätzliche Optionale Varianten der mechanischen Kupplung.....	91
Eigenständigkeitserklärung.....	92

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Die verschiedenen beweglichen Hauptteile der Anlage	3
Abbildung 2: Nussknacker-Gruppe	5
Abbildung 3: Bemaßungen der Komponente der Nussknacker-Gruppe	6
Abbildung 4: Aktive Schienenlänge (Fahrweg des NK-Schiebers)	6
Abbildung 5: Die vier Hauptfälle mit den entsprechenden Positionen des NK-Schiebers	7
Abbildung 6: Lineare Geschwindigkeit des NK-Schiebers am Knackpunkt C	8
Abbildung 7: Der entstehende Winkel θ im Fall a	9
Abbildung 8: Die entstehenden Kräfte und Winkel im Fall b (am Punkt B)	11
Abbildung 9: Die entstehenden Kräfte und Winkel im Fall c (beim Nussknacken)	12
Abbildung 10: Symbolische Darstellung der zusätzlichen Zustände der entstehenden Kräfte am Verbindungspunkt V an der NK-Scheibe	13
Abbildung 11: Die Komponente der Zugfeder-Gruppe	14
Abbildung 12: Bemaßungen der Komponente der Feder-Gruppe	15
Abbildung 13: Kenngröße der Zugfeder	16
Abbildung 14: Die vier Federfälle mit den Federspannzuständen	17
Abbildung 15: Ein Zwischenfall nach 135° Umdrehung	18
Abbildung 16: Die Komponente des Zahnriemengetriebes	21
Abbildung 17: Kenngröße des Zahnriemengetriebes	21
Abbildung 18: Bemaßungen, Kräfte und Torsionsmomente an der Feder-Abtriebswelle	25
Abbildung 19: Kenngrößen des Schwingsspiels bei reinwechselndem Biege- und Torsionsmoment (RM S.40 Bild 3-6)	26
Abbildung 20: Komponente des Zahnradgetriebes	29
Abbildung 21: Bemaßungen des Zahnradgetriebes (Alle Abstände sind in mm) ..	30
Abbildung 22: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle	32
Abbildung 23: Die entstehenden Zahnradkräfte an den Zähnen, die sich im Eingriff befinden	38
Abbildung 24: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle in x-z-Ebene ..	39

Abbildung 25: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle in y-z-Ebene ..	39
Abbildung 26: Kräfte und Torsionsmomente der zweiten Welle	41
Abbildung 27: Kenngrößen des Schwingspiels an der zweiten Welle	42
Abbildung 28: Die entstehenden Zahnradkräfte an den Zähnen, die sich im Eingriff befinden (zweite Verzahnung)	45
Abbildung 29: Die neue Wellenlänge der zweiten Welle	47
Abbildung 30: Die neuen Bemaßungen des Zahnradgetriebes	47
Abbildung 31: Kräfte und Torsionsmomente an der dritten Welle.....	48
Abbildung 32: Kenngrößen des Schwingspiels der dritten Welle.....	49
Abbildung 33: Vergleichsbild zwischen dem optimierten Zahnradgetriebe (A) und dem bestehenden (B) (alle Maße sind in mm angegeben).....	53
Abbildung 34: Wälzlagerpositionen und Benennung A,B,C,D,E,F	54
Abbildung 35: QR-Code zum Herunterladen der SKF-App „Bearing Assist“ [7] ...	55
Abbildung 36: Mechanische Sicherheitskupplung [4]	56
Abbildung 37: Elektromagnetische Kupplung [5]	57
Abbildung 38: Die benötigten Komponenten für den Aufbau des Sicherheitssystems	58
Abbildung 39: Symbolische Darstellung der Kupplung zwischen dem Antrieb und dem Zahnradgetriebe	59
Abbildung 40: Aussenden und Empfangen des Schallsignales bei Ultraschallsensoren [6]	60
Abbildung 41: Schaltungsplan des Sicherheitssystems (Komponentenübersicht)	61
Abbildung 42: Schaltungsplan des Sicherheitssystems (Verbindungsübersicht) ..	62
Abbildung 43: Die bestehende Anlage auf dem aktuellen Anlagentisch.....	63
Abbildung 44: Gesamtgewichtsanalyse in SolidWorks.	64
Abbildung 45: Der Anlagentisch aus Aluminiumprofilen über „Engineering Tool“ .	65
Abbildung 46: Alu-Profil 8 200x40 (Querschnitt).....	65
Abbildung 47: Alu-Profil 8 40x40 (Querschnitt).....	66
Abbildung 48: Die Positionen der Komponente und deren Befestigungen auf dem Alu-Profil-Anlagentisch.....	67

Abbildung 49: Die benötigten drei Bohrungen für Befestigungen ohne Nutensteine	67
Abbildung 50: Aluminiumplatte aus Profilen Typ 8 120x15 und Transportwagen	68
Abbildung 51: Die Befestigungspositionen zwischen der Anlage und der Aluminiumplatte	69
Abbildung 52: Anwendungsbeispiel und die benötigten Elemente eines manuellen Imports eines 3D-Modells in MATLAB/Simulink	72
Abbildung 53: Das Anwendungsbeispiel mit der Verzahnung durch das Element „Gearing“	72
Abbildung 54: Symbolische Darstellung einer elektromagnetischen Kupplung	74
Abbildung 55: Das automatisch importierte 3D-Modell in MATLAB/Simulink	75
Abbildung 56: Einstellung des „Cylindrical“ Elementes	76
Abbildung 57: Manuelle Anpassung des importierten Modells	76
Abbildung 58: In Simulink simulierter E-Motor mit Anzeige- und Steuerelementen	77
Abbildung 59: Simulation der Bewegung einer elektromagnetischen Kupplung	79
Abbildung 60: Das Simulink-Modell mit Steuer- und Anzeigeelementen	80
Abbildung 61: Ein Bild aus dem Zahnradervideo	81
Abbildung 62: Ein Bild aus dem Wellen-Video	82
Abbildung 63: Ein Bild aus dem Zahnriemenvideo	83

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Die auf der zweiten Welle entstehenden Kräfte bei der ersten Verzahnung	41
Tabelle 2: Die ausgewählten Kugellager für die berechneten Wellendurchmessern	55
Tabelle 3: Navigationstabelle zur Einstellung der Rigid Transform-Elemente	72
Tabelle 4: Sicherheitssystem-Bestellliste.....	90

Verwendete Symbole

Kapitel 2: Belastungsgruppen der Anlage

- $E_{kin_{min}}$: min. kinetische Energie
- $F_{\mu_{Nuss}}$: Reibungskraft im Lastfall
- $F_{r_{Nuss}}$: Radiale Kraft im Lastfall
- F_{μ} : Reibungskraft im
- $F_{h_{Nuss}}$: Die benötigte horizontale Kraft, um eine Nuss zu knacken
- F_{Nuss} : Resultierenden Kraft bei Lastfall (Nussknacken)
- F_{gS} : Die Kraft des NK-Schiebergewichts
- F_{leer} : Die resultierende Reibungskraft
- Fr_{leer} : Radiale Kraft im Leerlauf
- Ft_{leer} : Tangentiale Reibungskraft im Leerlauf
- $F_{v_{Nuss}}$: Vertikale Kraft auf der NK-Schieberseite im Lastfall
- G_S : Das gesamte Gewicht des geschobenen Teils
- $T_{4_{leer}}$: Torsionsmoment an der NK-Scheibe im Leerlauf
- T_{Nuss} : Torsionsmoment an der NK-Scheibe im Lastfall
- a_v : Der Abstand zwischen V und B
- d_1 : Durchmesser der NK-Scheibe
- $d_{NKs}, r_{NK_{Scheibe}}$: Aktiver Durchmesser und Radius der NK-Scheibe
- $n_{NK-Scheibe}$: Drehzahl der NK-Scheibe (min^{-1})
- v_t : Lineale tangentielle Geschwindigkeit an der NK-Scheibe
- v_{xB} : Lineale Geschwindigkeit des NK-Schiebers am Punkt B
- v_{xC} : Lineale Geschwindigkeit des NK-Schiebers am Punkt C
- μ : Reibungsfaktor Stahl auf Stahl, trocken
- a : Fahrweg hin und zurück
- max.: maximal
- min.: minimal
- t: Zeit in Sekunden
- $F_{\mu_{leer}}$: Reibungskraft im Leerlauf
- L : Aktive Länge der NK-Verbindung
- V : Verbindungspunkt zwischen der NK-Verbindung und der NK-Scheibe

- g : Anziehungskraft der Erde (wird $9,8 \frac{m}{s^2}$ genommen)
- α : Der Winkel zwischen der NK-Verbindung und einer horizontalen Linie
- θ : Der Drehwinkel der NK-Scheibe
- ω : Winkelgeschwindigkeit der NK-Scheibe

Kapitel 3: Auswahl des Antriebes

- P_{ab} : Abtriebsleistung
- P_{an} : Antriebsleistung
- i_{ges} : gesamte Übersetzung
- n_4 : Drehzahl der NK-Scheibe
- ω_4 : Winkelgeschwindigkeit

Kapitel 4: Riemengetriebe

- e', e : Vorläufige und endgültige Wellenabstand
- n_g : Drehzahl der großen Riemenscheibe
- n_k : Drehzahl der kleinen Riemenscheibe
- i_R : Übersetzung des Riemengetriebes
- K_A : Anwendungsfaktor
- p : Teilung
- $z_{min,max}$: min. und max. Zähnezahl
- $z_{k,g}$: Zähnezahl der kleinen und großen Riemenscheibe
- $d_{k,g}$: Durchmesser der kleinen und großen Riemenscheibe
- L'_d, L_d : Theoretische und endgültige Riemenlänge
- z_R : Zähnezahl des Riemens
- β_k : Umschlingungswinkel
- z_e : eingreifende Zähnezahl
- b : Riemenbreite
- T_{max} : max. Torsionsmoment
- v_{zul} : zulässige Geschwindigkeit
- v : Riemengeschwindigkeit
- F_w : Wellenkraft
- F_{w0} : Wellenbelastung im Stillstand
- $f_{B_{max}}$: max. Biegefrequenz
- F_{tzul} : zulässige Umfangskraft
- F_t : Umfangskraft
- T_u : unteres Torsionsmoment
- T_o : oberes Torsionsmoment

- T_{Fab} : Federtorsionsmoment an der Abtriebswelle
- F_{By}, F_{Bx} : Lagerkräfte auf verschiedenen Achsen
- M_{By}, M_{Cy} : Biegemomente auf y-Achse
- M_{Bx} : Lager „B“ Biegemoment auf x-Achse
- M_{Bres} : resultierendes Biegemoment
- M_v : Vergleichsmoment
- d'_{R2} : Rich-Wellendurchmesser
- W_b, W_t : Widerstandmomente (Biegung und Torsion)
- $M_{a\ eq}$: das äquivalente Biegemoment
- $T_{a\ eq}$: das äquivalente Drehmoment
- d_{R2} : Der Durchmesser der Riemenabtriebswelle

Kapitel 5: Optimierung des Zahnradgetriebes

- α : Eingriffswinkel
- T_1 : Drehmoment der Antriebswelle
- T_M : Drehmoment des Antriebes
- T_{1last} : Drehmoment der Antriebswelle beim Knacken
- T_F : Drehmoment der Feder
- T_{1leer} : Drehmoment der Antriebswelle ohne Knacken
- T_{Alast} : Drehmoment an der dritten Welle beim Knacken
- F_{l1x}, F_{l2x} : Lagerkräfte in x-z-Ebene
- $T_{1A,B,C,D \dots 4A,B,C,D}$: Drehmoment bei verschiedenen Änderungen
- $\tau_{u,0}$: untere und obere Torsionsspannung
- σ_{ba}, τ_{ta} : Ausschlagsspannung
- d_{sh}, d_{w1} : Durchmesser der ersten Welle
- i'_1, i'_2 : vorläufige einzelne Übersetzungen des Zahnradgetriebes
- i_1, i_2 : einzelne Übersetzungen des Zahnradgetriebes
- z'_2 : vorläufige Zähnezahl des 2. Zahnrades
- $z_{1,2,3,4}$: Zähnezahl der Zahnräder
- $b_{1,2,3,4}$: Zahnradbreite
- $d_{1,2,3,4}$: Zahnrad-Teilkreisdurchmesser
- m' : berechnete Modul
- m : tabellarische Modulwert

- $F_{t1B \dots 4B}, F_{r1B \dots 4B}$: radiale und tangentielle Zahnradkraft bei der Änderung „b“
- $F_{t1C \dots 4C}, F_{r1C \dots 4C}$: radiale und tangentielle Zahnradkraft bei der Änderung „c“
- F_{l1y}, F_{l2y} : Lagerkräfte in y-z-Ebene
- $F_{r1 \dots r4}$: radiale Kräfte der Zahnräder
- M_{by}, M_{bx} : Biegemomente in x-z und y-z-Ebene
- M_{bres} : resultierendes Biegemoment
- d_{w2}, d_{w3} : Durchmesser der 2. und 3. Welle
- $l_{1 \dots 4}$: Lager 1 bis 4
- F_{l4}, F_{l3} : Lagerkräfte der Lager „3“ und „4“
- a_1, a_2 : Wellenabstände
- $M_{bE, res}$: resultierendes Biegemoment am Lager „E“
- $F_{E1,2}, F_{F1,2}$: Lagerkräfte
- $M_{bE1,2}, M_{bF1,2}$: Lagerbiegemomente

Kapitel 6: Wälzlager für das optimiertes Zahnradgetriebe

- f_L : der dynamischen Kennzahl
- p : Lebensdauerexponent für Kugellager
- C : die dynamische Tragzahl
- f_n : Drehzahlfaktor
- P : Dynamische äquivalente Lagerbelastung
- L_{10h} : Lebensdauer in h

Kapitel 7: Kupplung und Sicherheitssystem

- K_A : Anwendungsfaktor
- T_N : Nenndrehmoment des Antriebes
- T'_k : zur übertragenden Drehmoment
- T_K : Kupplungsdrehmoment
- d_{an} : Durchmesser der Antriebswelle
- d_{w1} : Durchmesser der ersten Welle
- s : Entfernung
- v : Schallgeschwindigkeit
- t : Zeit in μs
- T : Zeit in ms

Kapitel 8: Anlagentisch

- f_{vor} : die vorhandene Durchbiegung
- f_{grenz} : die Grenzbiegung

- E : Elastizitätsmodul
- L : Profillänge
- F : Gewichtskraft
- W : Widerstandmoment
- σ_{zul} : zulässige Spannung

Abkürzungen

bzw. = beziehungsweise

ca. = zirka

NK= Nussknacker

CAD = Computer aided design

Abb. = Abbildung

S-Modell= Simulink-Modell

3D= dreidimensional

1. Einleitung

Maschinenbau und Konstruktion sind sehr umfangreiche Wissenschaftsbereiche, wobei beide Themengebiete wohl kaum ohneeinander existieren könnten. Jede Maschine muss zu Beginn konstruiert werden und jede Konstruktion muss so ausgelegt werden, dass sie maschinentechnisch stabil, sicher und vor allem realistisch funktionieren kann. Vom kleinsten Detail einer Schraube bis hin zu großen Getrieben (beispielsweise eine Windenergieanlage), sind in jedem Fall beide Themengebiete beteiligt.

Die Funktionsweise von Maschinen kann meist schnell verstanden werden, allerdings muss immer auf die vorhandenen Bedingungen geschaut werden. Wie viel Platz ist vorhanden, welche Kräfte müssen ausgehalten werden und weitere Anforderungen. All diese Spezifikationen müssen berücksichtigt werden und beeinflussen die einzelnen Bauteile in der Arbeit als gesamtes, aber auch in der Arbeit zwischen den Bauteilen. Der richtige Mix und die Auswahl der einzelnen Teile unter Betrachtung der Anforderungen, aber auch der ständigen Gewährleistung von Sicherheitsaspekten ist Teil der Konstruktion. Ebenso Teil des Konstruktionsunterrichts ist die Vermittlung des Verständnisses der einzelnen individuellen Teile, aber auch einer gesamten Maschine.

Studenten lernen auf unterschiedlichste Weisen ihre Lerninhalte, einigen reicht es schlichtweg durchs Hören alles zu verstehen, andere müssen Dinge ausüben und andere hingegen lernen und verstehen ihre Lerninhalte durch optische Mittel am besten. Gerade letzteres nimmt bei den meisten Studenten den größten Anteil zum erfolgreichen Verstehen eines Sachverhalts ein. Um genau diese optische Vermittlung auch gewährleisten zu können, werden häufig physikalische und digitale Medien als Unterstützungsmedium verwendet. Dabei kann es sich um Teile und Anlagen handeln, die man live besichtigen kann, aber auch Videos und Fotos von bestehenden Anlagen verwendet werden.

Die bestehende Anlage, die bereits für Unterrichtszwecke verwendet wurde, half der Vorstellungskraft und vermittelte alle Probleme schon wesentlich, als alles ohne Exemplar zu erklären. Allerdings besitzt das vorgestellte Exemplar keinen Antrieb und ist auf einem Tisch befestigt, welcher klobig ist und sich nicht einfach transportieren lässt. Außerdem muss das Flachriemengetriebe der bestehenden Anlage durch ein Zahnriemengetriebe ersetzt werden. Im Laufe dieser Arbeit sollen genau diese und noch weitere Punkte behandelt werden. Es soll eine Anlage simuliert werden, welche alle Kriterien erfüllt. Dabei soll sie nicht nur sicher und ausreichend dimensioniert sein, sondern immer noch klein genug bleiben, damit sich ein Transport des Exemplars nicht als problematisch erweist. Mit dem Lauf werden anhand der Kriterien einzelne Entscheidungen zu bestimmten Varianten von Bauteilen getroffen. Dabei muss beachtet werden, dass auch jedes Bauteil am Ende die benötigte Funktion aufweisen kann. Im Zuge dessen wird auch jedes Bauteil berechnet und teilweise einzeln simuliert. So soll gewährleistet werden, dass die Anlage am Ende auch wie gewünscht einwandfrei funktioniert.

Auf der anderen Seite lernte die Universität und das Vermitteln von Wissen in den letzten Jahren einen großen Wandel kennen. Durch die äußeren Umstände auf der ganzen Welt, ist ein lernen vor Ort teilweise oder sogar gar nicht möglich. Durch das Vorhandensein einer entsprechenden Beispielanlage und der einfachen Übertragung von Bild, Video und Livematerial, kann die optische Vermittlung weiterhin gewährleistet werden. Gerade die Simulation der Anlage kann dabei recht hilfreich sein. In der Simulation lässt es sich einfach um die Anlage und dessen

Einzelbauteile drehen und somit alles gut sehen und erkennen. Mit dieser Arbeit werden also direkt mehrere Faktoren positiv beeinflusst und verbessert.

1.1. Ziel der Arbeit und Aufgabenstellung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, dass bestehende physikalische Beispiel (ein Getriebe-Demonstrator) im Sinne, von den an der HAW-Hamburg unterrichteten Konstruktionsthemen, weiter zu entwickeln und daraus ein digitales und visualisiertes Beispiel mit Hilfe von MATLAB und einem CAD-System zu erstellen, verbunden mit der Möglichkeit auf eine direkte Ansteuerung des 3D-Modells.

Diese Thesis beschäftigt sich mit der Konstruktion und Entwicklung von einem Multi-Konstruktionsthemen-Demonstrator. Nach Fertigstellung des Demonstrators sollen die einzelnen Funktionen für Unterrichtszwecke verwendet werden. Das 3D-Modell und dessen Simulation und Visualisierung soll die Konstruktionsthemen der Vorlesungsmodule „Konstruktion 2 & Konstruktion 3“ unterstützen. Dabei sollen die physikalisch auftretenden Kräfte und Bewegungen anschaulich, digital und visuell erklärt werden. Dies dient dem Zweck, dass Studenten / Studentinnen ein besseres Verständnis des Lerninhaltes erhalten.

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit soll der Anlagentisch umkonstruiert werden, wobei möglichst Standard-Aluminium-Profile verwendet werden sollen. Eine Auslegung von Bauteilen, deren innere Beanspruchung, die durch äußere Belastungen entsteht, soll mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen durchgeführt werden. Eine Übertragung von Drehmomenten, Kräften und rotarischen bzw. translatorischen Bewegungen zwischen den verschiedenen Komponenten soll analysiert und mathematisch nachgewiesen werden.

Außerdem muss ein passender Antriebsmotor gemäß den auftretenden Leistungen ausgewählt werden. Letztlich, da, die Anlage in Unterrichtsräume mitgenommen und in Anwesenheit von mehreren Personen angeschaltet wird, wird in dieser Arbeit ein Sicherheitskonzept einer Sicherheitssystem-Entwurfsidee mit Hilfe einer Sicherheitskupplung entwickelt, um gefährliche Situationen, welche möglicherweise wegen der bewegenden Komponente der Anlage entstehen könnten, zu vermeiden.

1.2. Die bestehende Anlage

Die vor Ort bestehende Anlage (Abb. 1) wurde im Jahr 2015 konstruiert. Dabei wurden drei Wellen, vier Stirnräder und das Befestigungsgehäuse als Zahnradgetriebe gestaltet. Ein Flachriemengetriebe wurde berechnet und mit zwei Riemenscheiben und einer Schraubenzugfeder bestellt. Für das Übertragen des Antriebsdrehmoments wurde eine elastische Klauenkupplung anmontiert. Die Hauptaufgabe der Anlage, ist die Vorstellung des Mechanismus und der Funktion des Zahnrad- und Zugmittelgetriebes und der Funktion der verschiedenen beteiligten Komponente und deren Eigenschaften.

Die bestehende Anlage beinhaltet eine bewegliche Masse, welche als Nussknacker dient. Das Nussknacken erzeugt Torsions- und Biegemomente, welche die Ermittlung der benötigten Zahnräder und Wellen bei der Gestaltung des Zahnradgetriebes ermöglichen.

Zusätzlich dient die Zugfeder als direkte, äußere Belastung, die eine direkte Auswirkung auf das übertragende Drehmoment, die Gestaltung der Federabtriebswelle und die Ermittlung des Zugmittelgetriebes hat.

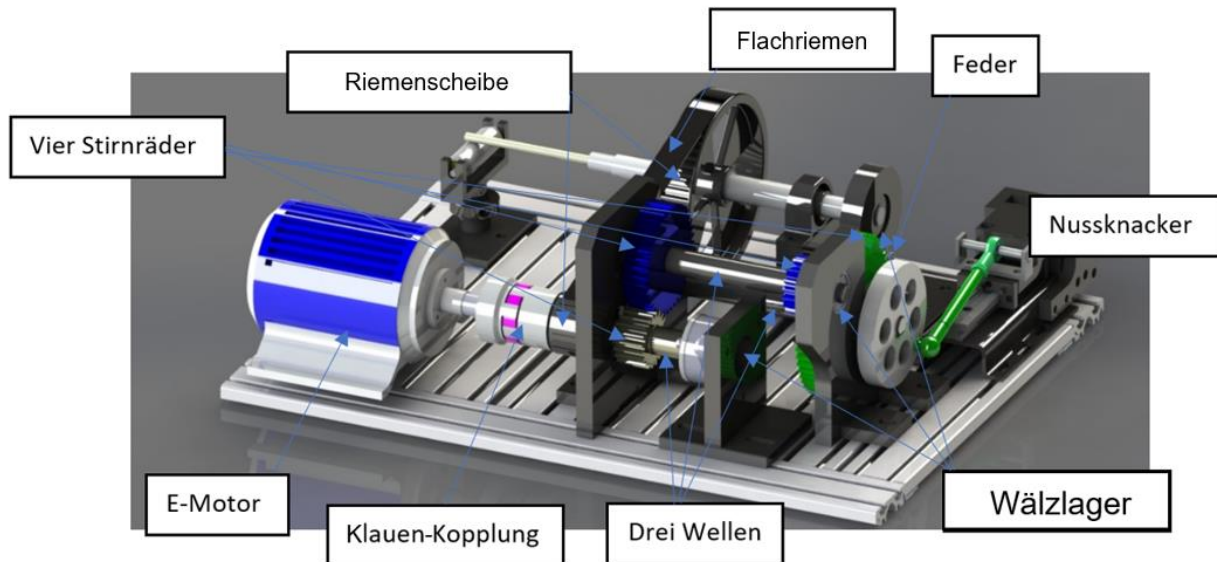


Abbildung 1: Die verschiedenen beweglichen Hauptteile der Anlage

1.3. Problemstellung

Mit der bestehenden Anlage, welche bislang für den Unterricht verwendet wurde, konnte das Verständnis der Studenten/innen zu diesem Thema bereits verbessert werden. Allerdings waren einzelne Gegebenheiten noch nicht optimal auf die vermittelnden Lerninhalte angepasst. Um nur einige der Probleme zu erwähnen, gibt es folgende Beispiele:

- Die Anlage war zu groß und zu schwer für den Transporttisch
- Die vorhandene starre Kupplung gewährleistete keine Sicherheit gegen hineingreifende Hände
- Durch den Wechsel zur digitalen Lernmethode, war ein Vorstellen der Anlage im Unterricht kaum bis gar nicht möglich

Diese Arbeit behandelt alle Probleme, die es zuvor in der Nutzung gegeben hat und jene, die bei dem Wechsel zur digitalen Ebene hinzukamen. In Kapitel 1.1 wurden die Ziele bereits erwähnt, dementsprechend soll die neue Maschine folgende Kriterien erfüllen:

- Die Anlage soll leicht, einfach und handlich zu transportieren sein und vorzugsweise ein Aluminium Grundgerüst besitzen.
- In der Anlage soll mit einem Zahnriemen, statt mit einem Flachriemen gearbeitet werden.
- Es soll eine mechanische Sicherheitskupplung verwendet werden, die Schutz vor äußeren Störungen gewährleistet.
- Für die Anlage sollen passende Nachweise für Wellen- und Zahnräder ausgeführt werden.

Zusätzlich sollen dazu passende Wälzlager verwendet werden.

- Letztlich soll es eine digitale Version der Anlage geben, die eine Animation und eine direkte Ansteuerung bei der Verwendung beinhaltet (inklusive Videomaterial).

Unter Berücksichtigung dieser Kriterien soll eine optimale Lernvermittlung gewährleistet werden.

2. Belastungsgruppen der Anlage

Die Anlage wird hauptsächlich von zwei Komponenten belastet (dem Nussknacker und der Zugfeder). Beim Nussknacker werden die Belastungen durch das Zahnradgetriebe übertragen und reduziert, wobei radiale und tangentielle Kräfte entstehen und sich auf die Getriebekomponenten auswirken.

Die Zugfederbelastungen werden durch ein Zugmittelgetriebe übertragen und reduziert, wobei eine nicht zu ignorierende Wellenkraft entsteht.

2.1. Nussknacker

Das Nussknackerteil besteht aus NK-Scheibe, NK-Verbindung, Schiene und NK-Schieber. (App. 2)

Durch die rotatorische Bewegung der NK-Scheibe bewegt sich der Schieber translatorisch in einer veränderten, linearen Geschwindigkeit. Die Aufgabe des Nussknackers ist das Knacken von Walnüssen, durch die Übergabe der kinetischen Energie an einer aufgelegten Walnuss zwischen dem Schieber und der Knackwand. Zusätzlich wird das Torsionsmoment des Antriebes über das Zahnradgetriebe übertragen und sich als Knackkraft auswirken.

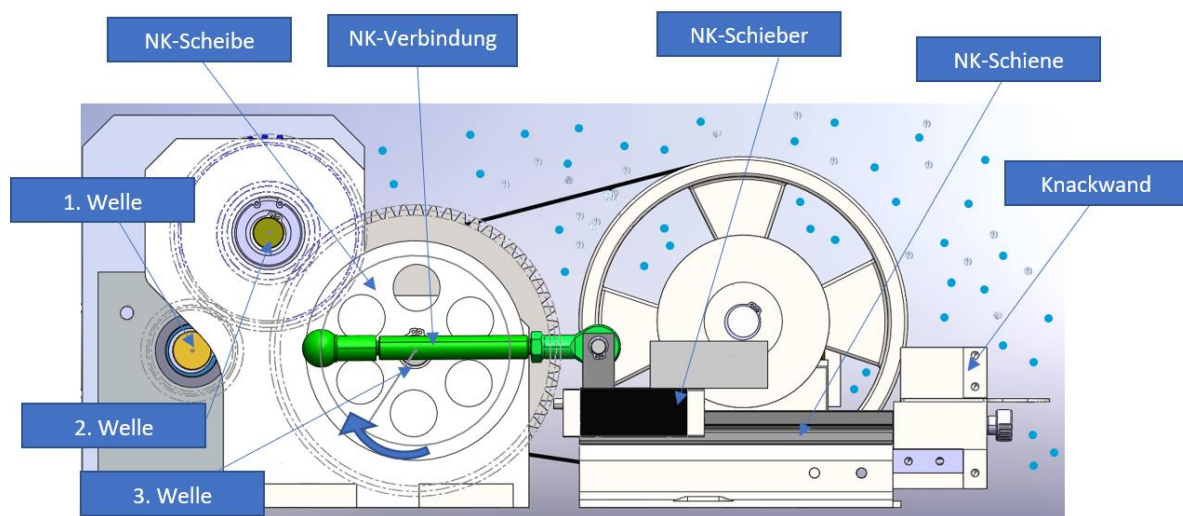


Abbildung 2: Nussknacker-Gruppe

Bemaßungen:

Bemaßungen der Komponente der Nussknacker-Gruppe: (Abb. 3)

- 1- Die aktive Länge der NK-Verbindung beträgt 177 mm
- 2- Der Durchmesser d_1 der NK-Scheibe beträgt 140 mm

2.1.1. Bewegungsanalyse

Die NK-Scheibe dreht sich um 360° und dementsprechend bewegt sich der NK-Schieber linear hin und zurück. → Mit jeder 180° Drehung der NK-Scheibe erfolgt eine lineare Bewegung des NK-Schiebers auf der Schiene in eine Richtung (Fahrtweg=120 mm). Die Drehrichtung der NK-Scheibe erfolgt im Uhrzeigersinn, damit sich das Gewicht der NK-Verbindung in die Richtung der Anziehungskraft dreht und somit Leistung gespart wird. Angenommen der Anfangspunkt des NK-Schiebers befindet sich an der linken Seite der Bewegungsschiene (Punkt A). (Abb. 5 Fall a)

Beim Nussknacken gibt es vier Hauptfälle zu beachten (Abb. 5):

- **Fall a:** Der NK-Schieber befindet sich am Punkt A. Der Drehwinkel der NK-Scheibe beträgt $\theta = 180^\circ$, wobei θ der Winkel zwischen der NK-Verbindung und einer horizontalen Linie ist (Abb. 7).
- **Fall b:** Der NK-Schieber fährt 60 mm bis zum Mittelpunkt (Punkt B), wo der Drehwinkel der NK-Scheibe $\theta = 90^\circ$ beträgt. (Abb. 8)
- **Fall c:** Der NK-Schieber befindet sich am Knackpunkt (Punkt C). Der Abstand zwischen dem Berührungspunkt (an dem die Nuss vom NK-Schieber berührt wird) und dem Knackpunkt (praktisch die Dehnung der Walnuss) beträgt 1,4 - 2,5 mm (angenommen die Dehnung der Walnuss ist elastisch (siehe Dateianhang, Quellen)). Der Abstand zwischen B und C (Knackpunkt) beträgt 37 mm (60 mm B zu D + 2 mm Walnussdehnung - 25 mm mittlere Walnussbreite) und am Knackpunkt fließt die benötigte Kraft $F_{h_{Nuss}}$ (300... 500 N), welche die Walnuss knackt. (Abb. 9)
- **Fall d:** Der Endpunkt, an dem der NK-Schieber den maximalen Abstand auf der Schiene gefahren ist. Der komplette Fahrtweg von Punkt A bis D ist genau so groß wie der aktive Durchmesser der NK-Scheibe $d_{NK_s} = 120 \text{ mm}$.

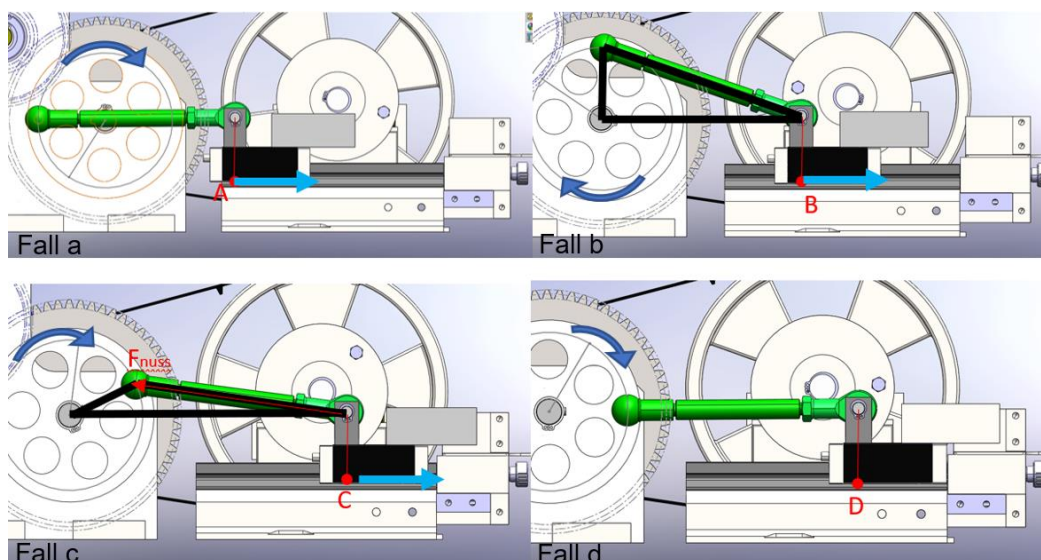


Abbildung 5: Die vier Hauptfälle mit den entsprechenden Positionen des NK-Schiebers

2.1.2. Geschwindigkeitsanalyse

Mit jeder Umdrehung der NK-Scheibe bewegt sich der NK-Schieber einmal 120 mm hin und 120 mm zurück, was bedeutet, dass sich der NK-Schieber 60 mm linear bewegt, wenn sich die NK-Scheibe um 90° dreht. (Abschnitt 2.1.1)

Die Winkelgeschwindigkeit der NK-Scheibe ist konstant und die Bewegung des Schiebers hat eine ständig ändernde, lineare Geschwindigkeit (Abb. 6). Im Allgemeinen beschleunigt sich der NK-Schieber von Punkt A bis B und entschleunigt sich danach bis Punkt D.

Beim Nussknacken (am Punkt C) wird ein Abstand zwischen dem NK-Schieber und der Knackwand (25mm) für die Walnuss berechnet. Das bedeutet, dass der Verbindungspunkt V einen Abstand von 35mm zu der y-Achse und 25mm zu der x-Achse hat.

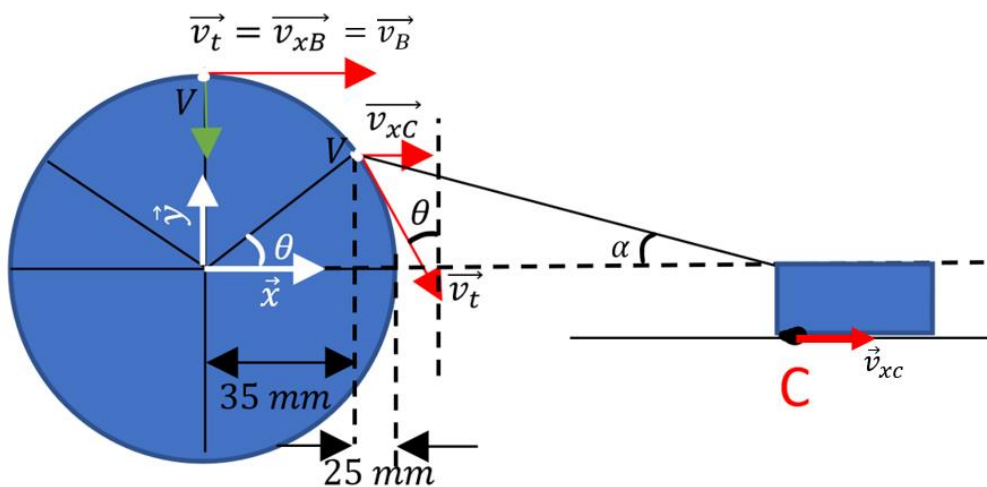


Abbildung 6: Lineare Geschwindigkeit des NK-Schiebers am Knackpunkt C

- Anmerkung 1: Am Punkt B (nach 60 mm) erreicht der NK-Schieber die maximale Geschwindigkeit
- Anmerkung 2: Die Geschwindigkeit des NK-Schiebers ist von Winkel θ abhängig

Um eine Walnuss zu knacken wird eine Kraft von $F_{Nuss} = 300 \dots 500 N$ bzw. eine minimale kinetische Energie von $E_{kin} = 0,5 \cdot m \cdot v_{xC}^2 = m \cdot a \cdot s = 0,21 J$ benötigt (siehe Dateianhang, Quellen).

➔ Die min. benötigte kinetische Energie: $E_{kin_{min}} = 0,5 \cdot m \cdot v_{xC}^2 \geq 0,21 J$

Das Gewicht des NK-Schiebers: $m = G_S = 2Kg$

Eine gewünschte Geschwindigkeit des NK-Schiebers bzw. der NK-Scheibe wird analysiert, um das Vorhandensein der minimalen benötigten Geschwindigkeit bzw. Energie zu überprüfen.

Die gewünschte Geschwindigkeit tritt auf, wenn der NK-Schieber den Abstand $a=240 mm$ hin und zurück in $t=4 s$ fährt. Dies bedeutet, dass die Zeit für eine Umdrehung der NK-Scheibe $t = 4 s$ beträgt.

➔ Die Winkelgeschwindigkeit: $\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{NK-Scheibe}}{60} = 0,5\pi \frac{rad}{s} \approx 0,25 s^{-1}$

➔ Die Drehzahl pro Minute: $n_{NK-Scheibe} = 60 \cdot 0,25 s^{-1} = 15 min^{-1}$

Ermittlung der Geschwindigkeit am Knackpunkt C:

Bei der Umdrehung von $\theta = 90^\circ$ (der NK-Schieber ist am Punkt B):

$$\vec{v}_t = \vec{v}_{xB} = \omega \cdot \frac{d_{NKs}}{2} = 0,25 \cdot 60 \approx 15 \frac{mm}{s} = 0,015 \frac{m}{s}$$

Beim Nussknacken (der NK-Schieber ist am Punkt C):

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{\left(\frac{d_{NKs}}{2}\right)^2 - 35^2}}{35}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{60^2 - 35^2}}{35}\right) = 54,3^\circ = 0,3 \pi$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{60^2 - 35^2}}{\sqrt{177^2 - (60^2 - 35^2)}}\right) \approx 16,66^\circ \approx 0,09 \pi$$

$$\vec{v}_{xC} = \vec{v}_t \cdot \sin \theta = 15 \cdot 0,8 = 12 \frac{mm}{s} = 0,012 \frac{m}{s}$$

→ Die erbrachte kinetische Energie:

$$E_{kin} = 0,5 \cdot m \cdot v_{xC}^2 = 0,5 \cdot 2 \cdot 0,012^2 = 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ KJ} = 0,144 \text{ J}$$

Wie beim Endergebnis zu sehen ist, ist die entstehende kinetische Energie mit der ausgewählten Geschwindigkeit nicht ausreichend, um eine Nuss zu knacken. Deshalb werden zusätzliche Kräfte aus dem generierten Torsionsmoment der Anlage benötigt.

2.1.3. Belastungsanalyse

Im **Fall a** bildet die NK-Verbindung einen Winkel mit dem Horizont $\theta=180^\circ$. An dieser Stelle steht der NK-Schieber an Punkt A still und wechselt die Bewegungsrichtung, was bedeutet, dass an dieser Stelle keine Reibungskraft entsteht.

Die Reibungskraft der Geschwindigkeit:

$$F_\mu = F_{gS} \cdot \mu = 0 \text{ N}, \text{ wobei die Gewichtskraft } F_{gS} = G_S \cdot g = 2 \cdot 9,8 = 19,6 \text{ N} \text{ beträgt.}$$

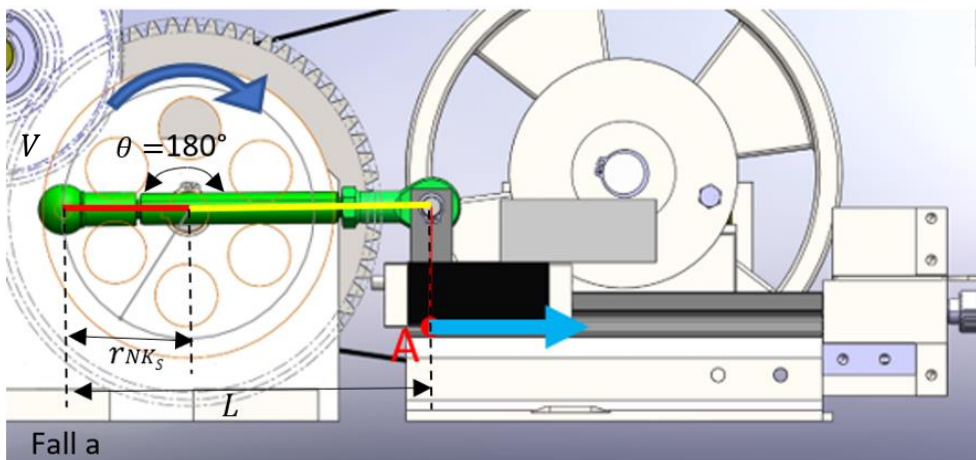


Abbildung 7: Der entstehende Winkel θ im Fall a

Im **Fall b** entsteht die größte Reibungskraft F_{μ} , da sich der Verbindungspunkt „V“ an der höchsten Stelle befindet. Hier ist die Reibungskraft nicht nur vom Gewicht des NK-Schiebers abhängig, sondern auch von der entstehenden radialen Kraft $F_{r_{leer}}$, welche wiederum von F_{leer} und dem Winkel α abhängig ist. (Abb. 8)

Die Reibungskraft ändert sich ständig und wirkt größer, wenn der vertikale Abstand zwischen dem Verbindungspunkt „V“ und dem NK-Schieber größer wird. → Wo der Verbindungspunkt am höchsten bzw. niedrigsten ist, ist die Reibungskraft am größten.

Reibungskoeffizient: Stahl auf Stahl und trocken $\mu = 0,12^1$

$$a_v = \sqrt{L^2 - r_{NK\text{Scheibe}}^2} = \sqrt{177^2 - 60^2} = 166,5 \text{ mm}$$

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{r}{L}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{60}{177}\right) = 19,8^\circ$$

Die tangentielle Kraft $F_{t_{leer}}$ ist genauso groß wie die Reibungskraft laut Isaac Newton (Aktion=Reaktion).

$$F_{t_{leer}} = F_{\mu_{leer}} = \mu \cdot (F_{gs} + F_{r_{leer}})$$

$$F_{r_{leer}} = F_{t_{leer}} \cdot \tan \alpha$$

$$\rightarrow F_{t_{leer}} = \mu \cdot (F_{gs} + (F_{t_{leer}} \cdot \tan \alpha)) \rightarrow F_{t_{leer}} (1 - \mu \cdot \tan \alpha) = \mu \cdot F_{gs}$$

$$\rightarrow F_{t_{leer}} = \mu \cdot \frac{F_{gs}}{(1 - \mu \cdot \tan \alpha)} = \frac{0,12 \cdot 2 \cdot 9,8}{1 - 0,12 \cdot \tan(19,8)} = 2,458 \text{ N}$$

$$\rightarrow T_{4_{leer}} = F_{t_{leer}} \cdot r_{NK\text{-Scheibe}} = 2,458 \cdot 0,06 \approx 0,15 \text{ Nm}$$

$$\rightarrow F_{r_{leer}} = F_{t_{leer}} \cdot \tan \alpha = 0,885 \text{ N}$$

¹ <https://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/mechanik/kinetik/289-reibungskoeffizient>

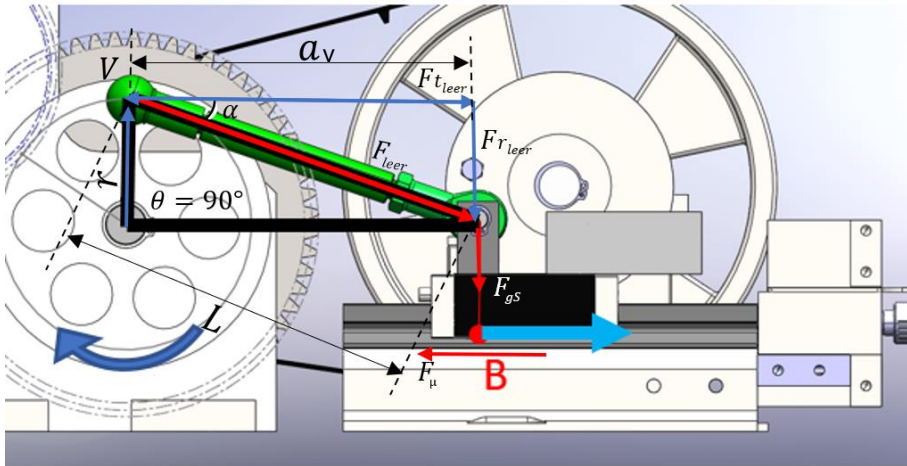


Abbildung 8: Die entstehenden Kräfte und Winkel im Fall b (am Punkt B)

Im **Fall c** wird die Walnuss am Punkt C (Abb. 9) geknackt. Die in dem Fall wirkende Kraft F_{hNuss} (300-500 N) entsteht mit der vertikalen Kraft F_{vNuss} durch das Zerlegen der resultierenden Kraft F_{Nuss} , wobei F_{vNuss} einer Druckkraft entspricht, die den NK-Schieber auf die Schiene drückt und sich als zusätzliche Reibungskraft auswirkt.

Laut Newton (Aktion=Reaktion) wird sich die resultierende Kraft F_{Nuss} zurück auf die dritte Welle auswirken. Allerdings wird die resultierende Kraft F_{Nuss} auf der Seite der NK-Scheibe auf die tangentielle F_{tNuss} und die radiale Kraft F_{rNuss} aufgeteilt. Beide entstehenden Kräfte wirken sich als Torsions- und Biegemoment auf die dritte Welle (T_4 & Mb_{Nuss}) aus. (Abb. 9)

Die horizontale Kraft F_{hNuss} ist laut Newton (Aktion=Reaktion) genau so groß wie die Knack- und Reibungskraft zusammen addiert $F_{hNuss} = 500 N + F_{\mu Nuss}$.

Abbildung 9 zeigt die Winkel, die sich gebildet haben, nachdem eine zufällige Walnuss zum Knacken platziert wurde.

$$\theta = 49,12^\circ, \quad \alpha = 14,69^\circ$$

Zuerst wird die benötigte Kraft F_{hNuss} berechnet:

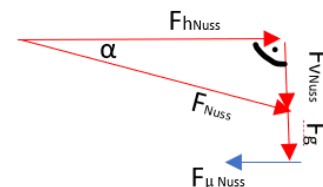
$$F_{hNuss} = 500 N + F_{\mu Nuss} = 500 + \mu \cdot (F_{gs} + F_{vNuss}) = 500 + \mu \cdot (F_{gs} + F_{hNuss} \cdot \tan \alpha)$$

$$\rightarrow F_{hNuss}(1 - \mu \cdot \tan \alpha) = 500 + \mu \cdot F_{gs} \rightarrow F_{hNuss} = \frac{500 + \mu \cdot F_{gs}}{(1 - \mu \cdot \tan \alpha)} = \frac{500 + 0,12 \cdot 2 \cdot 9,8}{1 - 0,12 \cdot \tan(14,69)} =$$

$$518,67 N$$

$$\rightarrow F_{vNuss} = F_{hNuss} \cdot \tan(14,69) = 135,974 N$$

$$\rightarrow F_{Nuss} = \frac{F_{hNuss}}{\cos \alpha} = \frac{518,67}{0,97} \approx 536,197 N$$



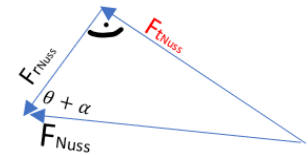
Auf der NK-Scheibe wird F_{Nuss} aufgeteilt auf:

- Radiale Kraft $F_{rNuss} = F_{Nuss} \cdot \cos(\theta + \alpha) = 536,197 \cdot 0,441 = 236,65 N$
- Tangentiale Kraft $F_{tNuss} = F_{Nuss} \cdot \sin(\theta + \alpha) = 536,197 \cdot 0,897 = 481,15 N$

$T_{Nuss} = T_4$ ist das Torsionsmoment an der dritten Welle:

$$T_{Nuss} = F_t_{Nuss} \cdot r_{NK\text{Scheibe}} = 481,15 \cdot 0,06 = 28,87 \text{ Nm}$$

Für mehr Sicherheit wird das Torsionsmoment $T_{Nuss} = 30 \text{ Nm}$ verwendet.



Da die Kräfte mit jeder Umdrehung der NK-Scheibe ständig auf einen bestimmten Punkt schlagen, wird die dritte Welle schwelend belastet.

Im **Fall d** passiert dasselbe wie im **Fall a**, da die NK-Verbindung einen Winkel von $\theta=0^\circ$ mit dem Horizont aufweist \rightarrow der NK-Schieber bewegt sich nicht \rightarrow es entsteht keine Reibungskraft.

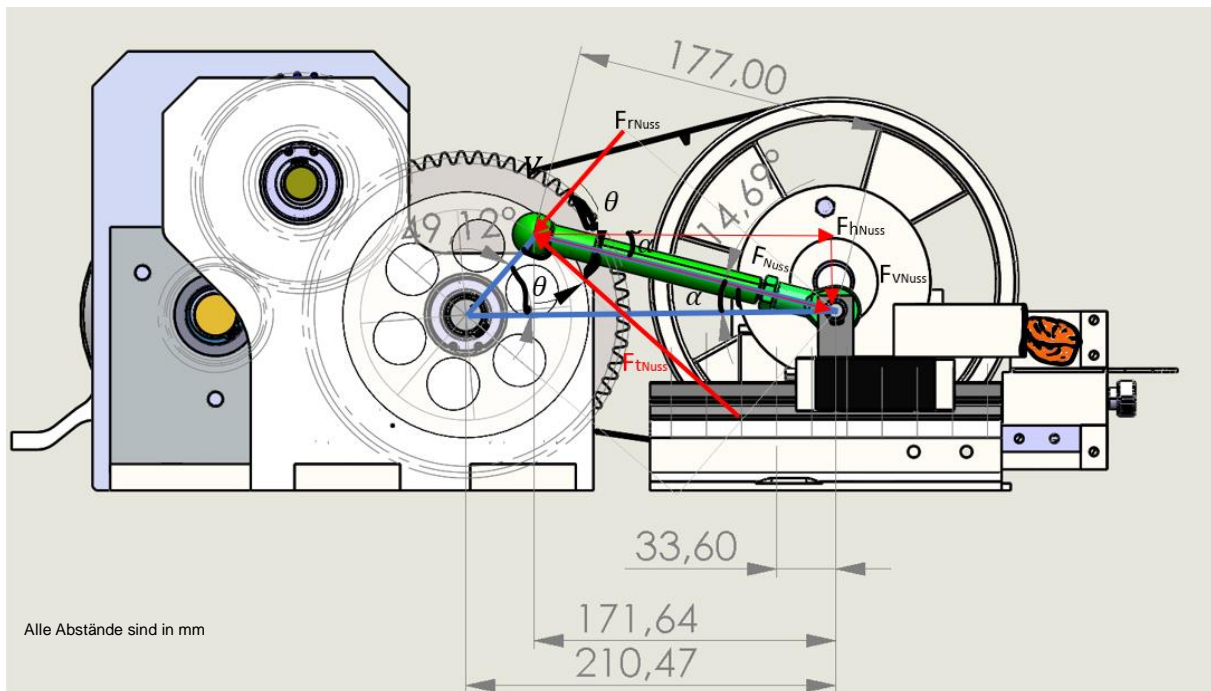


Abbildung 9: Die entstehenden Kräfte und Winkel im Fall c (beim Nussknacken)

Fazit

Während sich die NK-Scheibe dreht, wird der Verbindungspunkt V von der radialen Kraft F_r und der tangentialen Kraft F_t beeinflusst. Abb. 10 zeigt zusätzliche Zustände der radialen und tangentialen Kräfte laut der Position der Verbindungsstelle.

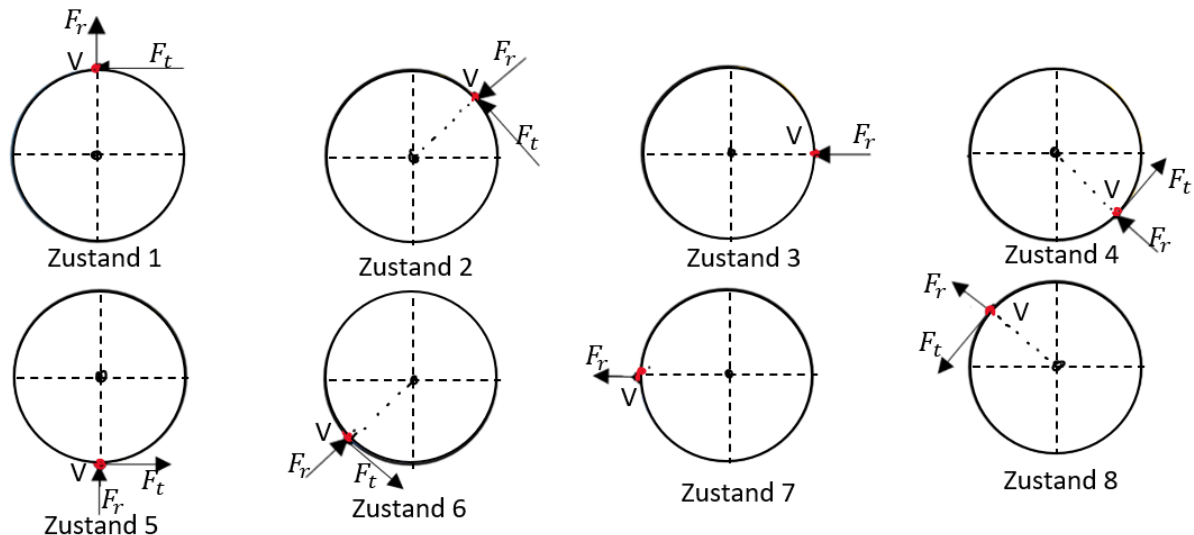


Abbildung 10: Symbolische Darstellung der zusätzlichen Zustände der entstehenden Kräfte am Verbindungspunkt V an der NK-Scheibe

Die Reibungskraft verursacht eine radiale Kraft, welche ständig die Richtung ändert. Die Richtung der radialen Kraft bewegt sich einmal in die Richtung des NK-Scheibenzentrums und einmal in dessen Gegenrichtung. Das bedeutet, dass die radiale Kraft ein wechselndes Biegemoment an der dritten Welle verursacht.

Die kleinste radiale Kraft tritt auf, wenn die Reibungskraft am kleinsten ist. Die minimale Reibungskraft ist die vom Gewicht verursachte Kraft $F_{r_{min}} = \mu \cdot F_{gs} = 0,12 \cdot 2 \cdot 9,8 = 2,352 \text{ N}$ und die minimale Reibungskraft in die Gegenrichtung $F_{r_{min}} = -2,352 \text{ N}$. Dies tritt auch in "Zustand 7" auf, in dem die radiale Kraft null wird, da der NK-Schieber still steht. Direkt nachdem sich die NK-Scheibe weiter dreht, entsteht eine radiale Kraft, die sich entgegengesetzt zum NK-Scheibenzentrum richtet.

Die Änderung der radialen Kraft ist abhängig von der Summe der Winkel θ und α und wird maximal, wenn $\theta + \alpha$ minimal ist und die Nuss geknackt wird \rightarrow im Extremfall (die Nuss muss sehr klein sein) wird $\theta + \alpha = 0^\circ$.

$$\rightarrow F_{r_{max}} = F_{Nuss} \cdot \cos 0^\circ = 536,197 \text{ N}$$

$$\rightarrow \text{Der radiale Kraftänderungsbereich } (-2,352 \text{ N} \dots 536,197 \text{ N})$$

2.2. Zugfeder

Meistens werden zylindrische Schraubenfedern aus Runddrähten oder Rundstäben gefertigt. Durch die elastische Formänderung einer Zugfeder, aufgrund einer eingesetzten Kraft, wird potentielle Energie gespeichert, die wiederum in Form von Arbeit abgegeben werden kann.

In diesem Abschnitt wird eine passende Zugfeder für die Anlage ermittelt. Dabei wird die Auswirkung der abgegebenen Arbeit der Feder, auf die in der Federgruppe beteiligten Komponente, in verschiedenen Fällen analysiert.

Die Feder-Gruppe besteht aus: (Abb. 11)

- 1- Einer elastischen Zugfeder

- 2- Abtriebswelle
- 3- Federscheibe $d_s = 110 \text{ mm}$
- 4- Lagern und Sicherungsringe
- 5- Federplatte für die Befestigung der Feder
- 6- Feder-Scheibe-Befestigung (auf Abstand $r_{FS} = 42 \text{ mm}$ vom Zentrum der Federscheibe)

Hinweis: Federbefestigungskreis $d_{FS} = 84 \text{ mm}$. (App. 12)

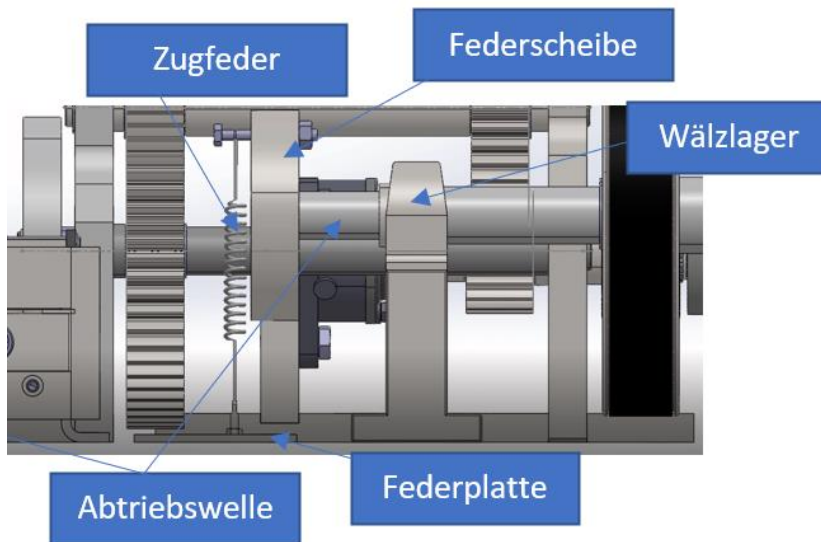


Abbildung 11: Die Komponente der Zugfeder-Gruppe

Die Übertragung der Federkräfte erfolgt über ein Zugmittelgetriebe, welches in Abschnitt 4 (Riemengetriebe) gestaltet wird.

2.2.1. Festlegung einer zylindrischen Zugfeder

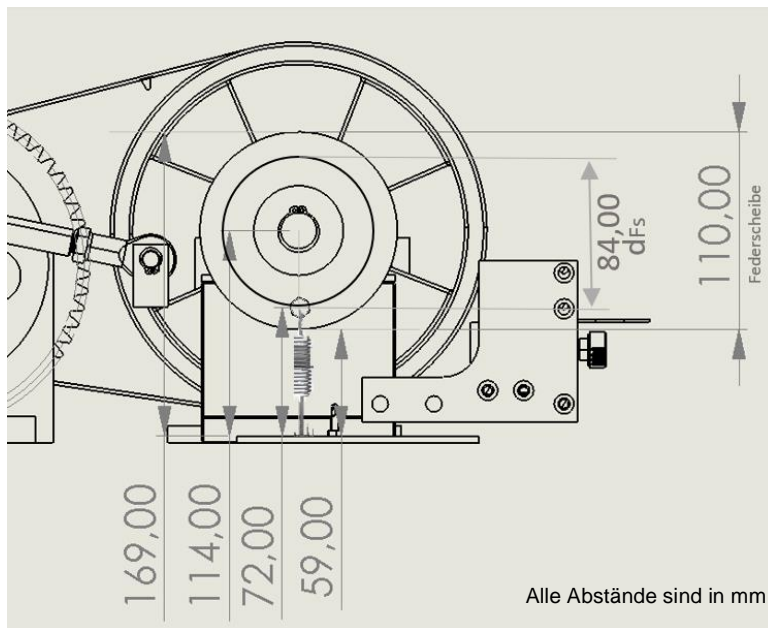


Abbildung 12: Bemaßungen der Komponente der Feder-Gruppe

Zuerst werden die Eigenschaften der Zugfeder definiert, damit eine Feder ausgewählt werden kann (Abb. 13)²

- Kenngrößen der Zugfeder:

- d : Drahtdurchmesser in mm
- D : Mittlerer Windungsdurchmesser in mm
- D_i : Innenwindungsdurchmesser in mm
- D_e : Außenwindungsdurchmesser in mm
- L_0 : Länge der unbelasteten Feder gemessen zwischen den Ösen-Innenkanten in mm
- L_h : Länge der Innenkante der Öse
- L_k : Länge der unbelasteten Zugfeder ohne Ösen
- n : Anzahl der federnden Windungen
- m (Ösen-)Hakenöffnungsweite in mm

- Definition der Eigenschaften der Zugfeder:

- 1- Die Feder sollte in die Lücke zwischen der Federscheibe und der Federbasis passen und dabei nicht gespannt sein $\rightarrow L_0 = L_k + 2 \cdot L_h = 72 \text{ mm}$
- 2- Anschlüsselemente der zylindrischen Zugfeder: halbe deutsche Öse $\rightarrow L_h = (0,55 \dots 0,8) \cdot D_i$
 $\rightarrow L_{hmax} = 0,8 \cdot D_i$ (RM S.324)
- 3- Die Zugfeder sollte einen Federweg von $s = 84 \text{ mm}$ erreichen.

² <https://blog.federnshop.com/oesenformen-zugfedern/>.

- 4- Für eine mittlere dynamische Beanspruchung →
Drahtsorte DM und Drahtdurchmesser $d = 0,3 \dots 20 \text{ mm}$
(RM TB 10-2c)
- 5- Runder Federstahldraht DIN EN 10270-
→ Gleitmodul (RM TB 10-1): $G = 81500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

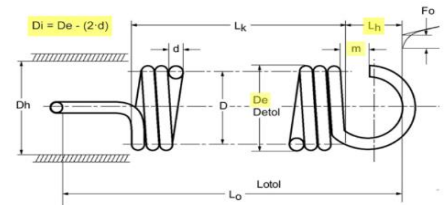


Abbildung 13: Kenngröße der Zugfeder

Festigkeitswerte von Federwerkstoffen (RM TB 10-1):

$$R_m = 2330 \dots 1060 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ für } d = 1 \dots 10 \text{ mm}$$

$$\tau_{zul} = 0,45 \cdot R_m$$

$$\rightarrow \tau_{zul} = 0,45 \cdot 2330 = 1048,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Feder, die überprüft wird, hat einen Außendurchmesser von $D_e = 11 \text{ mm}$, einen Drahtdurchmesser von $d = 1 \text{ mm}$ und einen Innendurchmesser von $D_i = 9 \text{ mm}$.

$$L_{h \max} = 0,8 \cdot D_i = 0,8 \cdot 9 = 7,2 \text{ mm} \rightarrow L_k = 57,6 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \text{Die Gesamtzahl der Windungen: } n_t = \frac{L_k}{d} - 1 = 56,6 \rightarrow \text{sinnvolle Zahl } n_t = 57$$

$$\rightarrow d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_F \cdot D_e}; \text{ wo } k_1=0,15 \text{ ein Faktor für Drahtsorte DM und } d < 5 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \text{Federkraft: } F_F = \frac{d^3}{k_1^3 \cdot D_e} = \frac{1}{0,15^3 \cdot 11} \approx 26,94 \text{ N (RM S.325)}$$

Mittlerer Durchmesser:

$$D = D_e - d = 10 \text{ mm} \rightarrow T = \frac{D}{2} \cdot F_F \rightarrow T = 5 \cdot 26,94 \approx 134,7 \text{ Nmm}$$

$$\text{Bedingung: } \tau \leq \tau_{zul}, \text{ wobei } \tau_{zul} = 1048,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{134,68}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = 685,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{zul}$$

Benötigter Federweg s: der Federweg beträgt 84mm (maximaler Abstand, den die Zugfeder erreichen soll)

→ Federrate:

$$R_{ist} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n_t} = \frac{81500}{8} \cdot \frac{1}{10^3 \cdot 57} = 0,179 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \rightarrow s = \frac{F}{R_{ist}} = 150 \text{ mm} > 84 \text{ mm} \quad (\text{RM S.327}).$$

Die ausgewählte Feder: $d=1 \text{ mm}$, $D=10 \text{ mm}$, $D_i=9 \text{ mm}$, $D_e=11 \text{ mm}$, $L_0=72 \text{ mm}$, $L_k=57,6 \text{ mm}$, wirkende Windungen $n=56$, $L_h=7,2 \text{ mm}$, halbe deutsche Öse, $R=0,179 \text{ N/mm}$.

2.2.2. Analyse der Zugfederfälle

Für die Federfunktion beim Einsetzen der Zugfeder sind die wichtigsten vier Fälle in Abb. 14 zu beachten:

Die vier Fälle sind vom Winkel θ (Abb. 14) abhängig, wobei sich der Winkel θ , laut der Umdrehung der Federscheibe, ständig ändert. Die Feder wird gespannt, während sich die Federscheibe umdreht und sich der Federweg in dem Bereich (0 mm - d_{FS} mm) entsprechend ändert. d_{FS} ist der aktive Durchmesser der Federscheibe.

- Die Umdrehung der Federscheibe resultiert aufgrund der Bewegungsübertragung der Motor-Rotation durch das Zugmittelgetriebe.

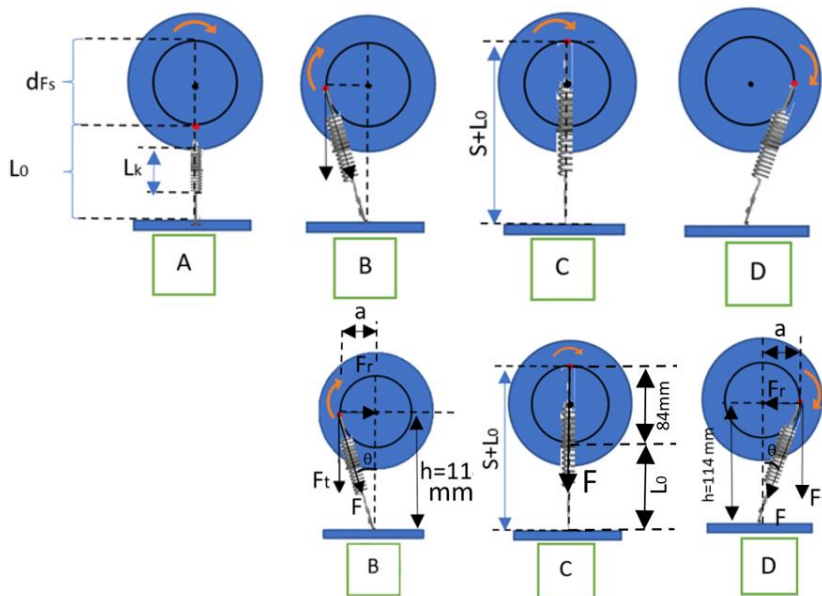


Abbildung 14: Die vier Federfälle mit den Federspannzuständen

Fall A: Die Feder ist ungespannt und ist mit der Federplatte (untere Seite) und der Federscheibe verbunden, sodass der Federweg $s=0$ mm und die Federkraft $F=0$ N beträgt. (Abb. 14 A)

→ In diesem Fall entstehen keine Torsions- bzw. Biegemomente..

Fall B: Die Federscheibe dreht sich um 90° (im Uhrzeigersinn), somit befindet sich die obere Federbefestigung senkrecht zum Scheibenzentrum. Dazwischen herrscht ein Abstand von $a = r_{FS} = 42$ mm. (Abb. 14 B)

In diesem Fall wird die Feder gespannt, wobei eine Gegenkraft F_F (Federkraft) entsteht, die von der Federrate und dem Federweg abhängig ist:

$$F_F = s \cdot R$$

→ Federweg: $s = \sqrt{a^2 + h^2} - L_0 = \sqrt{42^2 + 114^2} - 72 = 49,5$ mm

$$F_F = s \cdot R \rightarrow F_F = 49,5 \cdot 0,179 \approx 8,9$$
 N

Die Federkraft F_F teilt sich auf:

- Tangentiale Federkraft F_t (F_{Ft}), die sich gegen die Drehrichtung der Scheibe auswirkt und sich dabei ein Torsionsmoment T_F auf die Abtriebswelle bildet.
- Radiale Federkraft F_r (F_{Fr}), die sich als Biegemoment direkt auf die Abtriebswelle auswirkt.

$$F_{Ft} = F \cdot \cos \theta = 8,86 \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{a}{h} \right) \right) = 8,9 \cdot \cos (20,225) \approx 8,4$$
 N

- ➔ Torsionsmoment an der Federscheibe: $T_F = F_{Ft} \cdot a = 8,4 \cdot 42 = 349,2 \text{ Nmm}$
- ➔ Radiale Federkraft: $F_{Fr} = F_F \cdot \cos \theta = 8,9 \cdot \sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{a}{h} \right) \right) = 8,9 \cdot \sin (20,3) \approx 3,1 \text{ N}$

Im **Fall D** (Abb. 14 D) ist die Federkraft genau so groß wie die Federkraft in **Fall B**. Der Unterschied zwischen den zwei Fällen ist, dass sich die tangentielle Kraft F_t als Torsionsmoment in Drehrichtung der Abtriebswelle auswirkt und nicht in die Gegenrichtung. Die radiale Kraft F_r (als Betrag) ist genau gleich und belastet dieselbe Stelle auf der Abtriebswelle.

Fall C: In diesem Fall dreht sich die Federscheibe um weitere 90° , sodass sich beide Federverbindungsseiten auf einer Linie mit dem Federscheibenzentrum befinden. Hier wird die maximale, benötigte Länge (84 mm) erreicht und die Federkraft wird die Abtriebswelle mit einem rein wechselnden Biegemoment belasten (die Federkraft wirkt sich in dem Fall nur radial aus). (Abb. 14 C)

$$F_F = S \cdot R \rightarrow F_F = F_{Fr} = 84 \cdot 0,179 \approx 15,04 \text{ N}$$

In Zwischenfällen, z.B. nach einer Umdrehung von 135° (Abb. 15), entstehen Kräfte, die sich wieder anders verhalten.

Mit demselben Berechnungsprinzip:

Federscheibendurchmesser: $d_{FS} = 84 \text{ mm} \rightarrow \text{Radius: } r_{FS} = 42 \text{ mm}$

Der Abstand a zwischen Scheibenzentrum und dem Verbindungspunkt der Federscheibe:

$$a^2 + a^2 = r_{FS}^2 \rightarrow a\sqrt{2} = r_{FS} \rightarrow a = \frac{r_{FS}}{\sqrt{2}} = 29,7 \text{ mm}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{a}{h+a} \right) \rightarrow \theta = \tan^{-1} \left(\frac{29,7}{114+29,7} \right) = \theta \rightarrow \theta \approx 11,7^\circ$$

$$\sin \theta = \frac{a}{s + L0} \rightarrow 0,2 = \frac{29,7}{s + 72} \rightarrow s = 76,5 \text{ mm}$$

$$F_F = s \cdot R = 76,5 \cdot 0,179 = 13,7 \text{ N}$$

Der Winkel zwischen der resultierenden Federkraft und der radialen Federkraft:

$$\alpha = 45 - \theta = 33,3^\circ$$

- ➔ Die tangentielle und die radiale Federkraft:

$$F_{Ft} = F_F \cdot \sin \alpha = 7,53 \text{ N}, \quad F_{Fr} = F_F \cdot \cos \alpha = 11,5 \text{ N}$$

Fazit: Die Federscheibe wird im Federzustand B (Fall B) am meisten auf Torsion beansprucht und im Federzustand C (Fall C) am meisten auf Biegung beansprucht.

Da sich die Belastungen ständig an derselben Stelle mit unterschiedlichen Werten befinden, werden die Belastungen als rein schwelende Belastungen untersucht.

- Torsionsmoment (Fall B bzw. D):

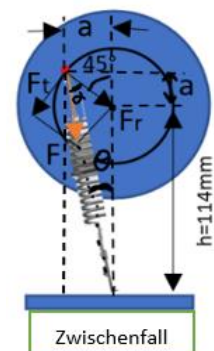


Abbildung 15: Ein Zwischenfall nach 135° Umdrehung

$$T_{F,ab} = F_{Ft} \cdot r_{FS} = 8,4 \cdot 42 = 349,2 \text{ Nmm}$$

- Radiale Federkraft (Fall C):

$$F_F = F_{Fr} = 84 \cdot 0,179 = 15,04 \text{ N}$$

Das Torsionsmoment T_{FS} ist im Vergleich zum Torsionsmoment an der NK-Scheibe T_{Nuss} sehr klein (Abschnitt 2.1.3), daher basiert die Auswahl des Antriebes ausschließlich auf der Nussknacker-Gruppe.

Die Federkraft im **Fall C** wird für mehr Sicherheit beim Entwurf der Welle als tangentielle Kraft benutzt.

- ➔ Feder-Torsionsmoment an der Abtriebswelle:

$$T_{F_{ab}} = 15,04 \cdot r_{FS} = 15,04 \cdot 42 \approx 631 \text{ Nmm} = 0,631 \text{ Nm}$$

3. Auswahl des Antriebes

Damit die Bewegung des Schiebers für das menschliche Auge gut erkennbar wird, wurde bestimmt, dass die NK-Scheibe eine Drehzahl von 15 min^{-1} hat. (Abschnitt 2.1.2)

Drehzahl der NK-Scheibe (dritte Welle): $n_4 = 15 \text{ min}^{-1} = \frac{15}{60} = 0,25 \text{ s}^{-1}$

Die bestehende Anlage beinhaltet eine zweistufige Verzahnung mit einer gesamten Übersetzung von 6 ($i_{ges} = 6$).

- Das Torsionsmoment an der Abtriebswelle:

$$T_{Nuss} = T_4 = 30 \text{ Nm}$$

- Das Torsionsmoment an der Antriebswelle:

$$T_1 = \frac{T_{Nuss}}{i_{ges}} = \frac{30}{6} = 5 \text{ Nm}$$

- Abtriebsleistung: $P_{ab} = T_4 \cdot \omega_4 = 2 \cdot T_4 \cdot n_4 \cdot \pi = 2 \cdot 30 \cdot 0,25 \cdot \pi \approx 47,2 \text{ W}$
- Die Antriebsleistung sollte in der Regel größer als die Abtriebsleistung sein, da durch die Reibung bzw. Lagerreibung, Dichtung oder Schmierung, ein Teil der Leistung P_v verloren geht.

$$\rightarrow \frac{P_{ab}}{P_{an}} < 1 \rightarrow 47,2 < P_{an}$$

Der ausgewählte Motor (Schneckengetriebemotor) [1]:

$T_{nenn} = 7,1 \text{ Nm}$, $n = 93,3 \text{ min}^{-1}$, Hohlwelle $\varnothing=14\text{mm}$, Motorleistung (mechanische):

$$P_{M,nenn} = 2 \cdot \pi \cdot T_{M,nenn} \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \pi \cdot 7,1 \cdot \frac{93,3}{60} = 69,37 \text{ W}$$

Für den Antrieb wird eine Motorwelle mit einem Durchmesser von $d=14\text{mm}$ benötigt [2].

4. Riemengetriebe

Als Zugmittelgetriebe besitzt die bestehende Anlage ein Flachriemengetriebe. In dieser Arbeit wird dieses durch ein Synchronriemengetriebe ersetzt.

Der Hauptunterschied zwischen beiden Riementypen ist, dass die Übertragung von Drehmomenten beim Flachriemengetriebe auf der Reibkraft zwischen dem Riemen und den Scheiben basiert. Dabei muss die Reibkraft mindestens so groß wie die Umfangskraft sein.

Die Übertragung des Drehmoments beim Zahnriemengetriebe erfolgt formschlüssig, deswegen ist die Übertragung exakt und schlupffrei im Gegensatz zu Flachriemen.

In diesem Abschnitt werden die Zahnriemenscheiben und der Synchronriemen laut der vorhandenen Übersetzung ermittelt, danach wird die Riemenlänge, der Wellenabstand und die Wellenkraft ermittelt. Am Schluss wird die Abtriebswelle des Riemengetriebes laut dem ausgewählten Zahnriemen gestaltet.

- Das Zahnriemengetriebe überträgt das Torsionsmoment der Zugfeder.

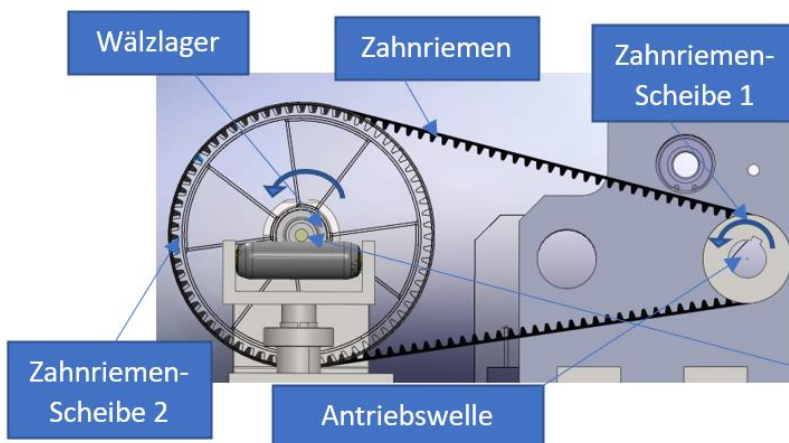


Abbildung 16: Die Komponente des Zahnriemengetriebes

- Geometrische Bezeichnung (Abb. 17)

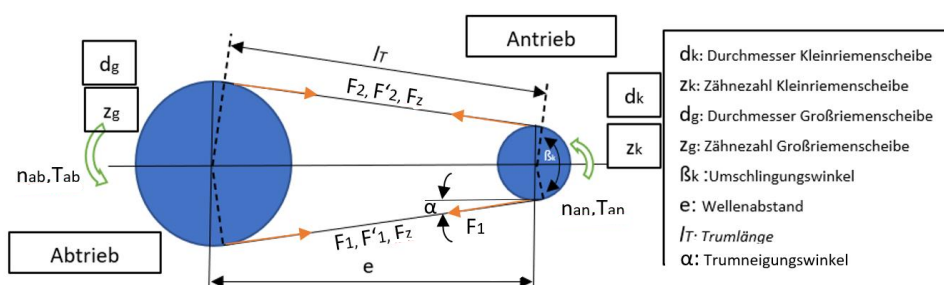


Abbildung 17: Kenngröße des Zahnriemengetriebes

4.1. Zahnriemen und Zahnriemenscheiben

Anforderungen:

- Vorläufiger Wellenabstand (vom Flachriemengetriebe der bestehenden Anlage) $e' = 352,33 \text{ mm}$
- Langsame Bewegung an der Abtrieb-Seite (n_g : Drehzahl der großen Riemenscheibe) für bessere und klare Beobachtung der Federbewegung
 - $n_g \approx 30 \text{ min}^{-1} \rightarrow i_R = \frac{n_{an}}{n_g} = \frac{93,3}{30} = 3,11$
 - Angepasst: $i_R = 3, n_k = 93,3 \text{ min}^{-1}, n_g = \frac{93,3}{3} = 31,1 \text{ min}^{-1}$
- Durchmesser der Wellen der Riemenscheibe (an der bestehenden Anlage) $dkw = dgw = 30 \text{ mm}$.
- Passende Zahnriemengruppe zum ausgewählten Motor mit $T = 7,1 \text{ Nm}$ und $PM_{nenn} \approx 70 \text{ W}, nk = 93,3 \text{ min}^{-1}$.

Ablaufprinzip: (RM Bild 16-18)

1- Riemenwahl und Festlegung der Scheibendurchmesser:

Für die Wahl des Riemens sollte der Anwendungsfaktor K_A (RM TB 3-5b) berücksichtigt werden.

- $K_A = 1,1$: Elektromotor, mittleres Anlaufverhältnis, Riementrieb und 3h tägliche Laufzeit.
- Antriebsleistung: $P' = K_A \cdot PM_{nenn} \rightarrow P' = 1,1 \cdot 70 = 77 \text{ W} = 0,077 \text{ KW}$
- Wahl des Profils des Synchronriemens (RM TB 16-18): $n_1 = nk = 93,3 \text{ min}^{-1}, P' = 0,077 \text{ KW} \rightarrow$ die nächstbeste Auswahl für das Synchronriemenprofil wäre T5 (Teilung $p = 5$)
- Ermittlung der Scheibendurchmesser (RM TB 16-19):
 - Für das T5 Zahnriemenprofil gilt: $z_{min} = 10, z_{max} = 114 \rightarrow$ für die kleinste Riemenscheibe wird die Zähnezahl frei gewählt:
 - $z_k = 32 \text{ Zähne}$. Damit wird $z_g = z_k \cdot i_R = 32 \cdot 3 = 96 \text{ Zähne}$
- Durchmesser der kleinsten Scheibe: $d_k = z_k \cdot \left(\frac{p}{\pi}\right) = 32 \cdot \left(\frac{5}{\pi}\right) = 50,93 \text{ mm}$
- Durchmesser der größten Scheibe: $d_g = z_g \cdot \left(\frac{p}{\pi}\right) = 96 \cdot \left(\frac{5}{\pi}\right) = 152,79 \text{ mm}$

[Kleine Riemenscheibe³](#) (bei Zahnriemen24): Zahnriemenscheibe 36 T5/32-2 mit 30 mm H7 Bohrung mit Din-Nut (Eine Nachbohrung wird angeboten).

[Kleine Riemenscheibe⁴](#) (bei MÄDLER): Zahnriemenscheibe 36 T5/32-2 mit 8 mm H7 Vorbohrung mit Din-Nut (Muss nachgebohrt werden).

[Große Riemenscheibe⁵](#) (bei MÄDLER): Zahnriemenscheibe 36 T5/96-0 mit 10 mm H7 Vorbohrung mit Din-Nut (Muss nachgebohrt werden).

³ Zahnriemen 24: <https://www.zahnriemen24.de/a/40144-zahnscheibent5?zaehnezahl=32&riemenbreite=25&bohrung=30&vorbohrungspannsatz=4&quantity=1>

⁴ MÄDLER: <https://www.maedler.de/Article/16243200>

⁵ MÄDLER: <https://www.maedler.de/Article/16249600>

2- Die theoretische Riemenlänge L'_d :

Vorläufiger Wellenabstand $e'=352,33$ mm oder nach (RM Gl. 16.21):

$$0,5 \cdot (d_g + d_k) + 15 \text{ mm} \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k) \equiv 116,8 \text{ mm} \leq e' \leq 407,4 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} L'_d &= 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \left(\frac{(d_g - d_k)^2}{4 \cdot e'} \right) \\ &= 2 \cdot 352,33 + \frac{\pi}{2} \cdot (152,79 + 50,93) + \left(\frac{(152,79 - 50,93)^2}{4 \cdot 352,33} \right) \approx 1032,03 \text{ mm} \end{aligned}$$

→ Riemen-Zähnezahl: $z_R = \frac{L'_d}{p} = \frac{1032,024}{5} = 206,4$ Zähne

→ Die nächstmögliche Auswahl (RM TB 16-19d): $z_R = 215$ Zähne

→ Endgültige Riemenlänge: $L_d = z_R \cdot p = 1075$ mm.

Anbieter: ([Zahnriemen⁶](#) bei Zahnriemen24) oder ([Zahnriemen⁷](#) bei MÄDLER).

3- Endgültiger Wellenabstand e :

$$\begin{aligned} e &\approx \frac{L_d}{4} - \pi \cdot \frac{d_g + d_k}{8} + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \pi \cdot \frac{d_g + d_k}{8} \right]^2 - \frac{(d_g - d_k)^2}{8}} \\ e &\approx \frac{1075}{4} - \pi \cdot \frac{152,79+50,93}{8} + \sqrt{\left[\frac{1075}{4} - \pi \cdot \frac{152,79+50,93}{8} \right]^2 - \frac{(152,79-50,93)^2}{8}} \approx 374 \text{ mm}. \end{aligned}$$

→ Die Abtriebswelle samt der Federgruppe sollte zur Antriebswelle einen Abstand von $e - e' - 10$ mm $\approx 11,7$ mm haben. Es sollten 10 mm Verstellweg für die an der Anlage angebauten Spannrolle gelassen werden.

→ $e = 374,03 - 11,7 = 362,33$ mm

4- Umschlingungswinkel β_k und Riemenbreite b :

Umschlingungswinkel (RM Gl. 16.24):

$$\beta_k = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{152,79 - 50,93}{2 \cdot 362,33} \right) = 163,84^\circ$$

Die eingreifende Zähnezahl für Synchronriemen (RM Gl. 16.30):

$$z_e = \frac{z_k \cdot \beta_k^\circ}{360^\circ} = 14,56 \leq 12 \rightarrow z_e = 12$$

Zahntragfähigkeit - spezifische Riemenzahnbelastbarkeit von Synchroflex-Zahnriemen (RM TB 16-20):

$$\begin{aligned} P_{\text{spez}} &\approx 0,25 \cdot 10^{-4} \frac{\text{KW}}{\text{mm}} \\ T_{\text{spez}} &\approx 1,7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Nm}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

Riemenbreite b : Aufgrund der geringen Leistung und des kleinen Drehmoments, wird hier die Motorleistung und das Motordrehmoment verwendet, um die Riemenbreite zu ermitteln.

⁶ Zahnriemen 24: <https://www.zahnriemen24.de/a/40029-zahnriemen-t5?breite=25&laenge=1075&quantity=1>

⁷ MÄDLER: <https://www.maedler.de/Article/16286000>

$$(RM \text{ Gl. 16.31}) \quad b' \geq \frac{P'}{z_k \cdot z_e \cdot P_{spez}} = \frac{0,077}{32 \cdot 12 \cdot 0,25 \cdot 10^{-4}} \approx 8,02 \text{ mm}$$

$$(RM \text{ Gl. 16.32}) \quad b' \geq \frac{T_{\max}}{z_k \cdot z_e \cdot T_{spez}} = \frac{7,1}{32 \cdot 12 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}} \approx 10,88 \text{ mm}$$

$$\text{wobei } T_{\max} = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 7,1 \text{ Nm}$$

Für die Riemenbreite wird **b=12 mm** festgelegt. Für eine verbesserte deutliche Ansicht an der Anlage könnte die Riemenbreite jedoch auch **b=25 mm** ausgewählt werden.

5- Riemengeschwindigkeit v :

Nach der Tabelle (RM TB 16-19a) ist die zulässige Geschwindigkeit $v_{zul} = 80 \frac{m}{s}$

$$v = d_k \cdot \pi \cdot n_k = 50,93 \cdot 10^{-3} m \cdot \pi \cdot \left(\frac{93,3}{60} s^{-1}\right) \approx 0,25 \frac{m}{s} < v_{zul}$$

6- Wellenkraft F_w :

Die zulässige Umfangskraft F_{tzul} bei einer Riemenbreite von $b=12 \text{ mm}$ ist nach der Tabelle (RM TB 16-19c) zu ermitteln $\rightarrow F_{tzul} \leq 360 \text{ N}$.

(RM Gl. 16.27) Die vorhandene Umfangskraft:

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{0,077 \cdot 10^3 \text{ Nms}^{-1}}{0,25 \text{ ms}^{-1}} \approx 308 \text{ N} < F_{tzul}$$

(RM Gl. 16.35) Wellenbelastung im Stillstand $F_{w0} = K_A \cdot F_t = 1,1 \cdot 308 = 338,8 \text{ N}$

Die Wellenbelastung im Stillstand ist größer als die Wellenbelastung im Betriebszustand, da im Betriebszustand eine Fliehkraft F_z entsteht, die sich gegen die Wellenkraft auswirkt. Das bedeutet, dass für die Wellenberechnung die Wellenkraft im Stillstand relevant ist. Damit die Wellenberechnung sicherer wird, wird F_{w0} als Wellenkraft im Betriebszustand F_w verwendet.

$$\rightarrow F_w = 338,8 \text{ N}$$

7- Biegefrequenz f_B :

Die maximale Biegefrequenz (RM TB 16-3) für Synchronriemen beträgt $f_{B \max} = 200 \text{ s}^{-1}$. Die Anzahl der überlaufenden Scheiben $z = 2$ Scheiben.

$$(RM \text{ Gl. 16.37}) \quad f_B = v \cdot \frac{z}{L_d} \leq f_{B \max} \rightarrow f_B = 0,25 \frac{m}{s} \cdot \frac{2}{1,075 m} \approx 0,47 \text{ s}^{-1} < 200 \text{ s}^{-1} \quad \checkmark$$

Bestellangabe: [12 T5/1075](#) für 12mm Riemenbreite, T5 Riemenprofil (Teilung=5 mm), 1075 mm Riemenlänge.

oder [25 T5/1075](#) (für Riemenbreite $b=25 \text{ mm}$).

4.2. Riemenabtriebswelle

In diesem Abschnitt wird lediglich die Abtriebswelle des Zahnriemengetriebes theoretisch entworfen, da die bestehende Anlage schon eine Abtriebswelle des Zahnriemengetriebes besitzt und diese in dieser Arbeit nicht geändert werden soll.

Auswirkende Kräfte, Belastungen und Kenngrößen:

- 1- Zahnriemengetriebe: $d_k = 50,93 \text{ mm}$, $d_g = 152,79 \text{ mm}$, $F_w = 338,8 \text{ N}$, $F_t = 308 \text{ N}$,
 $n_2 = 31,1 \text{ min}^{-1} = 0,5183 \text{ s}^{-1}$, $i_R = 3$.
- 2- Feder-Gruppe: $F_{F_r} = 15,04 \text{ N}$, $T_{F_{ab}} = \pm 631 \text{ Nmm}$. (Abschnitt 2.2)
- 3- Drehzahl der Antriebswelle $n_1 = 93,3 \text{ min}^{-1}$.
- 4- Die Wellenkraft $F_w = 338,8 \text{ N}$.

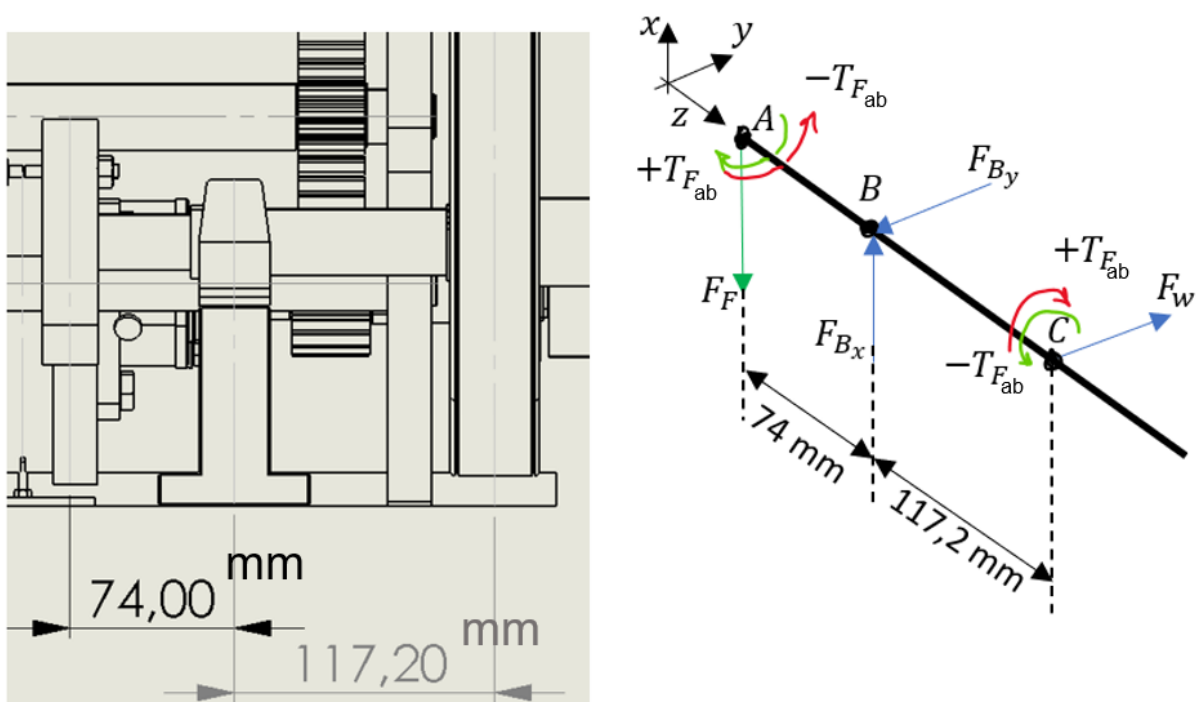


Abbildung 18: Bemaßungen, Kräfte und Torsionsmomente an der Feder-Abtriebswelle

Das Torsionsmoment an der Federscheibe: Die Feder belastet die Abtriebswelle mit einem Torsionsmoment $T_{F_{ab}} = -631,512 \text{ Nmm}$ (dynamische Belastung) einmal in Drehrichtung für ca. 0,5 Umdrehungen und einmal gegen die Drehrichtung mit $T_{F_{ab}} = +631,512 \text{ Nmm}$ für ebenfalls ca. 0,5 Umdrehungen. (Abb. 17)

$$\rightarrow T_u = -631 \text{ Nmm}, T_o = 631 \text{ Nmm}$$

Das Torsionsmoment und das Biegemoment sind rein wechselnd.

- Das resultierende Biegemoment am **Punkt B** (Abb. 18):

$$F_{B_y} = F_w = 338,8 \text{ N}$$

$$F_{B_x} = F_F = 15,04 \text{ N}$$

Das Biegemoment am Punkt B in y-z- und x-z-Ebene:

$$M_{b \max} = M_{B_y} = M_{C_y} = F_w \cdot 117,2 = 338,8 \cdot 117,2 \approx 39707,4 \text{ Nmm}$$

$$M_{B_x} = 15,04 \cdot 74 \approx 1112,7 \text{ Nmm}$$

$$\rightarrow M_{B_{res}} = \sqrt{M_{B_y}^2 + M_{B_x}^2} = \sqrt{39707,36^2 + 1112,664^2} = 39722,95 \text{ Nmm}$$

- **Vergleichsmoment M_v an der gefährdeten Stelle (RM Gl.11.7):**

$$M_v = \sqrt{M_{C_y}^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{b \text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t \text{ zul}}} \cdot T_F \right)^2} = \sqrt{39707,4^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 631)^2} = 39711 \text{ Nmm}$$

$\frac{\sigma_{b \text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t \text{ zul}}} \approx 1$, wenn die Torsion und die Biegung im gleichen Belastungsfall auftreten (in dem Fall wechselnd) (RM S.351)

- Richt-Wellendurchmesser der Riemenabtriebswelle für Vollwellen mit Kreisquerschnitt gilt (RM Gl.11.8):

$$d'_{R2} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 39711}{\pi \cdot 111,43}} \approx 15,4 \text{ mm}$$

(RM Gl.3-26) $\sigma_{b \text{ zul}} = \frac{\sigma_D}{S_{D \text{ min}}} = \frac{390}{3,5} = 111,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, σ_D (RM TB 1-1 für C60)

Für einen vereinfachten statischen und dynamischen Sicherheitsnachweis wird ein Durchmesser der Riemenabtriebswelle $d'_{R2} = 16 \text{ mm}$ überprüft.

- Widerstandsmoment bei Biegung und Torsion für Vollwelle mit Kreisquerschnitt (RM TB 11-3):

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 16^3 \approx 402,13 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 16^3 \approx 804,25 \text{ mm}^3$$

- **Kenngößen des Schwingspiels und die Ausschlagspannung (Abb. 19)**

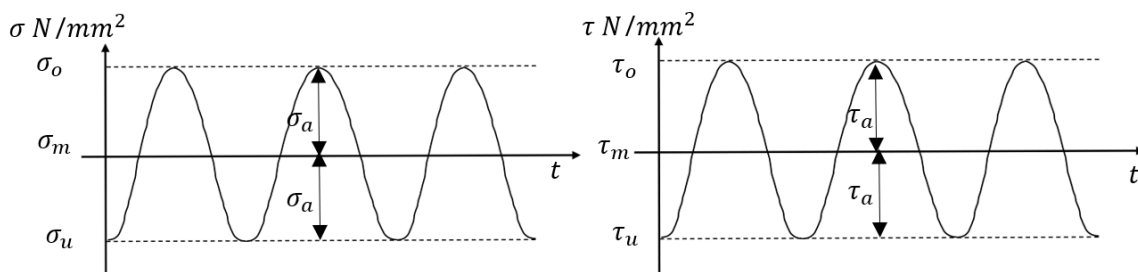


Abbildung 19: Kenngößen des Schwingspiels bei reinwechselndem Biege- und Torsionsmoment (RM S.40 Bild 3-6)

Das äquivalente Biege- und Drehmoment (RM S.357 Bild 11-23)

$$M_{a \text{ eq}} = K_A \cdot M_{b \max} = 1,1 \cdot 39707,4 = 43678,1 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \text{Biegespannung: } \sigma_{ba} &= \frac{M_{a\,eq}}{W_b} = \frac{43678,1}{402,13} \approx 108,62 \frac{N}{mm^2} \\ T_{a\,eq} &= K_A \cdot T_F \approx 631 \cdot 1,1 \approx 694,7 \text{ Nmm} \\ \rightarrow \text{Torsionsspannung: } \tau_{ta} &= \frac{T_{a\,eq}}{W_t} = \frac{694,7}{804,25} \approx 0,87 \frac{N}{mm^2} \\ \rightarrow \sigma_{bmax} &= \frac{M_{a\,max}}{W_b} = \frac{39707,4}{402,13} \approx 98,75 \frac{N}{mm^2} \\ \rightarrow \tau_{tmax} &= \frac{T_{a\,max}}{W_t} = \frac{631,512}{804,248} \approx 0,79 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

Vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis für die zweite Welle (RM Bild 11-23)

- Material: C60 Materialnummer: 1.0601 → RM TB 1-1:

$$R_{mN} = 780 \frac{N}{mm^2}, \quad R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bWN} = 390 \frac{N}{mm^2}, \quad \tau_{tWN} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

- **Größeneinflussfaktor K_t** (RM TB 3-11a): $K_t = 1$ für Vergütungsstähle
- **Werkstoffkennwerte:**

$$R_m = R_{mN} = 780 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_e = R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

- Wechselfestigkeitswerte für die Welle:

$$\sigma_{bW} = \sigma_{bWN} = 390 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tW} = \tau_{tWN} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor **K_g** (RM TB 3-11c): für einen Wellendurchmesser $d'_{R2} = 16 \text{ mm}$ **$K_g = 0,949$**
- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit **K_o** für Walzstahl (RM TB 3-10a):

$K_{o\sigma} = 0,779$, $R_m = 780 \frac{N}{mm^2}$ und $R_z = 50 \mu\text{m}$ als Mittelwert für Schlicht bearbeitete Oberflächen.

$$\rightarrow K_{o\tau} = 0,575 \cdot K_{o\sigma} + 0,425 \approx 0,873$$

- Oberflächenverfestigung **K_v** (RM TB 3-12): (Festwalzen und gekerbte Welle) **$K_v = 1,5$**
- Kerbwirkungszahlen für abgesetzte Rundstäbe β_{kb} & β_{kt} (RM Gl.3.15b):

$$\beta_{kb} = \frac{\text{Kerbformzahl}}{\text{Stützzahl für ungekerbt und gekerbt}} = \frac{\alpha_{kb}}{n_0 \cdot n} = (1,7 \dots 2,6) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

- Kerbformzahl α_{kb} : (RM TB 3-6 d): angenommen $r=0,3 \text{ mm}$ und $D/d = 1,2$ (wie bei der bestehenden Anlage)

$$\rightarrow r/d'_{R2} \approx 0,02 \rightarrow \alpha_{kb} \approx 2,5$$

- Stützzahl für Walzstähle (RM TB 3-7a)

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

- bezogenes Spannungsgefälle $G' = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)$, $\varphi \approx 0,043$ (RM TB 3-7c)

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{0,3} \cdot (1,043)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{550}{712})} = 1,223 \quad , \quad n_0 = 1$$

$$\rightarrow \beta_{kb} = \frac{2,5}{1,223} \approx 2,044$$

$$\beta_{kt} = \frac{\alpha_{kt}}{n_0 \cdot n} = (1,2 \dots 2,4) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

$$\alpha_{kt} \approx 1,9$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{r}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{0,3}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{550}{712})} \approx 1,154$$

$$\rightarrow \beta_{kt} = \frac{1,9}{1,154} \approx 1,646$$

- Konstruktionsfaktoren K_{Db} und K_{Dt} (RM Gl. 3.16):

$$\circ K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{o\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{2,044}{0,949} + \frac{1}{0,779} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,625$$

$$\circ K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{o\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1,646}{0,949} + \frac{1}{0,873} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,253$$

- Die Gestaltwechselfestigkeit (RM Gl. 3.17):

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} = \frac{390}{1,625} = 240 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} = \frac{235}{1,253} \approx 187,55 \frac{N}{mm^2}$$

- Vereinfachter dynamischer Dauerfestigkeitsnachweis (Sicherheit gegen Ermüdung S_D) (RM Gl. 3.29):

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{108,62}{240}\right)^2 + \left(\frac{0,87}{187,55}\right)^2}} \approx 2,21$$

- Erforderliche Sicherheit gegen Ermüdung (RM TB3-14a,c): Der Lastfall ist rein wechselnd für beide Belastungen (Biegung und Torsion) $\rightarrow S_Z = 1,0$.

$$(RM Gl. 3.31) S_{Derf} = S_{Dmin} \cdot S_Z = 1,5 \cdot 1,0 = 1,5$$

- Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis (Sicherheit gegen Fließen SF): Biegefließgrenze σ_{bF} (RM Bild 3-14):

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 550 \cdot 1 = 660 \frac{N}{mm^2}$$

- Torsionsfließgrenze τ_{tF} (RM Bild 3-14):

$$\tau_{tF} = \frac{1,2}{\sqrt{3}} \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t = \frac{1,2}{\sqrt{3}} \cdot 550 \cdot 1 \approx 381,1 \frac{N}{mm^2}$$

- Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis gegen Fließen (RM Gl. 3.27):

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{98,75}{660}\right)^2 + \left(\frac{0,79}{381,1}\right)^2}} \approx 6,7$$

- Erforderliche Mindestsicherheit gegen Fließen (RM TB 3-14): $S_F = 1,5$

Der Durchmesser der Riemenabtriebswelle von $d_{R2} = 16 \text{ mm}$ ist ausreichend.

5. Optimierung des Zahnradgetriebes

Nachdem die Belastungen aus der Nussknacker-Gruppe an der NK-Scheibe ermittelt wurden, werden nun die inneren Beanspruchungen an dem Getriebe untersucht und dabei die benötigten Wellen und Stirnräder (Abb. 20) mit einer ausreichenden Sicherheit gegen Ermüdung gestaltet.

Die bestehende Anlage beinhaltet insgesamt vier Zahnräder, die durch eine zweistufige Verzahnung Drehmomente übertragen. Jedoch sind die Zahnräder und die Wellen überdimensioniert. Daher werden in diesem Abschnitt die drei Wellen und die vier Zahnräder so optimal wie möglich gestaltet.

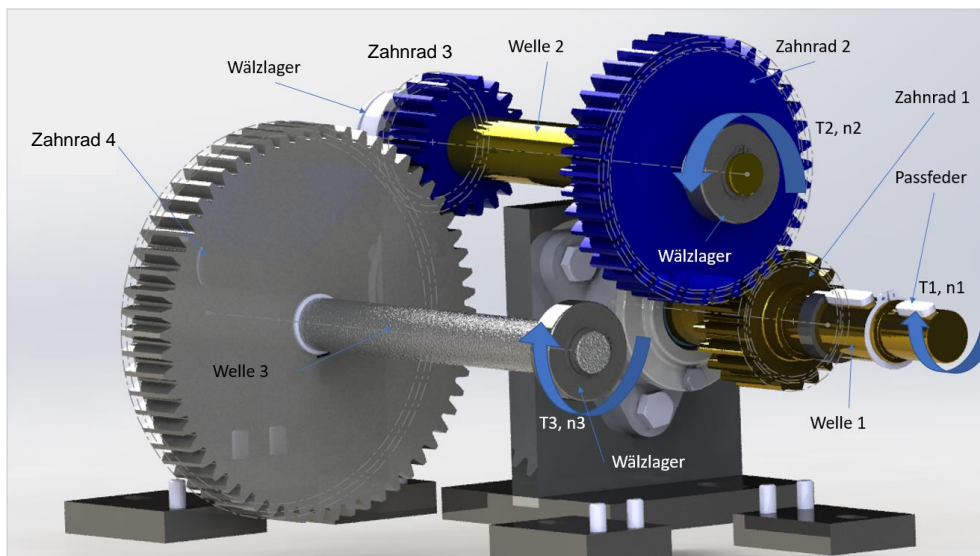


Abbildung 20: Komponente des Zahnradgetriebes

Bemaßungen:

Die Wellen werden mit Hilfe von Wälzlager und Sicherungsringen direkt im Gehäuse befestigt. Die Längen und Abstände der Wellen werden erstmals von der bestehenden Anlage übernommen (Abb. 21) und danach werden diese laut der Anforderung (Abschnitt 5.1.) angepasst.

Die Größen und Bemaßungen der Zahnräder von Modulen, Breiten und die Übersetzung werden durch die Berechnung der Wellendurchmesser und der Anforderungen ermittelt.

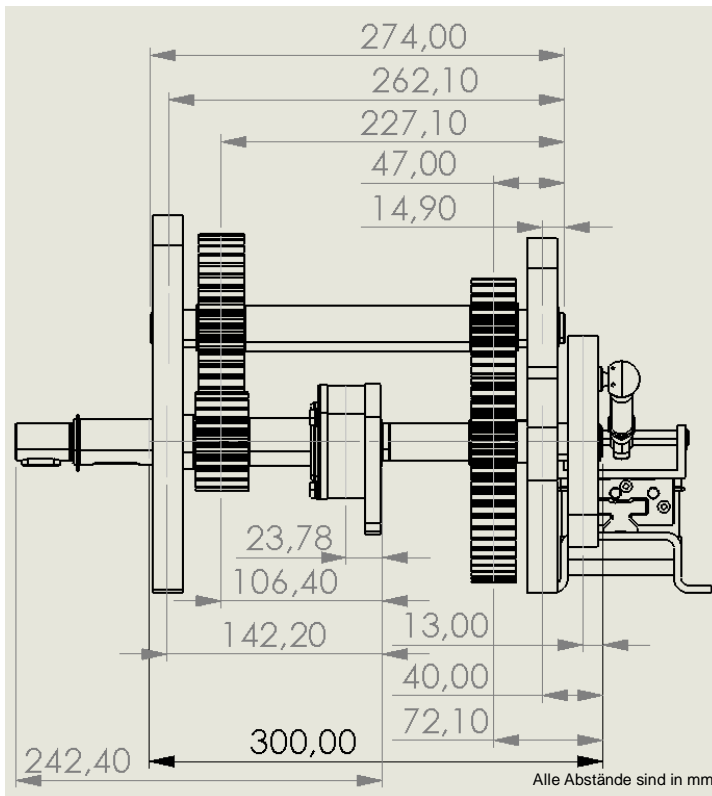


Abbildung 21: Bemaßungen des Zahnradgetriebes (Alle Abstände sind in mm)

5.1. Anforderungen der Gestaltung des Zahnradgetriebes

- Ein gesamtes Drehmoment T_1 an der Antriebswelle, welches kleiner als das Drehmoment des Antriebes T_M ist
- Eine deutliche klare Verzahnung für Unterrichtszwecke
- Eine klare beobachtbare Bewegung des NK-Schiebers für eine bessere Verfolgung und um die Nussauflegung zu ermöglichen
- Möglichst kompaktes und günstiges Design auf einer Breite von maximal 60 mm
- Null-Rad-Stirnräder
- Eingriffswinkel $\alpha=20^\circ$
- Eine gesamte Übersetzung $i_{ges} \approx 6$

5.2. Ermittlung der gesamten Übersetzung

Das Drehmoment des gewählten Antriebes $T_M = 7,1 Nm \rightarrow$ das gesamte Drehmoment der NK-Gruppe und Riemengetriebe an der Antriebswelle ist:

$$T_1 = \frac{T_F}{i_R} + \frac{T_{Nuss}}{i_{ges}} \leq T_M \rightarrow 0,21 Nm + \frac{30}{i_{ges}} Nm \leq 7,1 Nm$$

\rightarrow Die gesamte Übersetzung $i_{ges} \geq 4,4$.

- Antriebswelle-Drehzahl (Abschnitt 3) $n_1 = 93,3 min^{-1}$.
- Die ausgewählte Drehzahl der NK-Scheibe beträgt:

$n_{NK-scheibe} = n_3 = 15 \text{ min}^{-1}$ ([Abschnitt 2.1.2](#)).

$$\rightarrow i_{ges} = \frac{n_1}{n_3} \rightarrow i_{ges} = 6,22.$$

Die Übersetzung $i_{ges} = 6,22$ ist ein Grenzwert für die einstufige Verzahnung (RM S.729), daher wird eine gesamte Übersetzung für das Getriebe mit $i_{ges} = 6 \dots 6,22$ und einer zweistufigen Verzahnung ausgewählt. Im Fall einer Auswahl einer einstufigen Verzahnung wird das große Zahnrad ungünstige Abmessungen aufweisen $d_g \approx 6 \cdot d_k$.

5.3. Wellendurchmesser des Ritzel

Die Antriebswelle wird von dem Motor, dem Riementrieb und den Zahnrädern belastet.

Die tangentielle Belastung der Riemenseite wird von der zylindrischen Zugfeder verursacht. Die Zugfeder verursacht für eineinhalb Umdrehungen der ersten Welle ein Torsionsmoment T_F . Dies wirkt sich in die Drehrichtung $-T_F$ aus. Während der nächsten eineinhalb Umdrehungen wirkt sich die Feder in die entgegengesetzte Richtung $+T_F$ aus. Außerdem entsteht durch den Riementrieb eine Wellenkraft F_w , die ein Biegemoment an der Antriebswelle verursacht.

Nach ca. sechs Umdrehungen der Antriebswelle wird der NK-Schieber einmal hin und einmal zurück auf die Schiene geschoben und es entsteht im Extremfall an jedem Ende der dritten Runde ein Nussknacken. Während der ersten ca. drei Umdrehungen der Antriebswelle, entsteht ein Torsionsmoment T_{1leer} , welches die Reibungskraft verursacht. Nach den ersten drei Umdrehungen der Antriebswelle, wird eine Nuss geknackt, was ein Lasttorsionsmoment T_{1last} auf der Antriebswelle zur Folge hat. ([Abschnitt 2.1.3](#))

Bei der Verzahnung zwischen den Stirnrädern entsteht eine radiale Kraft F_r , welche beide Wellen der verzahnten Räder mit einem Biegemoment belastet.

Die radiale Kraft des Zahnrades F_r wird zuerst vernachlässigt, da noch kein Zahnrad Durchmesser ermittelt wurde.

Die Anlage wird durch einen Elektromotor angetrieben, leichte Anlaufverhältnisse, mittlere Last, max. 3 Stunden tägliche Laufzeit \rightarrow Der Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,15$ wird für das Zahnradgetriebe bei der Wellenberechnung verwendet (RMTB 3-5).

Die Feder- und Riemenauswirkung an der Riemenabtriebswelle ([Abschnitt 4.2](#)):

- Übersetzung (Riemengruppe) $i_R = 3$
- Radiale Federkraft: $F_{Fr} = 15,04 \text{ N}$
- Tangentielle Federkraft (hier wird die größte Federkraft verwendet): $F_{Ft} = 15,04 \text{ N}$
 - \rightarrow Federtorsionsmoment an der Riemenabtriebswelle $T_{Fab} = 631 \text{ Nmm}$.
 - \rightarrow Federtorsionsmoment an der Antriebswelle $T_{Fan} = \frac{\pm T_{Fab}}{i_R} \approx \pm 210 \text{ Nmm}$
- Wellenbelastung $F_w = 338,8 \text{ N}$.

Nussknacker-Gruppe ([Abschnitt 2.1.3](#)):

- Belastungen an der Antriebswelle beim Leerlauf des NK-Schiebers (hin und zurück)

$$T_{1Leer} = \frac{T_{4Leer} = 0,15 \text{ Nm}}{i_{ges} = 6} = 0,025 \text{ Nm} = 25 \text{ Nmm}$$

- Torsionsmoment an der dritten Welle (NK-Scheibe): $T_{Nuss} = 30 \text{ Nm}$

→ Torsionsmoment an der Antriebswelle im Vollastlauf:

$$T_{1Last} = \frac{T_{Nuss} = T_{4last} = 30}{i_{ges}} = \frac{30}{6} = 5 \text{ Nm} = 5000 \text{ Nmm}$$

Das maximale Biegemoment:

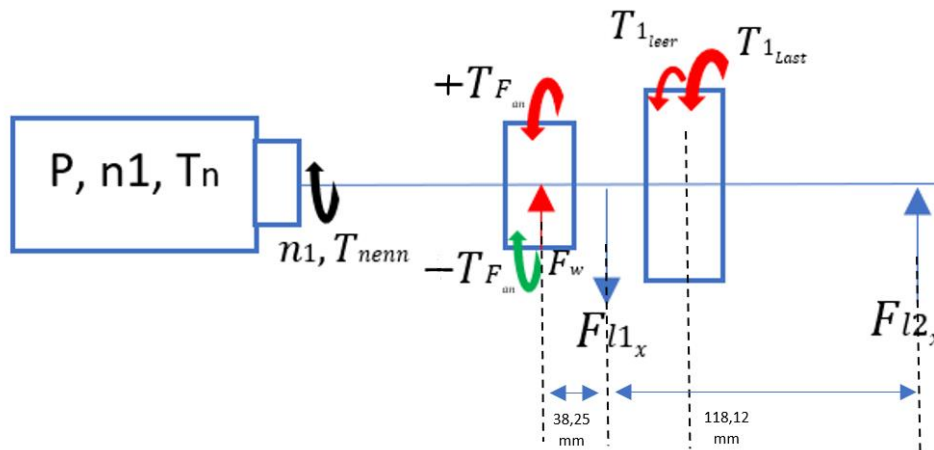


Abbildung 22: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle

$$\begin{aligned} \sum M_{bz} = 0 &\rightarrow -F_w \cdot (38,25 + 118,12) + F_{l1x} \cdot (118,12) = 0 \\ &\rightarrow -338,8 \cdot (38,25 + 118,12) + F_{l1x} \cdot (118,12) = 0 \\ &\rightarrow F_{l1x} \approx 448,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &\rightarrow -F_w + F_{l1x} + F_{l2x} = 0 \rightarrow F_{l2x} \approx -109,7 \text{ N} \\ &\rightarrow \text{Das maximale Biegemoment} \end{aligned}$$

$$M_{bmax} = F_w \cdot 38,25 = 338,8 \cdot 38,25 \approx 13000 \text{ Nmm} \approx 13 \text{ Nm}$$

Die Biegung erfolgt an allen Punkten im selben Querschnitt, während sich die Welle dreht. Das bedeutet, dass das entstehende Biegemoment rein wechselnd ist.

Torsionsmoments-Änderungen an der Antriebswelle

Hier sind vier Änderungen zu beachten:

a- Federkraft wirkt gegen die Drehrichtung - ohne Nussknacken:

$$T_{1A} = T_F + T_{1leer} = 0,21 + 0,025 = 0,235 \text{ Nm}$$

b- Federkraft wirkt gegen die Drehrichtung - mit Nussknacken:

$$T_{1B} = T_F + T_{1last} = 0,21 + 5 = 5,21 \text{ Nm}$$

- c- Federkraft wirkt in die Drehrichtung - ohne Nussknacken:

$$T_{1C} = -T_F + T_{1leer} = -0,21 + 0,025 = -0,185 \text{ Nm}$$

- d- Federkraft wirkt in die Drehrichtung - mit Nussknacken

$$T_{1D} = -T_F + T_{1last} = -0,21 + 5 = 4,79 \text{ Nm}$$

Da die kleinste Torsion $T_u = T_{1C} < 0 \rightarrow$ die untere Torsionsspannung $\tau_u = \tau_{1C} < 0$ und die größte Torsion $T_o = T_{1B} > 0 \rightarrow \tau_o = \tau_{1B} > 0$.

→ Die Torsion tritt wechselnd auf (RM S49 DFS)

- **Vergleichsmoment M_v :**

Das Vergleichsmoment wird mit Hilfe des von der Antriebswelle zu übertragenden größten Torsionsmoments T_{1B} und des Biegemoments für den gefährdeten Querschnitt M_{bmax} ermittelt. (RM Gl.11.7)

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{b \text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t \text{ zul}}} \cdot T_{1B} \right)^2} = \sqrt{13^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 5,21)^2} \approx 13,8 \text{ Nm}$$

$\frac{\sigma_{b \text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t \text{ zul}}} \approx 1$, Wenn Torsion und Biegung im gleichen Belastungsfall auftreten (Wechselnd in dem Fall) (RM S.351)

- Richt-Wellendurchmesser für Vollwellen mit Kreisquerschnitt gilt (RM Gl.11.8):

$$d'_{w1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13800}{\pi \cdot 111,43}} \approx 11 \text{ mm}$$

$$\text{(RM Gl.3-26)} \quad \sigma_{b \text{ zul}} = \frac{\sigma_D}{S_{D \text{ min}}} = \frac{390}{3,5} = 111,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

Dauerfestigkeitswert σ_D : (RM TB 1-1 für C60)

Erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch: $S_{D \text{ min}} = 3 \dots 4$

- Widerstandsmoment bei Biegung und Torsion für Vollwelle mit Kreisquerschnitt: (RM TB 11-3)

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d_{w1}^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 11^3 \approx 130,7 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_{w1}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 11^3 \approx 261,4 \text{ mm}^3$$

- **Kenngrößen des Schwingspiels** (RM S.40 Bild 3-6)

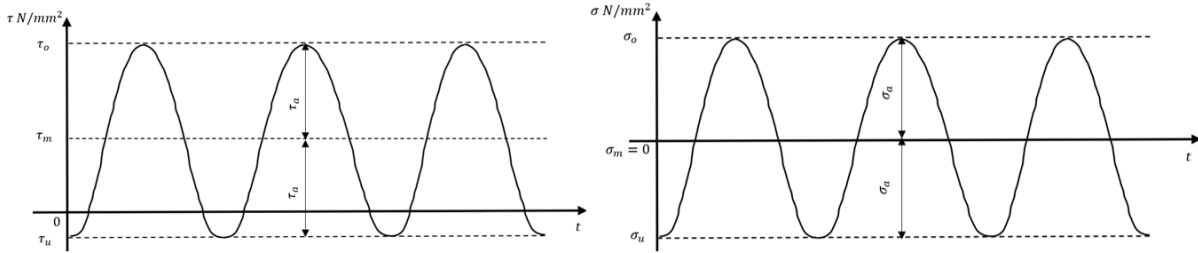


Abbildung x: 1

- Äquivalente Biege- und Torsionsmoment und Ausschlagspannung (RM S.357)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \quad \equiv \quad M_{a\,eq} = \frac{M_{b\,max} - (-M_{b\,max})}{2} \cdot K_A$$

$$\rightarrow M_{a\,eq} = K_A \cdot M_{b\,max} = 1,15 \cdot 13 \approx 15 \text{ Nm} = 15000 \text{ Nmm}$$

$$\rightarrow \sigma_{ba} = \frac{M_{a\,eq}}{W_b} = \frac{15000}{130,7} \approx 114,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} \quad \equiv \quad T_{a\,eq} = \frac{(T_B - T_C)}{2} \cdot K_A$$

$$\rightarrow (\text{RM Gl. 3.6}) T_{a\,eq} = \frac{5,21 - (-0,185)}{2} \cdot 1,15 \approx 3,1 \text{ Nm} = 3100 \text{ Nmm}$$

$$\rightarrow \tau_{ta} = \frac{T_{a\,eq}}{W_t} = \frac{3100}{964,7} \approx 3,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach der Ermittlung des Richtdurchmessers d'_{w1} , wird der Festigkeitsnachweis ausgeführt:

- Vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis für die Antriebswelle (RM Bild 11-23)
- Material: C60 Materialnummer: 1.0601 → RM TB 1-1:

$$R_{mN} = 780 \text{ N/mm}^2, \quad R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bWN} = 390 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{tWN} = 235 \text{ N/mm}^2$$

- Größeneinflussfaktor K_t (RM TB 3-11a): $K_t \approx 1,04$ für Vergütungsstähle
- Werkstoffkennwerte:

$$R_m = K_t \cdot R_{mN} = 1,04 \cdot 780 = 811,2 \text{ N/mm}^2$$

$$R_e = K_t \cdot R_{eN(Rp0,2N)} = 1,04 \cdot 550 = 572 \text{ N/mm}^2$$

- Wechselfestigkeitswerte für die Antriebswelle:

$$\sigma_{bW} = \sigma_{bWN} \cdot K_t = 390 \cdot 1,04 = 405,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tW} = \tau_{tWN} \cdot K_t = 235 \cdot 1,04 = 244,4 \text{ N/mm}^2$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor K_g (RM TB 3-11c): für einen Wellendurchmesser $d'_{w1} = 11 \text{ mm}$ $K_g = 0,97$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit K_o für Walzstahl (RM TB 3-10a):

$K_{o\sigma} = 0,77$, wo $R_m = 811,2 \text{ N/mm}^2$ und $R_z = 50 \mu\text{m}$ als Mittelwert für schlicht bearbeitete Oberflächen.

$$\rightarrow K_{o\tau} = 0,575 \cdot K_{o\sigma} + 0,425 \approx 0,87$$

- Oberflächenverfestigung K_v (TB 3-12): (Festwalzen und gekerbte Welle) $K_v = 1,5$
- Kerbwirkungszahlen für abgesetzte Rundstäbe β_{kb} & β_{kt} (RM Gl.3.15b) :

Biegung

$$\beta_{kb} = \frac{\text{Kerbformzahl}}{\text{Stützzahl für ungekerbt und gekerbt}} = \frac{\alpha_{kb}}{n_0 \cdot n} = (1,7 \dots 2,6) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

- Kerbformzahl α_{kb} (RM TB 3-6 d): angenommen $r=0,3 \text{ mm}$ und $D/d = 1,2$ (wie bei der bestehenden Anlage)

$$\rightarrow r/d \approx 0,017 \rightarrow \alpha_{kb} \approx 2,7$$

- Stützzahl für Walzstähle (RM TB 3-7a)

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

- bezogenes Spannungsgefälle $G' = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)$, $\varphi = 0,087$ (RM TB 3-7c)

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{0,3} \cdot (1,087)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{572}{712})} = 1,23 \quad , n_0 = 1$$

$$\rightarrow \beta_{kb} = \frac{2,7}{1,23} \approx 2,2$$

Torsion

$$\beta_{kt} = \frac{\alpha_{kt}}{n_0 \cdot n} = (1,2 \dots 2,4) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

$$\alpha_{kt} \approx 2$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{r} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}}$$

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{0,3} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{572}{712})}} \approx 1,16$$

$$\rightarrow \beta_{kt} = \frac{2}{1,157} \approx 1,73$$

- Konstruktionsfaktoren K_{Db} und K_{Dt} (RM Gl. 3.16):

$$\circ K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{2,2}{0,97} + \frac{1}{0,77} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,7$$

$$\circ K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1,73}{0,97} + \frac{1}{0,87} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,3$$

- Die Gestaltwechselfestigkeit (RM Gl. 3.17):

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} = \frac{405,6}{1,7} \approx 238,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} = \frac{244,4}{1,3} \approx 188 \text{ N/mm}^2$$

- Vereinfachter dynamischer Dauerfestigkeitsnachweis (Sicherheit gegen Ermüdung S_D) (RM Gl. 3.29):

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\alpha}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{114,8}{238,6}\right)^2 + \left(\frac{3,2}{188}\right)^2}} \approx 2$$

- Erforderliche Sicherheit gegen Ermüdung (RM TB 3-14a,c): Der Lastfall ist für beide Belastungen (Biegung und Torsion) wechselnd.

$$(RM \text{ Gl. 3.31}) S_{Derf} = S_{Dmin} \cdot S_Z = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$$

→ Der Durchmesser der Antriebswelle muss $d_{sh} = d_{w1} \geq 11 \text{ mm}$ sein

Mit Passfedernut nach DIN 6885, T1 (RM TB 12-2) für Wellendurchmesser von 10-12 mm, wird eine Nuttiefe von $t_1 = 2,5 \text{ mm}$ benötigt.

$$\rightarrow d_{sh} = 11 + 2,5 = 13,5 \text{ mm} \rightarrow d_{sh} \geq 14 \text{ mm}$$

5.4. Entwurf des ersten Zahnradpaares

Beim Entwurf eines Getriebes wird auf Getriebebauform, Drehzahl (An- und Abtrieb), Baugröße, Leistung und Fertigungsdaten geachtet.

Zuerst werden die Einzelübersetzungen zusammen mit der Zähnezahl des ersten Radpaares ermittelt, wobei die gesamte Übersetzung von $i_{ges} \approx 6$ eingehalten wird.

5.4.1. Einzelne Übersetzungen und Ritzel-Zähnezahl z_1

Für die gewählte zweistufige Verzahnung ist gefordert, dass die gesamte Übersetzung $i_{ges} = 6$ eingehalten werden muss (wie bei der bestehenden Anlage).

$$\rightarrow i_{ges} = i_1 \cdot i_2 = 6$$

Eine ganzzahlige Einzelübersetzung sollte möglichst vermieden werden, damit sich immer wieder neue Zähne im Eingriff befinden.

Für ein kompaktes Design sollten die Einzelübersetzungen möglichst nah aneinander gehalten werden, da ein größerer Unterschied zwischen den Einzelübersetzungen zur Folge hätte, dass der Unterschied zwischen den Abmessungen der Zahnräder immer größer wird und es zu einer schlechteren Ausnutzung des Platzes kommt. Als Beispiel: wäre $i_1 = 2 \rightarrow i_2 = 3$ → bei der ersten Paarung ist das kleine Rad doppelt so klein wie das größere und bei der zweiten Verzahnung ist das größere Rad dreimal so groß wie das kleinere.

Eine passende vorübergehende Übersetzung, wobei die gesamte Übersetzung $i_{ges} = 6 \dots 6,22$ eingehalten wird, wäre:

$$i'_1 = 2,4 \qquad i'_2 = 2,5$$

Die Ritzel-Zähnezahl z_1 soll so ausgewählt werden, dass z_1 mit der Zähnezahl z_2 des großen Rades keinen gemeinsamen Teiler hat, um ein ständig verändertes Laufverhalten zu gewinnen.

$$\text{Laut (RM TB21-13) } z_1 = 21 \rightarrow z'_2 = z_1 \cdot i'_1 = 21 \cdot 2,4 = 50,4$$

$$\rightarrow z_2 = 50$$

$$\rightarrow i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{21} \approx 2,381$$

5.4.2. Zahnradgeometrie (1. & 2. Rad)

Je breiter das Zahnrad ist, desto geringer wirkt sich die Flankenpressung aus und desto höher wird die Verzahnungsqualitätsanforderung. Die Zahnradbreite ist auch von der Ritzel-Lagerung und der Konstruktion abhängig.

Durchmesser-Breitenverhältnis $\Psi_d = \frac{b_1}{d_1} \leq 1,3$ für normalgeglühte Wärmebehandlung und unsymmetrische Lagerungsart. (RM TB21-14a)

Modulbreitenverhältnis $\Psi_m = \frac{b_1}{m} = 20 \dots 30$ für gute Lagerung im Gehäuse. (RM TB21-14b)

Der Modul kann je nach Ritzel- Welle Ausführungsart ermittelt werden (RM Gl.21.63):

- Ausführung Ritzel auf Welle $m' = 1,8 \cdot d_{sh} \cdot \frac{\cos \beta}{(z_1 - 2,5)} = \frac{1,8 \cdot 11}{18,5} = 1,07 \text{ mm}$
 - ➔ Nach DIN 780 (RM TB21-1) wird der Modul $m = 1,75 \text{ mm}$ ausgewählt
- Ausführung als Ritzelwelle $m' = 1,1 \cdot d_{sh} \cdot \frac{\cos \beta}{(z_1 - 2,5)} = \frac{1,1 \cdot 11}{18,5} = 0,65 \text{ mm}$
 - ➔ Nach DIN 780 (RM TB21-1) $m = 1 \text{ mm}$

Die ausgerechneten Modulwerte entsprechen den Grenzwerten des Moduls für einen Wellendurchmesser von $d_{sh} = 11 \text{ mm}$. Allerdings wäre es möglich, einen größeren Modulwert auszuwählen (passender für die Welle), um einen größeren Teilkreisdurchmesser für die Zahnräder zu schaffen.

Hinweis: In diesem Abschnitt wurden die Passfedernute in der Berechnung nicht betrachtet. Für eine Passfedernut an der ersten Welle werden z.B. 2,5 mm Wellennuttiefe zum Durchmesser der Welle addiert (RM TB 12-2). Danach wird der Modul neu berechnet $\rightarrow m' = 1,8 \cdot 14 \cdot \frac{1}{18,5} = 1,36 \text{ mm} \rightarrow$ *Modulgrenzwert* $m = 2,5 \text{ mm}$ oder 3 mm (RM TB 21-1) (siehe [Abschnitt 5.10](#))

Angenommen die Ausführung ist Ritzel auf Welle:

- ➔ $m = 1,75 \text{ mm}$
- ➔ Teilkreisdurchmesser $d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
- ➔ $d_1 = 1,75 \cdot 21 = 36,75 \text{ mm}$, $d_2 = 1,75 \cdot 50 = 87,5 \text{ mm}$
- ➔ $b_1 \leq 1,3 \cdot d_1 \rightarrow b_1 \leq 47,775 \text{ mm}$
 $b_1 = 20 \cdot m \dots 30 \cdot m = 35 \dots 52,5 \text{ mm} \rightarrow b_1 = b_2 = 40 \text{ mm}$
- ➔ Wellenabstand $a_1 = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 1,75 \cdot \frac{21 + 50}{2} \approx 62,13 \text{ mm}$

5.4.3. Zahnräderkräfte des ersten Radpaares

Im Allgemeinen übertragen Zahnradgetriebe Drehmomente, wobei Kräfte an den Zahnrädern auftreten (Abb. 23). Bei verzahnten Stirnräder entstehen tangentielle und radiale Kräfte $F_{t_{1,2}}, F_{r_{1,2}}$, die zuständig für das Übertragen des Drehmoments und das Entstehen des Biegemoments auf der Welle sind.

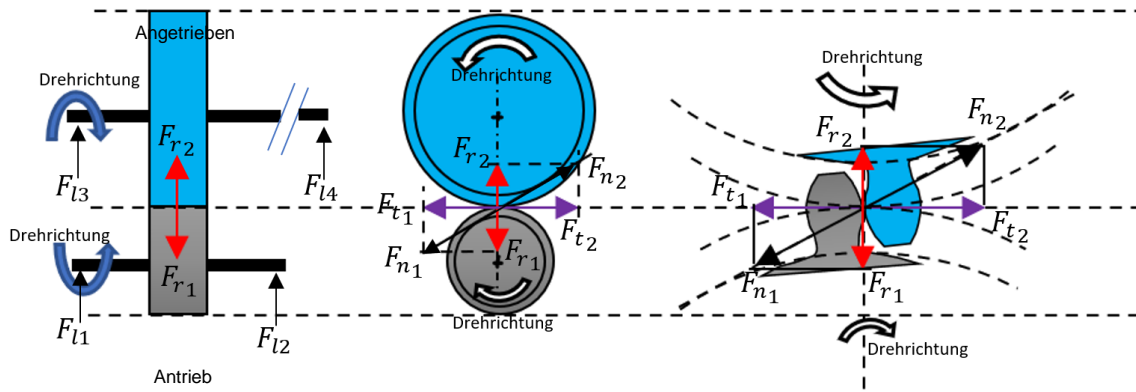


Abbildung 23: Die entstehenden Zahnradkräfte an den Zähnen, die sich im Eingriff befinden.

Die entstehenden Momente und Kräfte

Die Torsionsmomente an der Antriebswelle bzw. zweiten Welle (Leer- und Vollastlauf mit Feder) ([Abschnitt 5.3](#)):

- Die Federkraft wirkt sich gegen die Drehrichtung aus - mit Nussknacken (Änderung b):

$$T_{1B} = 5,21 \text{ Nm} = 5210 \text{ Nmm}$$

$$F_{t1B} = F_{t2B} = \frac{T_{1B}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{5210}{\frac{36,75}{2}} \approx 283,54 \text{ N}$$

$$F_{r1B} = F_{r2B} = F_{t1B} \cdot \tan \alpha = 283,54 \cdot 0,364 = 103,2 \text{ N}$$

➔ Das Torsionsmoment an der Stelle des zweiten Zahnrades:

$$T_{2B} = T_{1B} \cdot i_1 = 5,21 \cdot 2,381 = 12,405 \text{ Nm}$$

- Federkraft wirkt sich in die Drehrichtung aus - ohne Nussknacken (Änderung c):

$$T_{1C} = -T_F + T_{1\text{leer}} = -0,21 + 0,025 = -0,185 \text{ Nm}$$

In diesem Fall wirkt die tangential Kraft des Antriebrades (verursacht von der Feder) gegen die tangential Kraft des angetriebenen Rades (verursacht von der Reibungskraft des NK-Schiebers).

$$\rightarrow F_{t1C} = F_{t2C} = \frac{T_{1\text{leer}}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{25}{\frac{36,75}{2}} = 1,4 \text{ N}$$

$$F_{r1C} = F_{r2C} = F_{t1C} \cdot \tan 20 = 1,4 \cdot 0,37 = 0,5 \text{ N}$$

➔ Das Torsionsmoment an dem zweiten Zahnrad:

$$T_{2C} = T_{1C} \cdot i_1 = -0,185 \cdot 2,381 = -0,44 \text{ Nm}$$

5.5. Wellendurchmesser mit Betrachtung der radialen Kraft des Ritzels

In diesem Abschnitt wird überprüft, ob eine Änderung am Durchmesser der Antriebswelle nach der Ermittlung der radialen Kraft des Ritzels notwendig wäre.

Die größte radiale Kraft tritt bei der Vollast auf. Das bedeutet, dass die entstehenden Biegemomente in diesem Fall in zwei Ebenen auftreten:

- Das Biegemoment ist aufgrund der Wellenkraft F_w in der x-z Ebene.

- Das Biegemoment ist aufgrund der radialen Kraft des Ritzels F_r in der y-z Ebene.

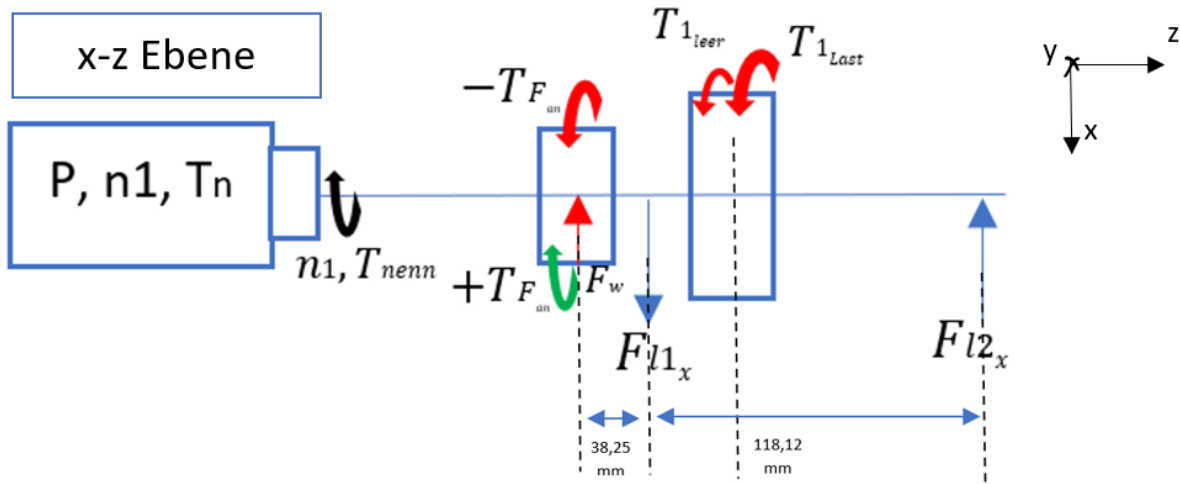


Abbildung 24: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle in x-z-Ebene

Lagerkraft an l_1 (Abschnitt 5.3): $F_{l_{1x}} = 448,5 \text{ N}$

Das maximale Biegemoment x-z Ebene (Abschnitt 5.3):

$$M_{b_{x \max}} = 13 \text{ Nm} = 13000 \text{ Nmm}$$

In der y-z Ebene tritt die radiale Kraft $F_{r_{1B}} = 103,2 \text{ N}$ des Zahnrades ständig auf eine andere Stelle an der Welle auf. Deswegen wird sich diese radiale Kraft als rein wechselndes Biegemoment auswirken und dementsprechend wird die radiale Kraft $F_{r_{1C}}$ als minimale Kraft ignoriert.

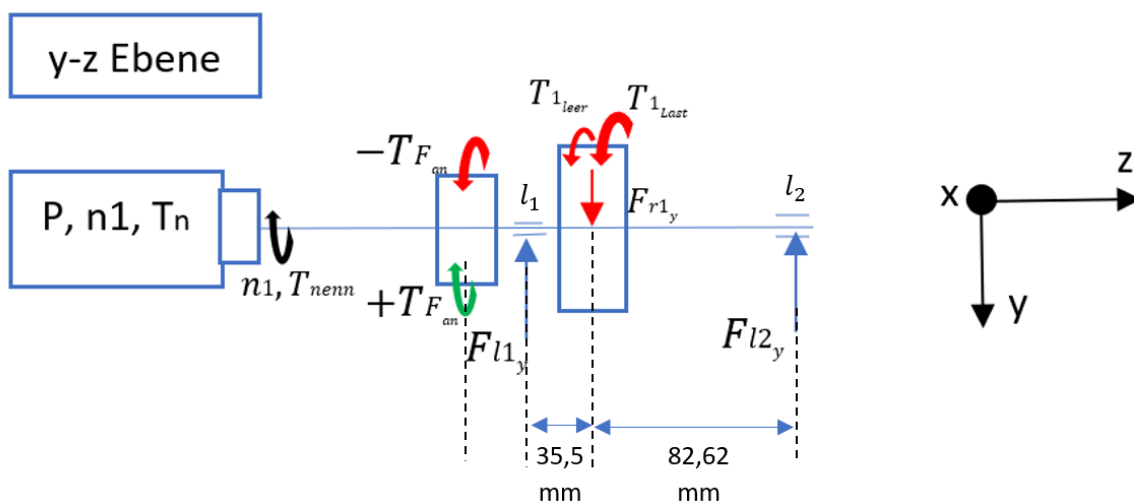


Abbildung 25: Kräfte und Torsionsmomente an der Antriebswelle in y-z-Ebene

$$\begin{aligned} \sum M_{b_{l_1}} &= 0 \rightarrow -F_{l_{2y}} \cdot (35,5 + 82,62) + F_{r_{1y}} \cdot 35,5 = 0 \\ &\rightarrow -F_{l_{2y}} \cdot (35,5 + 82,62) + 103,2 \cdot 35,5 = 0 \end{aligned}$$

$$\rightarrow F_{l_{2y}} = 31,02 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F_{l_{1y}} + F_{r_{1y}} - F_{l_{2y}} = 0 \rightarrow F_{l_{1y}} \approx 72,19 \text{ N}$$

→ Das maximale Biegemoment in y-z Ebene:

$$M_{b_{y\max}} = F_{r_1} \cdot 35,5 = 3,7 \text{ Nm} = 3700 \text{ Nmm}$$

Die Biegung erfolgt an allen Punkten im selben Querschnitt, während sich die Welle dreht.

Die Biegung in x-z Eben und in y-z Ebene ist wechselnd

Resultierendes Biegemoment an der Lagerstelle l_1 :

$$M_{b_{l_1}} = 72,19 \cdot 35,5 = 2562 \text{ Nmm} \approx 2,562 \text{ Nm}$$

$$M_{b_{res}} = \sqrt{M_{b_y}^2 + M_{b_x}^2} = \sqrt{2562^2 + 13000^2} = 13250 \text{ Nmm} = 13,25 \text{ Nm}$$

$$M_v = \sqrt{M_{b_{res}}^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{b\text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t\text{ zul}}} \cdot T_{1B} \right)^2} = \sqrt{13,25^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 5,21)^2} \approx 14 \text{ Nm}$$

Richt-Wellendurchmesser für Vollwellen mit Kreisquerschnitt gilt (RM Gl.11.8):

$$d'_{w1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b\text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 14000}{\pi \cdot 111,43}} \approx 11 \text{ mm}$$

→ Die radiale Kraft des Ritzels $F_{r_{1B}}$ hat keinen großen Einfluss auf die Antriebswelle und den ausgerechneten Durchmesser → $d_{w1} = d_{sh} = 11 \text{ mm}$ (Abschnitt 5.3) ist ausreichend.

Es ist nicht relevant, dass die Lagerposition (l_2) auf einen Abstand von 82,62 mm vom Zahnrad positioniert ist (wie bei der bestehenden Anlage) → der Abstand von 35,5 mm wird ausreichend sein (wie bei dem Abstand der Lagerposition 1).

5.6. Durchmesser der zweiten Welle d_{w2}

Die zweite Welle ist die Zwischenwelle, die das Drehmoment von der Nussknacker-Welle zur Antriebswelle überträgt. An der zweiten Welle sind das zweite und das dritte Rad positioniert und die Welle selbst ist im Gehäuse gelagert. Außerdem entstehen radiale Kräfte an den Zahnradstellen, die sich als Biegemomente auswirken. Die gesamte Länge der Welle L_2 wird vorerst wie bei der bestehenden Anlage übernommen (274 mm).

Die Position des zweiten Zahnrades auf der zweiten Welle ist von der Position des ersten Zahnrades abhängig. Das bedeutet, dass sich das zweite Zahnrad auf einen Abstand von 35,5 mm zum dritten Wälzlager befinden muss.

Die Position des dritten Zahnrades ist mehr von der Länge der Welle und von dem Gehäuse abhängig und wird ebenso auf einen Abstand von 35,5 mm zum vierten Wälzlager positioniert. (Abb. 26)

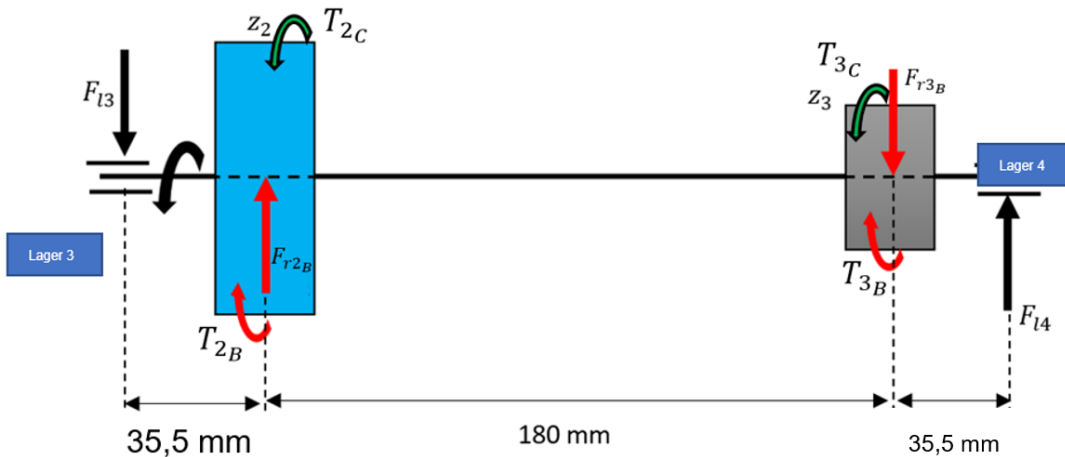


Abbildung 26: Kräfte und Torsionsmomente der zweiten Welle

- Zahnradkräfte (Abschnitt 5.4.3):

Tabelle 1: Die auf der zweiten Welle entstehenden Kräfte bei der ersten Verzahnung

Zahnradkraft wirkt sich gegen die Drehrichtung – mit Nussknacken	Zahnradkraft wirkt sich gegen die Drehrichtung – ohne Nussknacken
$F_{t2B} = 283,54 \text{ N}$	$F_{t2C} = 1,36 \text{ N}$
$F_{r2B} = 103,2 \text{ N}$	$F_{r2C} = 0,5 \text{ N}$
$T_{2B} = 12,405 \text{ Nm}$	$T_{2C} = -0,44 \text{ Nm}$

Angenommen das dritte Rad hat denselben Teilkreis-Durchmesser wie das erste $d_1 = d_3 = 36,75 \text{ mm}$ und der Eingriffswinkel bei der zweiten Verzahnung ist $\alpha = 20^\circ$.

Das zweite und dritte Zahnrad befinden sich an derselben Welle.

$$\begin{aligned} \rightarrow T_{3B} &= T_{2B} = 12405 \text{ Nmm} \rightarrow F_{t3B} = \frac{12405}{18,375} \approx 675,1 \text{ N} \\ \rightarrow F_{r3B} &= F_{t3B} \cdot \tan \alpha = 675,1 \cdot 0,37 \approx 245,74 \text{ N} \\ \rightarrow T_{3C} &= T_{2C} = -440 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Die radiale und tangentielle Kraft an den Zähnen des dritten Zahnrades entstehen aufgrund der Reibungskraft des NK-Schiebers, wobei sich das von der Feder verursachte Drehmoment gegen das von der Reibung verursachte Torsionsmoment auswirkt.

$$\begin{aligned} \rightarrow F_{t3C} &= i_1 \cdot \frac{T_{1\text{Leer}}}{2} = 2,381 \cdot \frac{25}{\frac{36,75}{2}} \approx 3,3 \text{ N} \\ \rightarrow F_{r3C} &= F_{t3C} \cdot \tan \alpha = 3,24 \cdot 0,364 \approx 1,2 \text{ N} \end{aligned}$$

Das Torsionsmoment an der Stelle des dritten Zahnrades ändert sich im Bereich von (-440...6133 Nmm)

Für die radiale Kraft werden die Kräfte im Vollastlauf als maximale Biegekräfte analysiert. Da die maximalen radialen Kräfte immer wieder, aufgrund der nicht ganzzahligen Einzelübersetzungen, andere Stelle treffen, treten die entstehenden Biegemomenten auf der zweiten Welle wechselnd auf.

$$\begin{aligned} \sum M_{bl3} = 0 &\rightarrow F_{r_{2B}} \cdot (35,5) - F_{r_{3B}} \cdot (35,5 + 180) + F_{l4} \cdot (35,5 + 180 + 35,5) = 0 \\ &\rightarrow 103,2 \cdot (35,5) - 245,8 \cdot (35,5 + 180) + F_{l4} \cdot (35,5 + 180 + 35,5) = 0 \\ &\rightarrow F_{l4} \approx 196,4 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F = 0 &\rightarrow -F_{l3} + F_{r_{2last}} - F_{r_{3last}} + F_{l4} = 0 \\ &\rightarrow F_{l3} = F_{r_{2last}} - F_{r_{3last}} + F_{l4} = 103,2 - 245,8 + 196,4 \approx 53,9 \text{ N} \end{aligned}$$

Das maximale Biegemoment $M_{bmax} = F_{l4} \cdot 35,5 = 196,4 \cdot 35,5 = 7 \text{ Nm}$

- Vergleichsmoment (RM Gl.11.7)

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bzul}}{\varphi \cdot \tau_{tzul}} \cdot T_3 \right)^2} = \sqrt{7^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 12,405)^2} \approx 13 \text{ Nm}$$

- Richt-Wellendurchmesser für Vollwellen mit Kreisquerschnitt gilt (RM Gl.11.8):

$$d'_{w2} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{bzul}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13000}{\pi \cdot 111,43}} \approx 11 \text{ mm}$$

Für einen vereinfachten statischen und dynamischen Sicherheitsnachweis wird ein Durchmesser der zweiten Welle von $d'_{w2} = 11 \text{ mm}$ überprüft.

- Widerstandsmoment bei Biegung und Torsion für Vollwelle mit Kreisquerschnitt (RM TB 11-3):

$$\begin{aligned} W_b &= \frac{\pi}{32} \cdot d'_{w2}{}^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 11^3 \approx 130,7 \text{ mm}^3 \\ W_t &= \frac{\pi}{16} \cdot d'_{w2}{}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 11^3 \approx 261,4 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

- **Kenngößen des Schwingspiels (RM S.40 Bild 3-6)**

Torsions- und Biegespannung

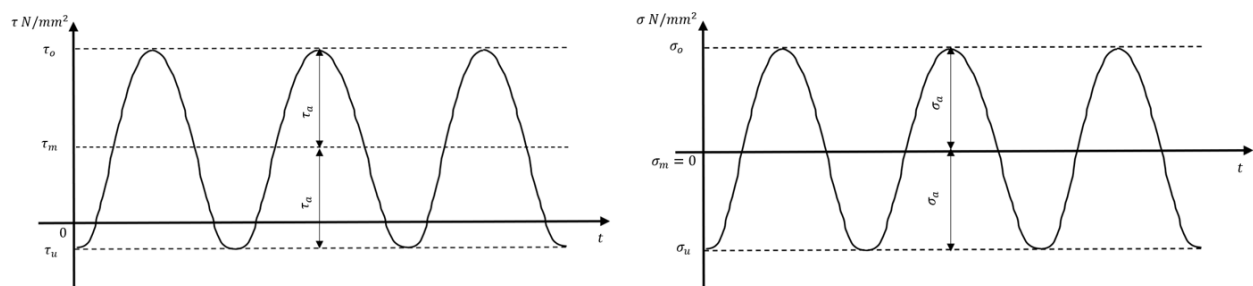


Abbildung 27: Kenngößen des Schwingspiels an der zweiten Welle

- **Ausschlagspannung**

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \equiv M_{a eq} = \frac{M_{b max} - (-M_{b max})}{2} \cdot K_A \\ &\rightarrow M_{a eq} = K_A \cdot M_{b max} = 1,15 \cdot 7 \approx 8 \text{ Nm} = 8000 \text{ Nmm} \\ &\rightarrow \sigma_{ba} = \frac{M_{a eq}}{W_b} = \frac{8000}{130,7} \approx 61,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} \equiv T_{a\,eq} = \frac{(T_B - T_C)}{2} \cdot K_A$$

$$\rightarrow T_{a\,eq} = \frac{12,405 - (-0,44)}{2} \cdot 1,15 \approx 6,43 \text{ Nm} = 6430 \text{ Nmm (RM Bild 11-23)}$$

$$\rightarrow \tau_{ta} = \frac{T_{a\,eq}}{W_t} = \frac{6430}{261,4} \approx 24,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach der Ermittlung des Richtdurchmessers d'_{w2} , wird der Festigkeitsnachweis durchgeführt:

- Vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis für die Antriebswelle (RM Bild 11-23)
- Material: C60 Materialnummer: 1.0601 (RM TB 1-1):

$$R_{mN} = 780 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bWN} = 390 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad \tau_{tWN} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Größeneinflussfaktor K_t (RM TB 3-11a): $K_t \approx 1,04$ für Vergütungsstähle
- Werkstoffkennwerte:

$$R_m = K_t \cdot R_{mN} = 1,04 \cdot 780 = 811,2 \text{ N/mm}^2$$

$$R_e = K_t \cdot R_{eN(Rp0,2N)} = 1,04 \cdot 550 = 572 \text{ N/mm}^2$$

- Wechselfestigkeitswerte für die Antriebswelle:

$$\sigma_{bW} = \sigma_{bWN} \cdot K_t = 390 \cdot 1,04 = 405,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tW} = \tau_{tWN} \cdot K_t = 235 \cdot 1,04 = 244,4 \text{ N/mm}^2$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor K_g (RM TB 3-11c): für einen Wellendurchmesser $d'_{w2} = 11 \text{ mm}$ $K_g = 0,97$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit K_o für Walzstahl (RM TB 3-10a):

$K_{o\sigma} = 0,77$, wo $R_m = 811,2 \text{ N/mm}^2$ und $R_z = 50 \mu\text{m}$ als Mittelwert für schlicht bearbeitete Oberflächen.

$$\rightarrow K_{o\tau} = 0,575 \cdot K_{o\sigma} + 0,425 \approx 0,87$$

- Oberflächenverfestigung K_v (TB 3-12): (Festwalzen und gekerbte Welle) $K_v = 1,5$
- Kerbwirkungszahlen für abgesetzte Rundstäbe β_{kb} & β_{kt} (RM Gl.3.15b) :

Biegung

$$\beta_{kb} = \frac{\text{Kerbformzahl}}{\text{Stützzahl für ungekerbt und gekerbt}} = \frac{\alpha_{kb}}{n_0 \cdot n} = (1,7 \dots 2,6) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

- Kerbformzahl α_{kb} (RM TB 3-6 d): angenommen $r=0,3 \text{ mm}$ und $D/d = 1,2$ (wie bei der bestehenden Anlage)

$$\rightarrow r/d \approx 0,017 \rightarrow \alpha_{kb} \approx 2,7$$

- Stützzahl für Walzstähle (RM TB 3-7a)

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

- bezogenes Spannungsgefälle $G' = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)$, $\varphi = 0,087$ (RM TB 3-7c)

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{0,3} \cdot (1,087)} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{572}{712})} = 1,23, \quad n_0 = 1$$

$$\rightarrow \beta_{kb} = \frac{2,7}{1,23} \approx 2,2$$

Torsion

$$\beta_{kt} = \frac{\alpha_{kt}}{n_0 \cdot n} = (1,2 \dots 2,4) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

$$\alpha_{kt} \approx 2$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{r}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{0,3}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{572}{712})} \approx 1,16$$

$$\rightarrow \beta_{kt} = \frac{2}{1,157} \approx 1,73$$

- Konstruktionsfaktoren K_{Db} und K_{Dt} (RM Gl. 3.16):

$$\circ K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{2,2}{0,97} + \frac{1}{0,77} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,7$$

$$\circ K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1,73}{0,97} + \frac{1}{0,87} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,3$$

- Die Gestaltwechselfestigkeit (RM Gl. 3.17):

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} = \frac{405,6}{1,7} \approx 238,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} = \frac{244,4}{1,3} \approx 188 \text{ N/mm}^2$$

- Vereinfachter dynamischer Dauerfestigkeitsnachweis (Sicherheit gegen Ermüdung S_D) (RM Gl. 3.29):

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\alpha}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{61,2}{238,6}\right)^2 + \left(\frac{24,6}{188}\right)^2}} \approx 3,5$$

- Erforderliche Sicherheit gegen Ermüdung (RM TB3-14a,c): Der Lastfall ist wechselnd für beide Belastungen (Biegung und Torsion) $\rightarrow S_Z = 1,2$

$$S_{D\text{erf}} = S_{D\text{min}} \cdot S_Z = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$$

Der Durchmesser der zweite Welle $d_{w2} = 11 \text{ mm}$ ist ausreichend.

Mit Passfedernut nach DIN 6885, T1: $d_{w2} = 14 \text{ mm}$

5.7. Entwurf des zweiten Zahnradpaares

Mit demselben Prinzip wie in ([Abschnitt 4.5](#)), wird die Übersetzung für die zweite Verzahnung ermittelt. Die gesamte Übersetzung $i_{ges} \approx 6$ ist einzuhalten \rightarrow mit der Übersetzung der ersten

Verzahnung $i_1 = 2,381$ ergibt sich für die zweite Übersetzung $i_2' = \frac{i_{ges}}{i_1} = \frac{6}{2,381} \approx 2,52$.

Für das dritte Zahnrad wird die Zähnezahl $z_3 = 21$ (RM TB 21-13) \rightarrow die Zähnezahl des vierten Zahnrades $z'_4 = z_3 \cdot i'_2 = 21 \cdot 2,52 = 52,92$

$\rightarrow z_4 = 53$ Zähne

$\rightarrow i_2 = \frac{53}{21} \approx 2,524$

$\rightarrow i_{ges} = i_1 \cdot i_2 = 2,381 \cdot 2,524 \approx 6,01$ ist eine akzeptable Abweichung von 6.

5.7.1. Zahnradgeometrie (3. & 4. Rad)

Durchmesser-Breitenverhältnis $\Psi_d = \frac{b_3}{d_3} \leq 1,3$ für normalgeglühte Wärmebehandlung und unsymmetrische Lagerungsart. (RM TB21-14a)

Modulbreitenverhältnis $\Psi_m = \frac{b_3}{m} = 20 \dots 30$ für gute Lagerung im Gehäuse. (RM TB21-14b)

Der Modul kann je nach Ritzel- Welle Ausführungsart ermittelt werden (RM Gl.21.63):

- Ausführung Ritzel auf Welle $m' = 1,8 \cdot d_2 \cdot \frac{\cos \beta}{(z_3 - 2,5)} = \frac{1,8 \cdot 11}{18,5} = 1,07 \text{ mm}$

- Wie in Abschnitt 4.5:

\rightarrow Nach DIN 780 (RM TB21-1) $m = 1,75 \text{ mm}$

\rightarrow Teilkreisdurchmesser $d_{3,4} = m \cdot z_{3,4}$

$\rightarrow d_3 = 1,75 \cdot 21 = 36,75 \text{ mm}$, $d_4 = 1,75 \cdot 53 = 92,75 \text{ mm}$

$\rightarrow b_3 \leq 1,3 \cdot d_3 \rightarrow b_3 \leq 47,77 \text{ mm}$

$b_3 = 20 \cdot m \dots 30 \cdot m = 35 \dots 52,5 \text{ mm} \rightarrow b_3 = b_4 = 40 \text{ mm}$

Wellenabstand $a_2 = m \cdot \frac{z_3 + z_4}{2} = 1,75 \cdot \frac{21 + 53}{2} = 64,75 \text{ mm}$

5.7.2. Zahnräderkräfte des zweiten Radpaares

In diesem Abschnitt werden die Zahnräderkräfte des zweiten Zahnradpaares wie in Abschnitt (5.4.3.) analysiert und berechnet.

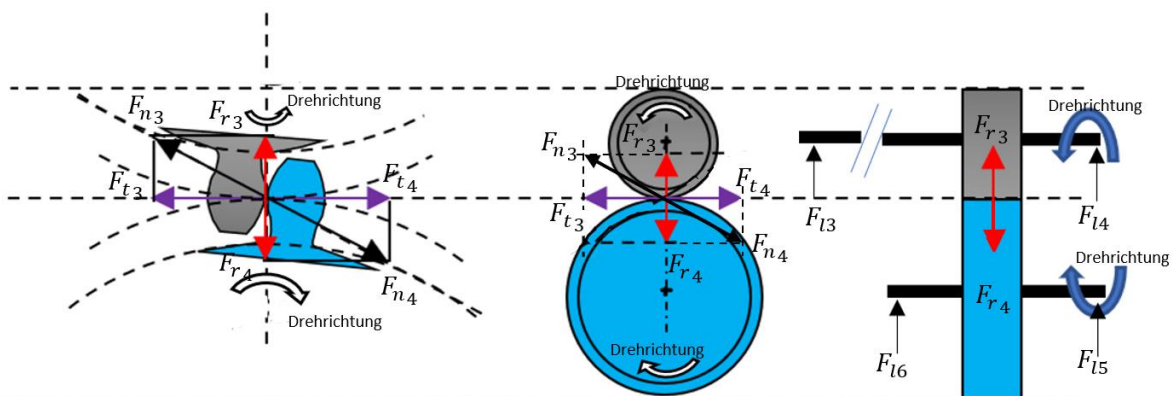


Abbildung 28: Die entstehenden Zahnräderkräfte an den Zähnen, die sich im Eingriff befinden (zweite Verzahnung)

Die entstehenden Momente und Kräfte

- Die Übersetzung der ersten Verzahnung $i_2 = 2,524$
- Teilkreisdurchmesser (Ritzel) $d_3 = 36,75 \text{ mm}$
- Teilkreisdurchmesser (viertes Rad) $d_4 = 92,75 \text{ mm}$
- Angriffswinkel $\alpha = 20^\circ$
- $T_{3B} = T_{2B} = 12405 \text{ Nmm} \rightarrow F_{t_{3B}} = \frac{12405}{\frac{36,75}{2}} \approx 675,1 \text{ N}$
- $F_{r_{3B}} = F_{t_{3B}} \cdot \tan \alpha = 675,1 \cdot 0,364 \approx 245,74 \text{ N}$
- $T_{3C} = T_{2C} = -440 \text{ Nmm} \rightarrow F_{t_{3C}} = T_{1Leer} \cdot \frac{i_1}{\frac{d_3}{2}} = 25 \cdot \frac{2,381}{\frac{36,75}{2}} \approx 3,24 \text{ N}$
- $F_{r_{3C}} = F_{t_{3C}} \cdot \tan \alpha = 3,24 \cdot 0,364 \approx 1,2 \text{ N}$

Die Torsionsmomente an der zweiten Welle bzw. dritten Welle (Abschnitt 5.6):

- Federkraft wirkt sich gegen die Drehrichtung aus - mit Nussknacken:

$$T_{3B} = 12405 \text{ Nmm} = 12,405 \text{ Nm}$$

$$F_{t_{3B}} = F_{t_{4B}} = 675,1 \text{ N}$$

$$F_{r_{3B}} = F_{r_{4B}} = 245,74 \text{ N}$$

- Das Torsionsmoment an der Stelle des vierten Zahnrads:

$$T_{4B} = T_{3B} \cdot i_2 = 12,405 \cdot 2,524 \approx 31,31 \text{ Nm}$$

- Federkraft wirkt sich in die Drehrichtung aus - ohne Nussknacken:

$$T_{3C} = -440 \text{ Nmm} = -0,44 \text{ Nm}$$

$$F_{t_{3C}} = F_{t_{4C}} = 3,24 \text{ N}$$

$$F_{r_{3C}} = F_{r_{4C}} = 1,2 \text{ N}$$

- Das Torsionsmoment an der Stelle des vierten Zahnrads

$$T_{4C} = T_{3C} \cdot i_2 = -0,44 \cdot 2,524 \approx -1,11 \text{ Nm}$$

5.8. Wellenlänge der zweiten Welle anpassen

Nach der Ermittlung der Zahnradbreiten und unter Berücksichtigung der Lagerpositionen bzw. Breiten (20 mm pro Wälzlager wie bei der bestehenden Anlage) für die erste und dritte Welle, wäre es sinnvoll, die Länge der zweiten Welle neu zu erwägen.

Die Länge zwischen den zweiten und dritten Zahnradern:

$$l_z > \frac{b_2 = 40}{2} + \frac{b_3 = 40}{2} + 40 = 80 \text{ mm}$$

- Als Zwischenlänge ist $l_z = 90 \text{ mm}$ ausreichend.

Hinweis: Bei Zahnradbreiten von 60 mm (Abschnitt 5.10) wird $l_{z,min} \geq 130 \text{ mm}$.

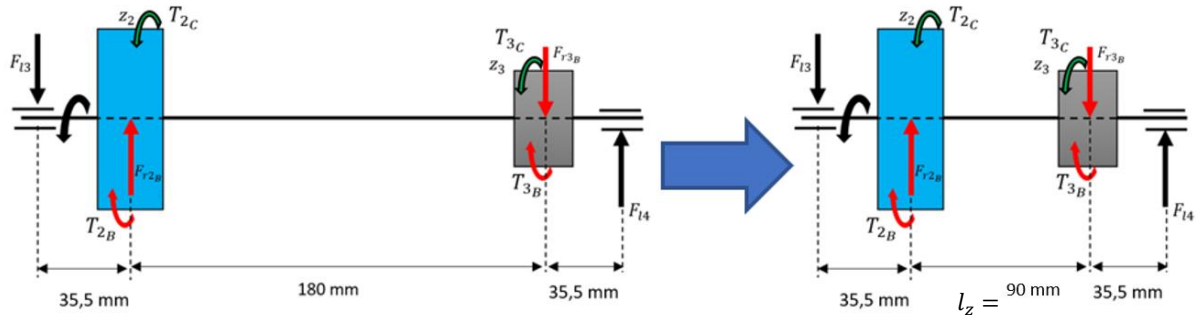


Abbildung 29: Die neue Wellenlänge der zweiten Welle

5.9. Durchmesser der dritten Welle d_{w3}

Auf der dritten Welle ist das vierte Zahnrad positioniert. Die Welle wird sowohl an der Stelle des Zahnrades als auch an der Stelle der NK-Scheibe mit Biege- und Torsionsmomenten belastet (Abschnitt 5.8 und 2.1.3).

Hier folgen durch das Nussknacken die radialen und tangentialen Kräfte immer wieder zusammen an denselben Stellen auf der dritten Welle. Dies erfolgt einmal an der Stelle der NK-Scheibe ($F_{r_{max}}$ & $F_{t_{Nuss}}$) und einmal an der Stelle des vierten Zahnrades ($F_{r_{4B}}$ & $F_{t_{4B}}$), wobei beide radialen Kräfte in verschiedenen Ebenen auftreten. Allerdings verursacht die Reibungs- und Federkraft ein wechselndes Biege- und Torsionsmoment, sowohl an der Stelle der NK-Scheibe, als auch an der Stelle des vierten Zahnrades (Abschnitt 2.1.3 und 5.7).

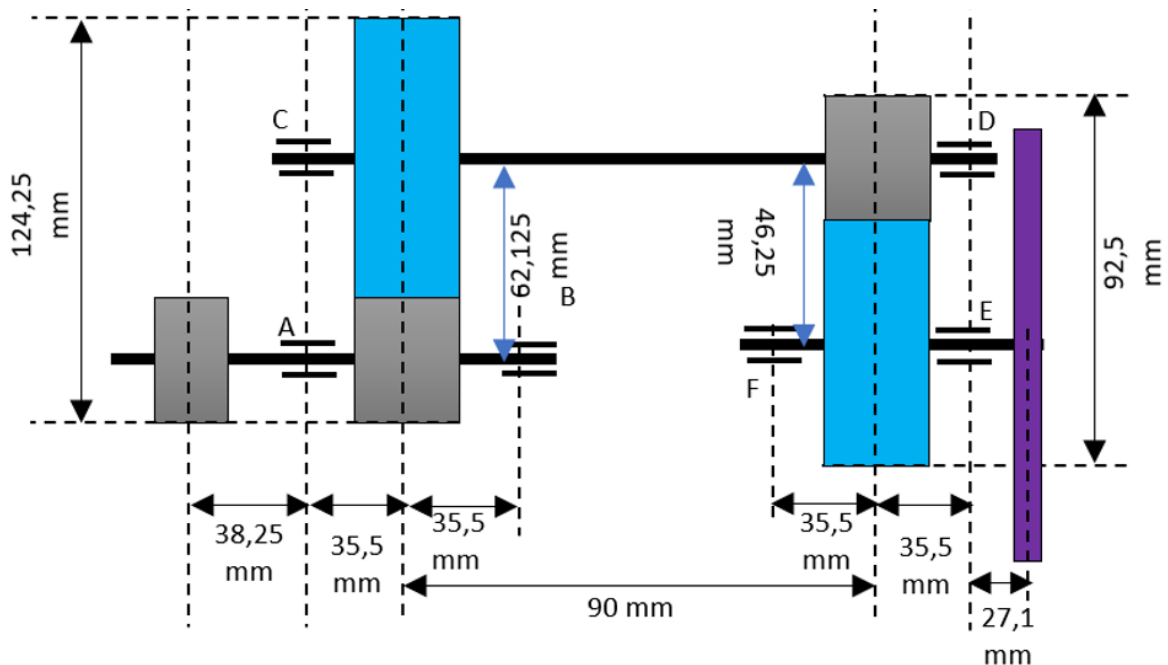


Abbildung 30: Die neuen Bemaßungen des Zahnradgetriebes

Die zu betrachtenden Wellenkräfte:

- Radiale Kraft des Zahnrades $F_{r_{4B}} = 245,74 \text{ N}$ und $F_{r_{4C}} = 1,2 \text{ N}$ (Abschnitt 5.7.2)

- Radiale Kraft an der NK-Scheibe $F_{r_{min}} = -2,352 \text{ N}$ und $F_{r_{max}} = F_{r_{Nuss}} = 236,65 \text{ N}$ (Abschnitt 2.1.3)

Da beide radialen Kräfte $F_{r_{AB}}$ & $F_{r_{max}}$ zusammen in verschiedenen Ebenen auftreten, entsteht ein resultierendes Biegemoment $M_{b_{E, res}}$ an der Lagerstelle „E“ (Abb. 31):

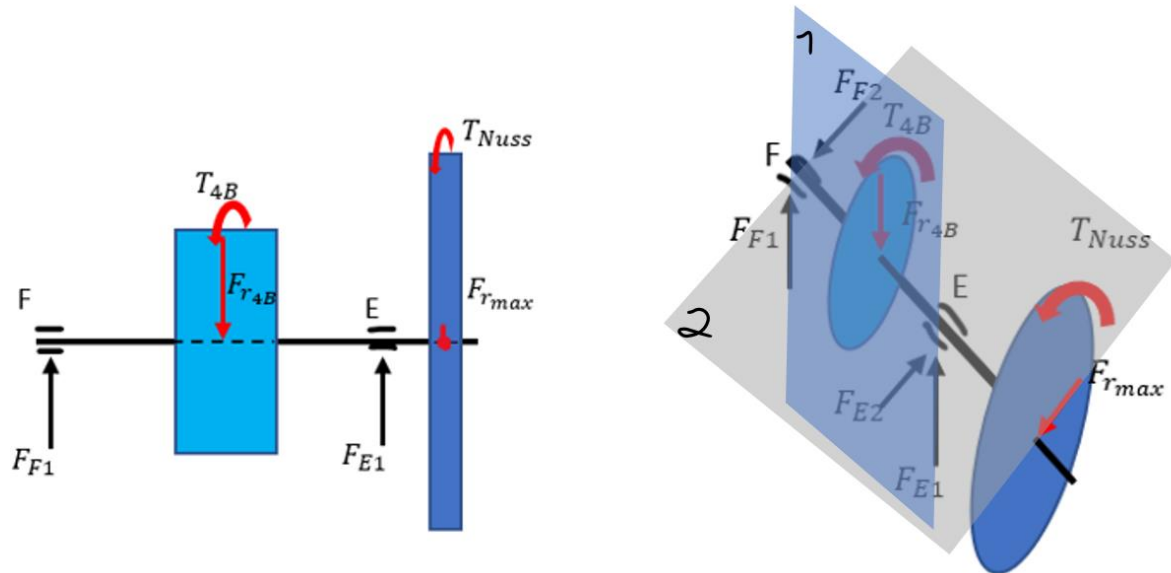


Abbildung 31: Kräfte und Torsionsmomente an der dritten Welle

Ermittlung der Lagerkräfte und Biegemomente in beiden Ebenen:

- **Ebene 1:**

$$\sum M_{b_{F1}} = 0 \rightarrow F_{E1} \cdot (35,5 + 35,5) - F_{r_{4B}} \cdot (35,5) = 0$$

$$\sum M_{b_{F1}} = 0 \rightarrow F_{E1} \cdot (35,5 + 35,5) - 245,74 \cdot (35,5) = 0$$

$$\rightarrow F_{E1} = F_{F1} = \frac{8723,77}{71} = 122,87 \text{ N}$$

→ Das schwelende Biegemoment:

$$M_{b_{E1}} = F_{E1} \cdot 35,5 = 122,87 \cdot 35,5 = 4362 \text{ Nmm}$$

- **Ebene 2:**

$$\sum M_{b_{F2}} = 0 \rightarrow F_{E2} \cdot (71) - F_{r_{max}} \cdot (27,1 + 71) = 0$$

$$\sum M_{b_{F2}} = 0 \rightarrow F_{E2} \cdot (71) - 236,65 \cdot (27,1 + 71) = 0$$

$$\rightarrow F_{E2} = \frac{23215,365}{71} \approx 326,98 \text{ N}$$

$$\sum F = 0 \rightarrow F_{E2} - F_{r_{max}} - F_{F2} = 0$$

$$\rightarrow F_{F2} = 326,98 - 236,65 = 90,33 \text{ N}$$

→ Das schwelende Biegemoment:

$$M_{b_{E2}} = F_{E2} \cdot 27,1 = 326,98 \cdot 27,1 = 8861 \text{ Nmm}$$

Das resultierende Biegemoment an der Lagerstelle „E“ beim Nussknacken $M_{b_{E,res}}$ (angenommen der Winkel zwischen den Ebenen beträgt 90° (Extremfall)):

$$\rightarrow M_{b_{E,res}} = \sqrt{M_{b_{E1}}^2 + M_{b_{E2}}^2} = \sqrt{4362^2 + 8861^2} \approx 9900 \text{ Nmm} = 9,9 \text{ Nm}$$

An der Stelle des vierten Zahnrades wirkt sich die radiale Kraft $F_{r_{4C}}$ als wechselndes Biegemoment aus. Die radiale Kraft $F_{r_{min}}$ an der Stelle der NK-Scheibe wirkt sich ebenso als wechselndes Biegemoment aus. Allerdings sind die radialen Kräfte sehr klein, weswegen die größte zwischen den Kräften verdoppelt und direkt an der Lagerstelle „E“ ohne Reduzierung eingesetzt wird.

→ Das wechselnde Biegemoment an der Lagerstelle „E“ im Leerlauf:

$$M_{b_{E,Leer}} = 2 \cdot F_{r_{min}} \cdot 35,5 = 2 \cdot 2,352 \cdot 35,5 = 170 \text{ Nmm} = 0,17 \text{ Nm}$$

→ Die Änderungsbereiche für das Biege- und Torsionsmoment an der Lagerstelle „E“:

- Der Biegemoment-Bereich: $-M_{b_{E,Leer}} \dots M_{b_{E,res}} \equiv -0,17 \text{ Nm} \dots 9,9 \text{ Nm}$
- Der Torsionsmoment-Bereich: $T_{4C} \dots T_{4B} \equiv -1,11 \text{ Nm} \dots 31,31 \text{ Nm}$
- Vergleichsmoment $M_v = \sqrt{M_{b_{E,res}}^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{b\text{ zul}}}{\varphi \cdot \tau_{t\text{ zul}}}\right) \cdot T_{4B}}^2 = \sqrt{9,9^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 31,31)^2} \approx 28,86 \text{ Nm} = 28860 \text{ Nmm}$
- Richt-Wellendurchmesser für Vollwellen mit Kreisquerschnitt gilt (RM Gl.11.8):

$$d'_{w3} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b\text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 28860}{\pi \cdot 111,43}} \approx 13,81 \text{ mm}$$

Für einen vereinfachten statischen und dynamischen Sicherheitsnachweis wird ein Durchmesser für die dritte Welle von $d'_{w3} = 14 \text{ mm}$ überprüft.

- Widerstandsmoment bei Biegung und Torsion für Vollwelle mit Kreisquerschnitt (RM TB 11-3):

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 14^3 \approx 269,4 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 14^3 \approx 538,8 \text{ mm}^3$$

- **Kenngrößen des Schwingspiels (RM Bild 3-6)**

Torsionsspannung und Biegespannung

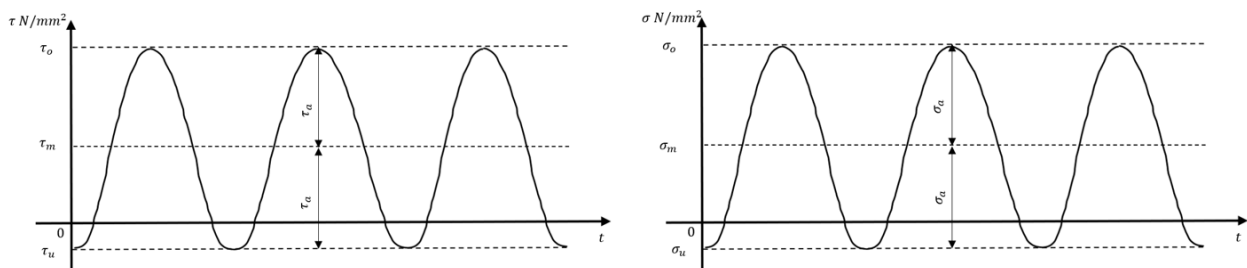


Abbildung 32: Kenngrößen des Schwingspiels der dritten Welle

$$M_{a\ eq} = K_A \cdot \frac{M_{bE, res} - (-M_{bE, Leer})}{2} = 1,15 \cdot \frac{9,9 + 0,17}{2} = 5,8\ Nm = 5800\ Nmm$$

$$\rightarrow \sigma_{ba} = \frac{M_{a\ eq}}{W_b} = \frac{5800}{269,4} \approx 21,53 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{a\ eq} = \frac{(T_{4B} - T_{4C})}{2} \cdot K_A \approx \frac{31,31 + 1,11}{2} \cdot 1,15 = 18641,5\ Nmm = 18,641\ Nm \text{ (RM Bild 11-23)}$$

$$\rightarrow \tau_{ta} = \frac{T_{a\ eq}}{W_t} = \frac{18641,5}{538,8} \approx 34,6 \frac{N}{mm^2}$$

Vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis für die zweite Welle (RM Bild 11-23)

- Material: C60 Materialnummer: 1.0601 (RM TB 1-1):

$$R_{mN} = 780 \frac{N}{mm^2}, \quad R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bWN} = 390 \frac{N}{mm^2}, \quad \tau_{tWN} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

- **Größeneinflussfaktor K_t** (RM TB 3-11a): $K_t = 1$ für Vergütungsstähle
- **Werkstoffkennwerte:**

$$R_m = R_{mN} = 780 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_e = R_{eN(Rp0,2N)} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

- Wechselfestigkeitswerte für die Welle:

$$\sigma_{bW} = \sigma_{bWN} = 390 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tW} = \tau_{tWN} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor K_g (RM TB 3-11c): für einen Wellendurchmesser $d'_{w3} = 14\ mm$, $K_g = 0,949$
- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit K_o für Walzstahl (RM TB 3-10a):

$K_{o\sigma} = 0,779$,wo $R_m = 780 \frac{N}{mm^2}$ und $R_z = 50\ \mu m$ als Mittelwert für schlicht bearbeitete Oberflächen.

$$\rightarrow K_{o\tau} = 0,575 \cdot K_{o\sigma} + 0,425 \approx 0,873$$

- Oberflächenverfestigung K_v (RMTB 3-12) : (Festwalzen und gekerbte Welle) $K_v = 1,5$
- Kerbwirkungszahlen für abgesetzte Rundstäbe β_{kb} & β_{kt} (RM Gl.3.15b):

$$\beta_{kb} = \frac{\text{Kerbformzahl}}{\text{Stützzahl für ungekerbt und gekerbt}} = \frac{\alpha_{kb}}{n_0 \cdot n} = (1,7 \dots 2,6) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

- Kerbformzahl α_{kb} : (RM TB 3-6 d): angenommen $r=0,3\ mm$ und $D/d = 1,2$ (wie bei der bestehenden Anlage)

$$\rightarrow r/d'_{R2} \approx 0,02 \rightarrow \alpha_{kb} \approx 2,5$$

- Stützzahl für Walzstähle (RM TB 3-7a)

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{r}} \cdot (1 + \varphi) \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

- Bezogenes Spannungsgefälle $G' = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \varphi)$, $\varphi \approx 0,043$ (RM TB 3-7c)

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{2,3}{0,3}} \cdot (1,043) \cdot 10^{-(0,33 + \frac{550}{712})} = 1,223 \quad , n_0 = 1$$

$$\rightarrow \beta_{kb} = \frac{2,5}{1,223} \approx 2,044$$

$$\beta_{kt} = \frac{\alpha_{kt}}{n_0 \cdot n} = (1,2 \dots 2,4) \text{ nach (RM TB 3-8)}$$

$$\alpha_{kt} \approx 1,9$$

$$n = 1 + \sqrt{G'} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})} = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{r}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_e}{712})}$$

$$\rightarrow n = 1 + \sqrt{\frac{1,15}{0,3}} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{550}{712})} \approx 1,154$$

$$\rightarrow \beta_{kt} = \frac{1,9}{1,154} \approx 1,65$$

- Konstruktionsfaktoren KDb und KDt:

$$\circ K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{2,044}{0,949} + \frac{1}{0,779} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,625$$

$$\circ K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{\sigma\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1,65}{0,949} + \frac{1}{0,873} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} \approx 1,253$$

- Die Gestaltwechselfestigkeit:

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} = \frac{390}{1,625} = 240 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} = \frac{235}{1,253} \approx 187,55 \frac{N}{mm^2}$$

- Vereinfachter dynamischer Dauerfestigkeitsnachweis (Sicherheit gegen Ermüdung S_D):

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\alpha}}{\tau_{tGW}} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{21,53}{240} \right)^2 + \left(\frac{34,6}{187,55} \right)^2}} \approx 4,9$$

- Erforderliche Sicherheit gegen Ermüdung (RM TB3-14a,c): Der Lastfall ist wechselnd für beide Belastungen (Biegung und Torsion) $\rightarrow S_Z = 1,2$.

$$S_{D\text{erf}} = S_{D\text{min}} \cdot S_Z = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$$

Der Durchmesser der dritten Welle $d_{w3} = 14 \text{ mm}$ ist ausreichend.

Mit Passfedernut nach DIN 6885, T1: $d_{w3} = 17 \text{ mm}$

5.10. Die Stirnräder mit Betrachtung der Passfedern

In diesem Abschnitt werden Zahnräder mit Betrachtung der Verbindung zwischen den Wellen und Stirnrädern gestaltet. In den Abschnitten 5.4 und 5.7 wurden die Kräfte, die über die Zähne der Stirnräder übertragen werden, in einem Extremfall ermittelt. Das bedeutet eine weitere Berechnung und Analyse der Zahnradkräfte bzgl. der Wellendurchmesser-Ermittlung ist nicht notwendig.

- Die Wellendurchmesser der beteiligten Wellen mit Betrachtung der Passfedernuttiefe:

$$d_{w1} = 14 \text{ mm}, \quad d_{w2} = 14 \text{ mm}, \quad d_{w3} = 17 \text{ mm}$$

- Die gesamte Übersetzung $i_{ges} = 6,01$ (Abschnitt 5.7)
- Durchmesser-Breitenverhältnis $\Psi_d = \frac{b_1}{d_1} \leq 1,6$ für normalgeglühte Wärmebehandlung und symmetrische Lagerungsart. (RM TB21-14a)
- Modulbreitenverhältnis $\Psi_m = \frac{b_1}{m} = 20 \dots 30$ für gute Lagerung im Gehäuse. (RM TB21-14b)

Die erste Verzahnung:

Der Modul kann je nach Ritzel- Welle Ausführungsart (RM Gl.21.63)

- Ausführung Ritzel auf Welle $m' = 1,8 \cdot d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{(z_3-2,5)} = \frac{1,8 \cdot 14}{18,5} = 1,36 \text{ mm}$
 - Nach DIN 780 (RM TB21-1) $m = 3 \text{ mm}$
 - Teilkreisdurchmesser $d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
 - $d_1 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ mm}, \quad d_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ mm}$
 - $b_1 \leq 1,6 \cdot d_1 \rightarrow b_1 \leq 100,8 \text{ mm}$
 - $b_1 = 20 \cdot m \dots 30 \cdot m = 60 \dots 90 \text{ mm} \rightarrow b_1 = b_2 = 60 \text{ mm}$

Wellenabstand: $a_1 = m \cdot \frac{z_1+z_2}{2} = 3 \cdot \frac{21+50}{2} = 106,5 \text{ mm}$

Die zweite Verzahnung:

Der Modul kann je nach Ritzel- Welle Ausführungsart (RM Gl.21.63)

- Ausführung Ritzel auf Welle $m' = 1,8 \cdot d_2 \cdot \frac{\cos \beta}{(z_3-2,5)} = \frac{1,8 \cdot 14}{18,5} = 1,36 \text{ mm}$
 - Nach DIN 780 (RM TB21-1) $m = 3 \text{ mm}$
 - Teilkreisdurchmesser $d_{3,4} = m \cdot z_{3,4}$
 - $d_3 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ mm}, \quad d_4 = 3 \cdot 53 = 159 \text{ mm}$
 - $b_3 \leq 1,6 \cdot d_3 \rightarrow b_3 \leq 100,8 \text{ mm}$
 - $b_3 = 20 \cdot m \dots 30 \cdot m = 60 \dots 90 \text{ mm} \rightarrow b_3 = b_4 = 60 \text{ mm}$

Wellenabstand: $a_2 = m \cdot \frac{z_3+z_4}{2} = 3 \cdot \frac{21+53}{2} = 111 \text{ mm}$

Hinweis: Im Dateianhang ist die Modellierung des optimierten Zahnradgetriebe zu finden.

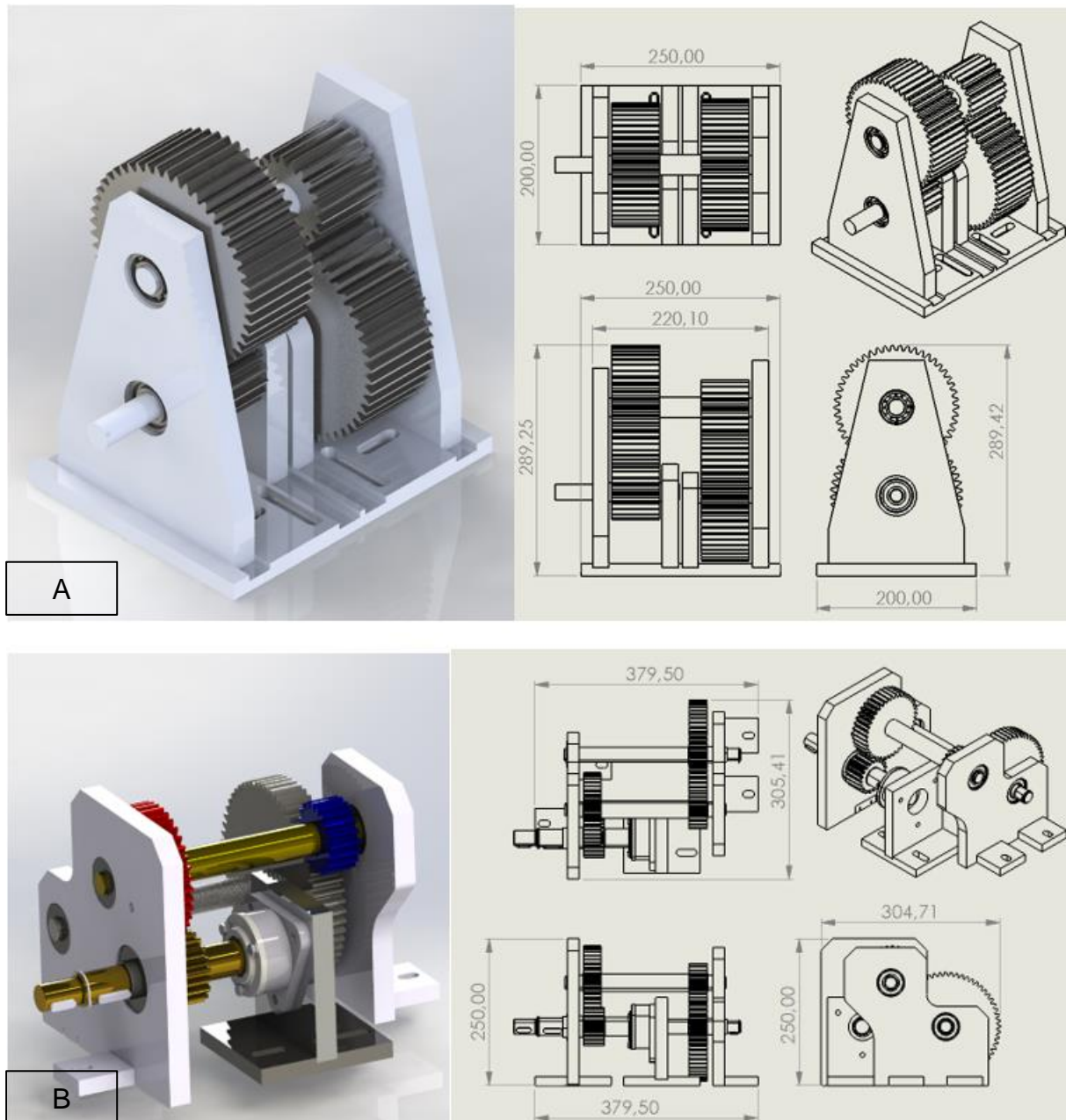


Abbildung 33: Vergleichsbild zwischen dem optimierten Zahnradgetriebe (A) und dem bestehenden (B) (alle Maße sind in mm angegeben)

Hinweis: Das 3D-Modell des optimierten Zahnradgetriebes im Dateianhang wurde mit den folgenden Wellendurchmessern konstruiert:

$$d_1 = 22 \text{ mm}, d_2 = 21 \text{ mm}, d_3 = 17 \text{ mm}$$

Und dementsprechend wurden Wälzlager verwendet.

6. Wälzlager für das optimierte Zahnradgetriebe

In diesem Abschnitt wird die Auswahl von passenden Wälzlagern für die optimierten Komponente des Zahnradgetriebes (Kapitel 5) behandelt. Bei der Auswahl der Wälzlager muss darauf geachtet werden, passende Lagergrößen für die berechneten Wellendurchmessern auszuwählen. Gleichzeitig sollen Wälzlager mit einer ausreichenden Lebensdauer verwendet werden.

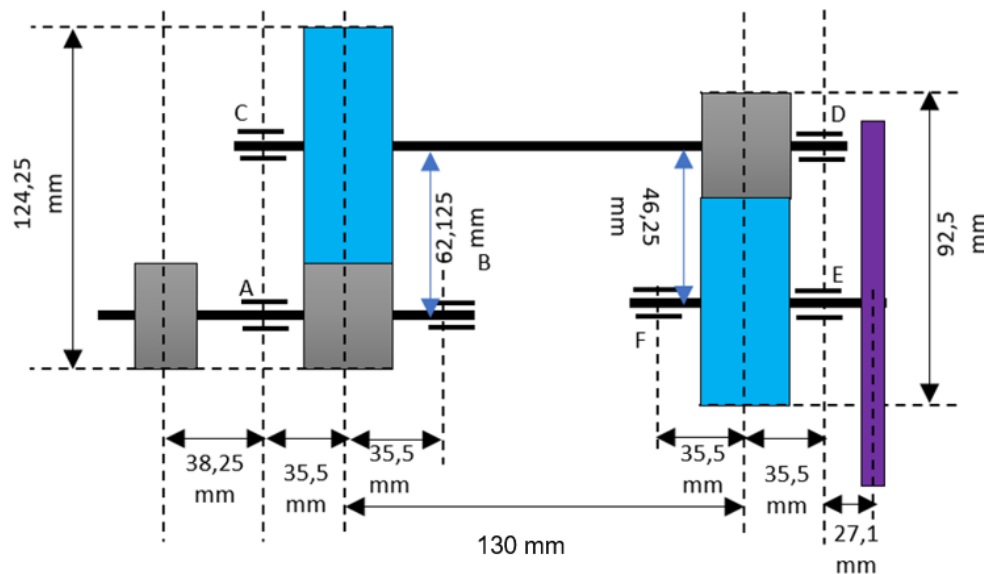


Abbildung 34: Wälzlagerpositionen und Benennung A,B,C,D,E,F

Für die Auswahl des Wälzlagers ist es wichtig, die erforderliche dynamische Tragzahl C mit Hilfe der dynamischen Lagerbelastung, der dynamischen Kennzahl f_L und des Drehzahlfaktors f_n (RM TB14-4) zu ermitteln.

$$C_{erf} \geq P \cdot \frac{f_L}{f_n} \quad \text{Lebensdauerexponent für Kugellager } p = 3 \text{ (RM Gl. 14.1)}$$

Beim Einsatz der Stirnräder, entstehen keine axialen Kräfte, also folgt:

$$\rightarrow \text{Dynamische äquivalente Lagerbelastung: } P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ (RM Gl.14.6)}$$

$$F_a = 0$$

$$\rightarrow P = F_r \text{ (RM Abschnitt 14.3)}$$

Die maximale dynamische Lagerbelastung $P = F_{E2} \approx 327 \text{ N}$ (Abschnitt 5.9) wird an der dritten Welle ausgeübt (Lager E). Daher basiert die Auswahl aller Lager auf der maximalen Lagerbelastung.

$$f_L = \frac{c}{p} \cdot f_n, \quad f_L = 2 \dots 4 \text{ Laut (RM Bild 14-35)}$$

- Die Dynamische Kennzahl wird mit $f_L = 3$ ausgewählt

$$\rightarrow L_{10h} \geq 18000 \text{ h (RM TB 14-5)}$$

- Drehzahlfaktor $f_n \approx 1,15$ für die Drehzahl der dritten Welle $n = 15 \text{ min}^{-1}$ (RM TB 14-4)

- Dynamische Tragzahl (RM Gl.14.5b) $C_{erf} \geq 0,327 \cdot \frac{3}{1,15} \approx 0,85 \text{ kN}$
- Belastungsverhältnis: $\frac{C}{P} = \frac{f_L}{f_n} = \frac{3}{1,15} = 2,6$
- Bei der Auswahl des Kugellagers muss das Belastungsverhältnis des gesuchten Lagers größer als 2,6 sein

- Lebensdauer nach DIN ISO 281 (RM Gl.5a):

$$\bullet L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{850}{327}\right)^3 \approx 6,75 \cdot 10^6 \text{ Umdrehungen}$$

Mit Hilfe von der SKF-App „Bearing Assist“ werden die Kugellager mit allen benötigten Bestelldetails und Lagereigenschaften ausgesucht. (Ein QR-Code wurde hinzugefügt um sich diese herunterzuladen und befindet sich zusätzlich im Anhang)

Tabelle 2: Die ausgewählten Kugellager für die berechneten Wellendurchmessern

SKF-Produkt	Artikelnummer	Bezeichnung	Innendurchmesser d mm	Außendurchmesser D mm	Breite B mm	Menge	Zweck	Kon-Bezeichnung	Tragzahl dynamisch (kN)	Preis €/Stück
Rillenkugellager	1006301	6301	12	37	12	2x	Lagerung	Lager A, B	9,95	5,64
Nadellager	1006301	6301	12	37	12	2x	Lagerung	Lager C, D	9,95	5,64
Rillenkugellager	1006302	6302	15	42	13	2x	Lagerung	Lager E, F	11,9	5,64

SKF Apps

Die SKF Apps stehen sowohl für Android™ Erzeugnisse als auch für Apple Erzeugnisse zur Verfügung. Ein paar Fingertipps – mehr braucht man nicht, um die benötigten Informationen aufzufinden, bzw. eigene Berechnungen durchzuführen, d. h. am kompletten SKF Anwendungs-Know-how teilzuhaben.



Apple App Store

Unter skf.de/go/17000 können Sie eine PDF-Fassung dieses Katalogs herunterladen. Dort finden Sie auch wichtige Aktualisierungen. Die Produktangaben in diesem Printkatalog waren zum Zeitpunkt der Drucklegung korrekt. Die jeweils aktuellen und genauesten Produktdaten finden Sie immer auf skf.de.



Google Play

Abbildung 35: QR-Code zum Herunterladen der SKF-App „Bearing Assist“ [7]

7. Kupplung und Sicherheitssystem

Generell besteht bei bewegenden und drehenden Maschinen bzw. Teilen die Gefahr von schweren oder gar tödlichen Verletzungen. Daher werden an solchen Anlagen Schutzmaßnahmen vorgenommen, welche auf der einen Seite die Bediener der Maschine vor Verletzungsgefahr schützen sollen und auf der anderen Seite die Maschine selbst schützen soll.

Durch die Vielzahl der gefährlichen Stellen des Getriebe-Demonstrators, muss hierauf ein detaillierter Blick geworfen werden.

Beispiel: Jeder Fremdkörper, der zwischen den Zahnrädern stecken bleibt, gefährdet sich selbst, das Getriebe und den Antrieb. Bei der Zahnriemengruppe und dem Nussknacker gilt dasselbe.

In diesem Abschnitt soll deshalb, eine Idee für einen Sicherheitsentwurf diskutiert werden, um solch gefährliche Situationen zu minimieren.

7.1. Entwurfsidee

Bei dem Sicherheitskonzept der Entwurfsidee geht es darum, die Bereiche der gefährlichsten Stellen der Anlage zu sichern bzw. freizuhalten, während sich die Anlage im Betriebszustand befindet. Sobald sich Gegenstände dem Zahnrad- oder Zahnriemengetriebe nähern, wird der Motor automatisch ausgeschaltet und das angetriebene Teil der Anlage wird vom treibenden getrennt.

Für das Trennen des angetriebenen Teils der Anlage werden eine schaltbare Kupplung und andere Komponente benötigt. Zur Auswahl werden die mechanische und die elektromagnetische Kupplung vorgestellt.

- **Mechanische Kupplung:** Beim Einsatz der mechanischen Kupplung, werden keine anderen Bauteile benötigt, um Sicherheit zu gewährleisten. Hierbei handelt es sich allerdings mehr um den Schutz der Teile an der Anlage selbst, als um den Schutz der Personen, die sich an der Anlage befinden. Die Funktionsweise der mechanischen Kupplung hängt von der Änderung des Drehmoments ab. Das bedeutet, dass die Kupplung in dem Fall auf ein bestimmtes Drehmoment eingestellt wird, welches nicht überschritten werden darf, da sonst das angetriebene Teil der Anlage vom treibenden getrennt wird. Die Schwierigkeit beim Einsetzen dieser Kupplungsart ist, dass der Getriebe-Demonstrator ein niedriges Drehmoment an der Antriebswelle besitzt, was aufgrund der Reibungskraft (im Leerlauf) verursacht wird und im Volllast-Fall (Nussknacken) deutlich ansteigt. Daher wird das Sicherheitsdrehmoment der Kupplung M_{SK} größer als das im Volllast-Fall



Abbildung 36: Mechanische Sicherheitskupplung [4]

verursachte Drehmoment eingestellt und das Getriebe wäre somit für einen beispielsweise menschlichen Finger gefährlich.

Um für mehr Sicherheit vor in dem Fall menschlichen Verletzungen zu sorgen, werden ein Notausschalter für das Ausschalten des Antriebes und eine Federdruckbremse für das Bremsen des angetriebenen Teils der Anlage benötigt.

- **Elektromagnetische Kupplung:** Diese Art von Kupplung beinhaltet eine elektrische Spule, welche von Strom durchflossen wird, um ein magnetisches Feld zu generieren. Die Aufgabe dieses magnetischen Feldes ist, zwei Scheiben zusammen zu ziehen. Eine der zusammengezogenen Scheiben ist mit der Antriebswelle verbunden und die andere ist mit der angetriebenen Welle verbunden. Die beiden Scheiben haben Reibflächen, welche durch ein Zusammenziehen das Übertragen des Drehmoments übernehmen. Dafür muss die Anziehungskraft des magnetischen Feldes größer als die Federkraft, die für das Trennen der beiden gekuppelten Seiten zuständig ist, sein.



Abbildung 37: Elektromagnetische Kupplung [5]

Die Funktionsweise und Bauarten der elektromagnetischen Kupplungen unterscheiden sich von Hersteller zu Hersteller. Das Prinzip bleibt allerdings gleich.

Die Anwendung einer elektromagnetischen Kupplung ermöglicht eine direkte, aktive Ansteuerung des Zustandes der Kupplung und damit die Möglichkeit in gefährlichen Situationen (bzgl. Menschen und Maschine) die gekuppelten Seiten in relativ kurzer Zeit (ms-Bereich) voneinander zu trennen.

Das gewollte Sicherheitssystem basiert auf der Anwendung von Ultraschall-Sensoren, die ein Signal senden, wenn sich fremde Gegenstände in einem vordefinierten Bereich befinden. Das Signal wird von einem Arduino empfangen und mit einem Arduino-Code analysiert, wobei sich die Analyse mit dem Abstand zwischen dem erregten Sensor und dem Fremdkörper beschäftigt. Der Arduino reagiert mit einem weiteren Signal zu dem Relais, welches die aktiven Teile (Motor und Kupplung) ausschaltet, wenn ein Sicherheitsabstand unterschritten wird.

7.2. Benötigte Hardware

Für das Sicherheitssystem werden die in Abbildung 37 dargestellten und nummerierten Komponente verwendet.



Abbildung 38: Die benötigten Komponenten für den Aufbau des Sicherheitssystems

7.2.1. Sicherheitskupplung

Um eine passende Kupplung auszuwählen, sollte im allgemeinen darauf geachtet werden, zuerst den Zweck der Auswahl, das Torsionsmoment und die Durchmesser der gekuppelten Wellen zu definieren.

- Zweck: Sicherheit, Drehmomentübertragung

Torsionsmoment: Das Torsionsmoment der Kupplung soll im Idealfall größer als das zu übertragende Torsionsmoment sein.

- Anwendungsfaktor (RM TB 3-5b): $K_A = 1,15$
- Nenndrehmoment des Antriebes $T_N = 7,1 \text{ Nm}$

→ Kupplungsdrehmoment: $T'_k = T_N \cdot K_A \leq T_K \rightarrow T'_k = 7,1 \cdot 1,15 = 8,2 \text{ Nm} \leq T_K$

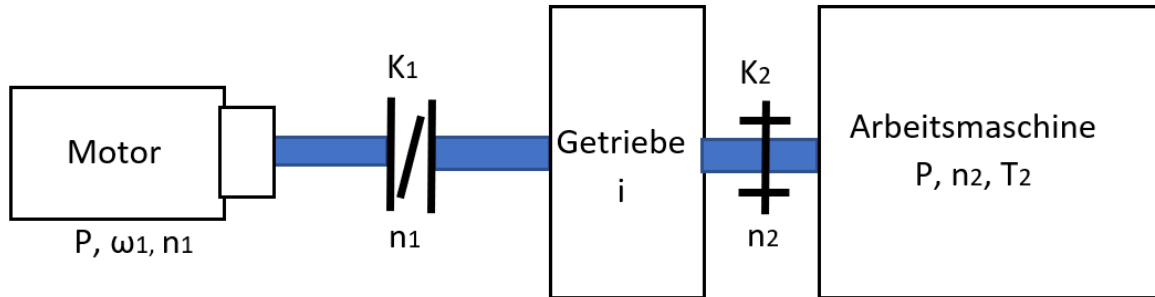


Abbildung 39: Symbolische Darstellung der Kupplung zwischen dem Antrieb und dem Zahnradgetriebe

Durchmesser der Antriebswelle $d_{an} = 14 \text{ mm}$

Durchmesser der gekuppelten Welle (ersten Welle) $d_{w1} = 25 \text{ mm}$

Für die Auswahl einer mechanischen Sicherheitskupplung wurde der Online-Produkt-Konfigurator [8] von Mayr benutzt, um ein Angebot einer mechanischen Kupplung anzufordern. (Siehe Dateianhang)

Die Ausgewählte Kupplung:

EAS-Compact Durchrastkupplung Gr.01

- Grenzdrehmoment 5-12,5 Nm
- Bohrung (Antriebswelle): 14 mm
- Bohrung (Abtriebswelle): 25 mm

Hinweis: Das Angebot von Mayr ist im Dateianhang zu finden und eine Verlängerung des Angebotsdatums ist bei Anfrage möglich.

- Im Anhang A befinden sich zusätzliche optionale Varianten als Ersatz der mechanischen Kupplung oder als zusätzliche Elemente.

7.2.2. Elektronische Elemente

Die Elemente werden laut der Nominierung im Bild (Abb. 37) nominiert (im Anhang A befindet sich die Bestellliste der elektronischen Elemente).

- 1 – Schaltnetzteil MW RT-65D: 5/12/24 V, 65W Spannungsversorgung, liefert elektrische Energie an Mikrokontroller und andere Bauteile
- 2 – Arduino Uno als Mikrokontroller
- 3 – 2-Kanal Relais Modul: Mit diesem 2-Kanal Relais Modul können große Lasten einfach mit 5V angesteuert bzw. angeschaltet werden. Jedes Relais benötigt 15-20 mA zum Schalten und hat eine Schaltleistung von (AC: 250 V / 10 A, DC: 30 V / 10 A)
- 4 – Ultraschall Abstandssensoren HC-SR04: Das Ultraschallmodul misst die Entfernung zu einem Zielobjekt, indem es ein Signal mit einer bestimmten Frequenz (40 kHz) aussendet und den Schall auffängt, der vom Objekt reflektiert wird. Die Entfernung wird über die Laufzeitmessung bestimmt.

Das Modul verfügt über eine Reichweite von 2 bis 400 cm. Ein Sensor hat vier Pins Trigger, Echo, 5V und GND.

5 – Drucktaster: Hat die Funktion Set/Resett und wird als Counter im Programm verwendet.

7 – Notaus-Schalter: Der Notaus-Schalter ist direkt mit dem Motor verbunden und wird im Notfall (wenn gedrückt) den Motor ausschalten. Der Motor bleibt aus, bis der Schalter wieder frei geschaltet wird.

7.3. Funktion des Ultraschallsensors

Das Ultraschallmodul misst die Entfernung zu einem Zielobjekt, indem es ein Signal mit einer bestimmten Frequenz (40 kHz) aussendet und den Schall auffängt, der vom Objekt zurückgeworfen wird (Abb. 39).

Für die Messung der Entfernung wird die folgende einfache Formel benutzt:

$$s = v * t$$

s: Entfernung

v: Schallgeschwindigkeit

t: Zeit

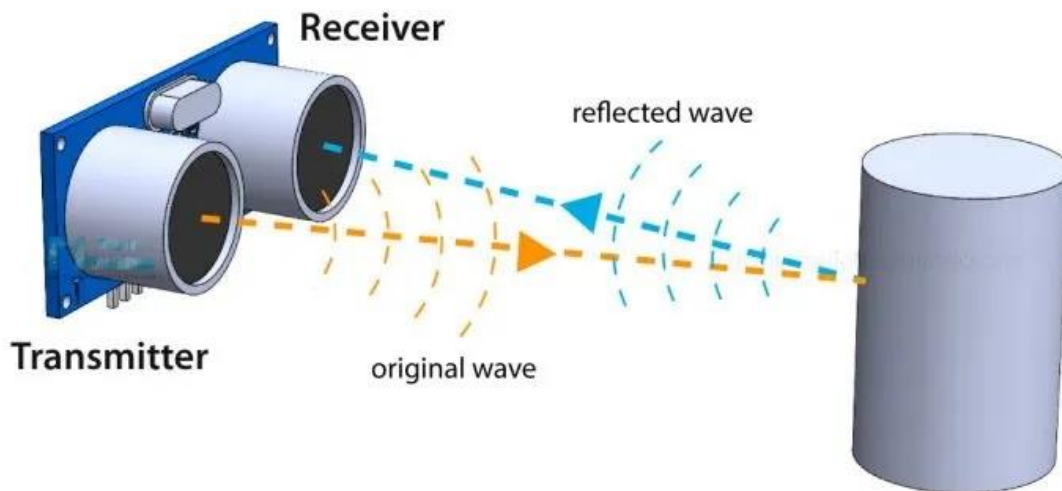


Abbildung 40: Aussenden und Empfangen des Schallsignales bei Ultraschallsensoren [6]

Um das Signal zu generieren soll der Trigger-Pin in HIGH-STATE für 10µs gesetzt werden.

Nachdem das Signal gesendet wurde, wird der Echo Pin sofort und automatisch in HIGH-STATE eingesetzt und wartet auf ein reflektierendes Signal.

Die Wartezeit (die Zeit, in der der Echo-Pin in HIGH-STATE war), welche mit der Funktion „pulseIn()“ gemessen wird, ist die Zeit, die für die Berechnung der Entfernung des Objektes benötigt wird.

Die Geschwindigkeit (Schallgeschwindigkeit) ist bekannt und beträgt 340 m/s oder 0,034 cm/µs.

Es muss jedoch das Ergebnis durch zwei dividiert werden, da das Signal diese Strecke zweimal abfährt (Sendung und Reflektion). Somit ist die Strecke:

$$S = (0,034 / 2) * T = 0,017 * T.$$

Beispiel: Wenn der Echo Pin für 3ms in HIGH-STATE ist, wird die Strecke wie folgt berechnet:

$$S = 0,017 \text{ cm}/\mu\text{s} * 3 \text{ ms} = 51 \text{ cm}.$$

Gibt es kein Objekt gegenüber dem Sensor, wird der Echo Pin automatisch nach 38ms in LOW-STATE gesetzt.

7.4. Schaltungsplan

Zur Visualisierung des Schaltungsplans wird die Software „Fritzing“ verwendet, um diesen auf einer Steckplatine (Testboard) aufzubauen.

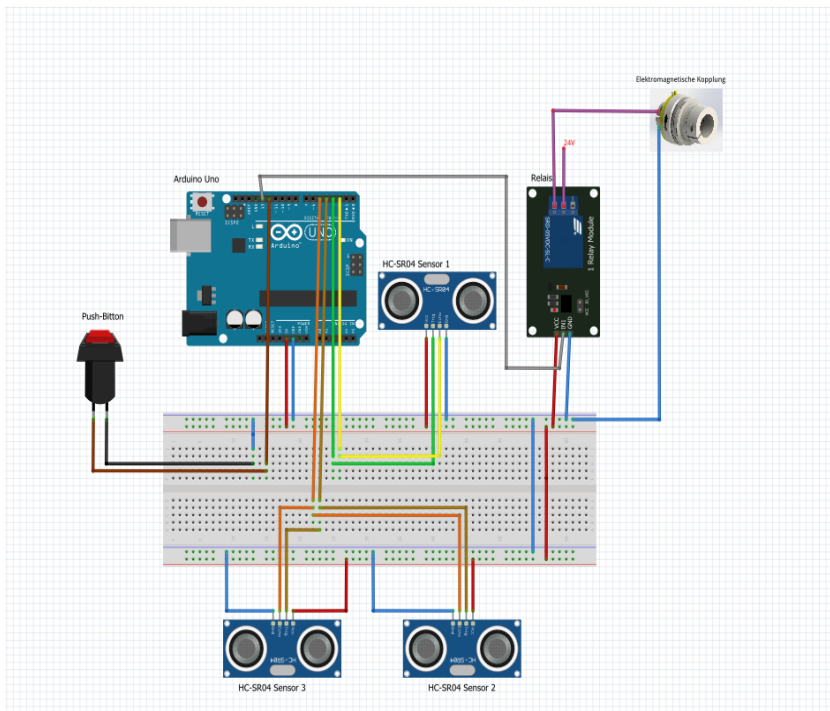


Abbildung 41: Schaltungsplan des Sicherheitssystems (Komponentenübersicht)

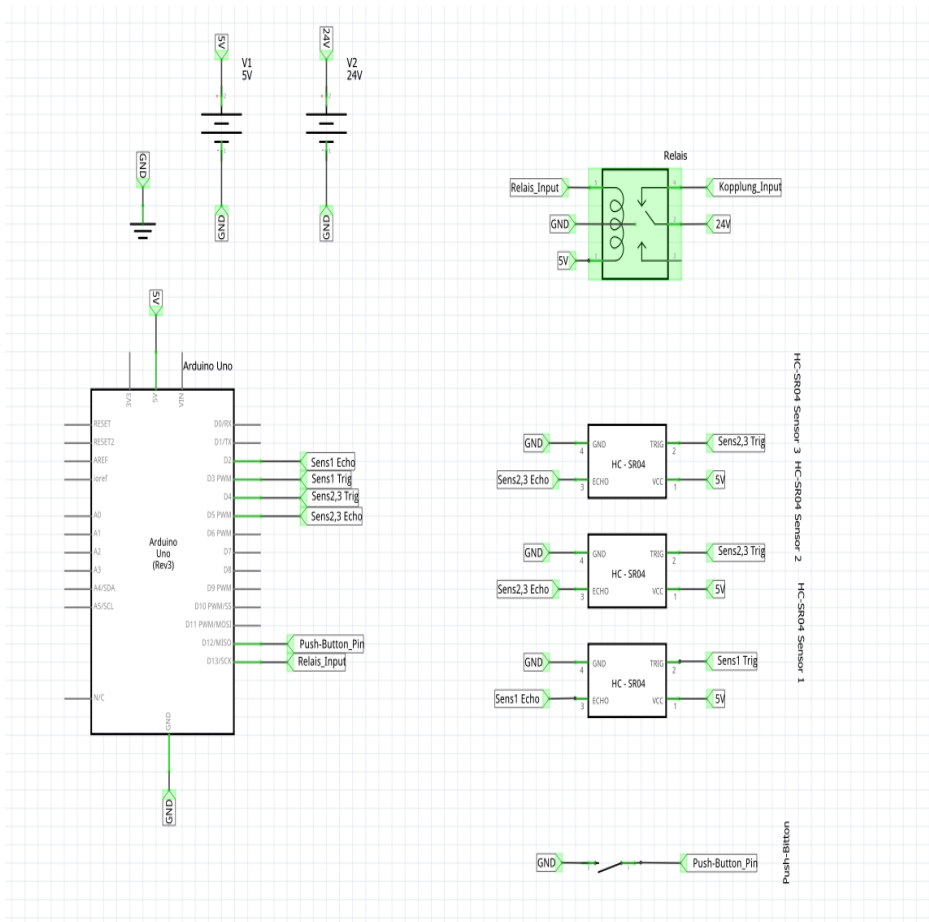


Abbildung 42: Schaltungsplan des Sicherheitssystems (Verbindungsübersicht)

Wie in den beiden Schaltplänen zu sehen ist, wird ein Sensor (HC-SR04 Sensor 1) von zwei Digitalen-Aus/Eingängen betrieben. Der Sensor-Trigger-Pin wird mit dem digitalen Ausgang „D3“ mit Arduino verbunden. Der Sensor-Echo-Pin wird mit dem digitalen Eingang „D2“ verbunden.

Ist an verschiedenen Orten der gleiche Abstand zu messen, so können zwei (oder mehrere) Sensoren durch die gleichen Arduino Pins betrieben werden (wie im Falle der Sensoren HC-SR04 Sensor 2 und 3). Die Trigger-Pins beider Sensoren sind mit dem Arduino-Pin Nr. 4 („D4“) verbunden. Die Echo-Pins sind mit „D5“ verbunden.

Das Relais schaltet die Kopplung ein/aus und wird mit dem digitalen Ausgang „D13“ verbunden. Das Relais hat zwei Ausgänge, NC (Normally Closed) und NO (Normally Open). Die elektromagnetische Kupplung ist mit NC verbunden, so wird sie im Normalfall dauerhaft mit Strom versorgt. Sollte es zu einer Störung kommen, (das Sicherheitsgebiet wurde unterbrochen) wird das Relais den 24V Pin mit NO verbinden und die Kupplung ausschalten.

Die Verteilung der Ultraschall-Sensoren folgt an verschiedenen gefährdeten Stellen der Anlage, wie z.B. im Zahnrad- und Zahnriemenbereich oder allgemein im Anlagentisch Bereich.

Hinweis: Im Anhang A befindet sich der Arduino-Code des Sicherheitssystems.

8. Anlagentisch

Die bestehende Anlage wurde auf einen Tisch mit Hilfe einer durchgebohrten Metallplatte befestigt. Die Bohrungen der Metallplatte sind alle mit Gewinden versehen worden und die Platte ist über 20 mm dick.

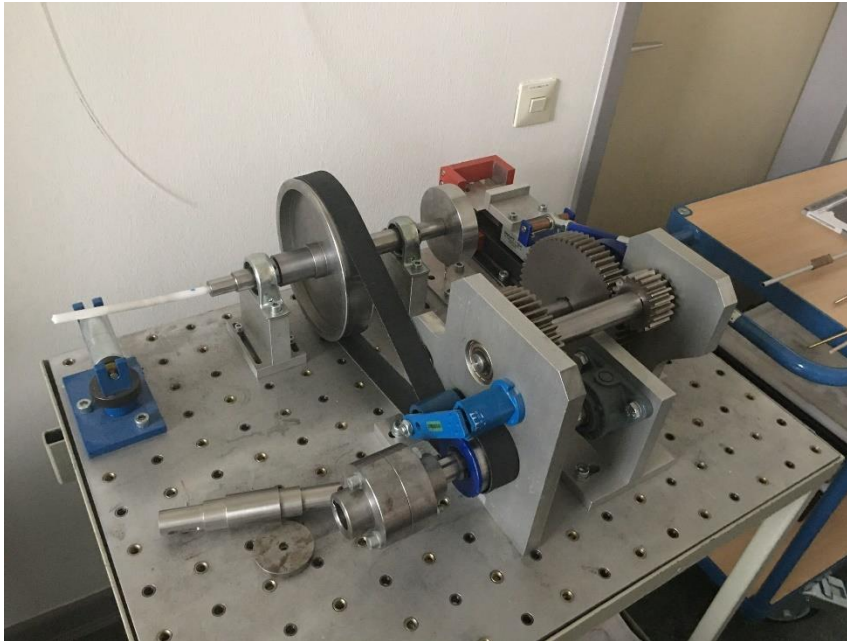


Abbildung 43: Die bestehende Anlage auf dem aktuellen Anlagentisch

Probleme des bestehenden Anlagentisches:

- Sehr schwer
- Lässt sich schwer bewegen
- Hat keine Griffe
- Zu Breit für 600 mm Türen

Anforderungen für die Auswahl des neuen Anlagentisches:

- Aus Aluminium-Profilen (aufgrund des Gewichtes)
- Max. Breite von 600 mm
- Beinhaltet Griffe zur Erleichterung der Bewegung
- Beinhaltet Schwerlastrollen mit Sicherungsfunktion gegen ein mögliches Rollen.
- Ist stabil und hält mind. 100 kg Gewicht aus.

Die Anlage wiegt zwischen 30kg und 60kg. Der Unterschied liegt darin, dass die Bauteile aus verschiedenen Materialien hergestellt wurden (Stahl, Aluminium und Kunststoff). Das Bild (Abb. 44) zeigt die schwerste Seite (Rot) der Anlage (laut SolidWorks „Gesamtgewicht-Analyse“).

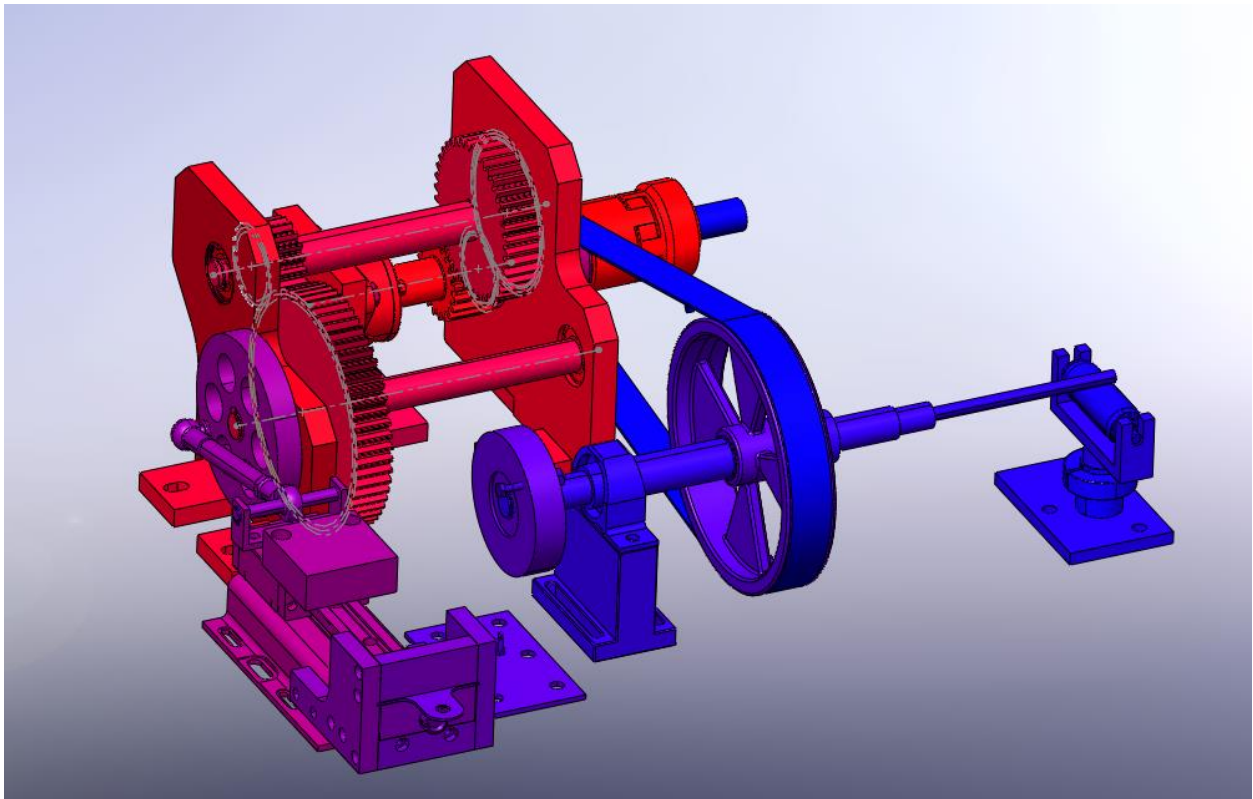


Abbildung 44: Gesamtgewichtsanalyse in SolidWorks.

8.1. Auswahl des Anlagentisches

Für die Auswahl des Tisches wurde die Online-Software „Engineering Tool“ von Item GmbH benutzt, um den Tisch aus Aluminiumprofilen zusammen zu bauen. Die Software bietet eine automatische Verbindung zwischen den Bauteilen für einen schnellen Zusammenbau und eine automatische Erstellung der benötigten Dokumentation. Ein Exemplar dazu befindet sich im Dateianhang.

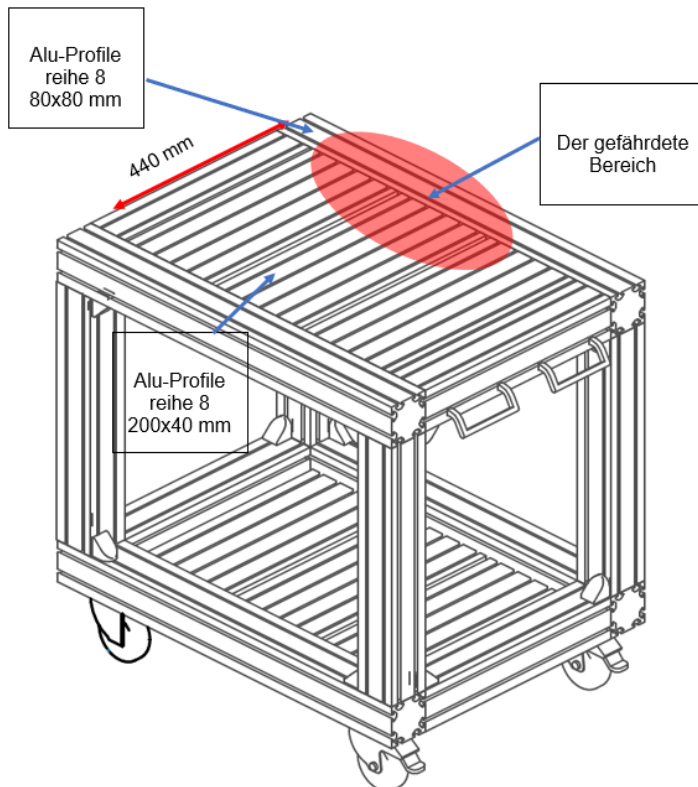


Abbildung 45: Der Anlagentisch aus Aluminiumprofilen über „Engineering Tool“

Um sicherzustellen, dass der Anlagentisch das Gewicht an der gefährdeten Stelle mit den schwächsten Aluminium-Profilen aushalten wird, wurde die Durchbiegung der Profile und die zulässige Spannung ermittelt.

- Die Durchbiegung und zulässige Spannung für das Alu-Profil 8 200x40 [3]:

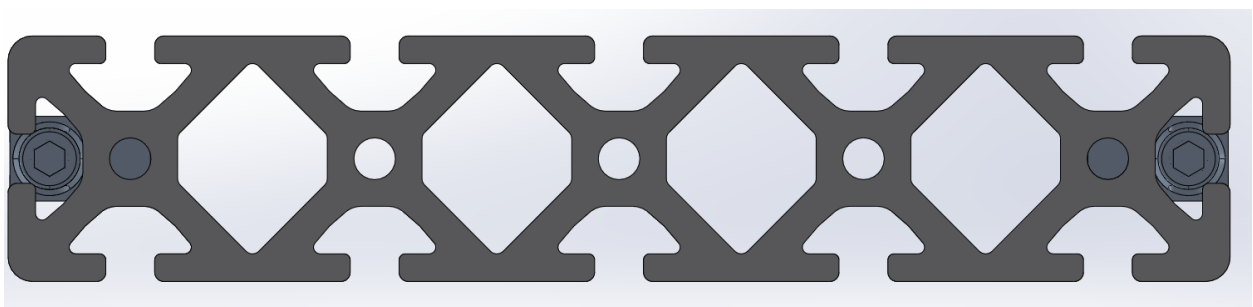


Abbildung 46: Alu-Profil 8 200x40 (Querschnitt)

- Angenommen das Profil besitzt folgende Struktur: Ein Rechteck-Rohr 200x40 mm mit einer Dicke von 4 mm, Material: Standardlegierung EN AW-6063 T6 (AlMg0, 7Si), Elastizitätsmodul $E = 70000 \text{ N/mm}^2$ (siehe Dateianhang „05_Bau_Spannungsnachweis“)
- Die maximale Durchbiegung für 440 mm Länge $f_{\text{grenz}} = \frac{L}{300} = \frac{440}{300} = 1,46 \text{ mm}$
- Die vorhandene Durchbiegung von $f_{\text{vor}} = F \cdot \frac{L}{48 \cdot E \cdot I} = 500 \text{ N} \cdot \frac{440 \text{ mm}}{48 \cdot 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 490330 \text{ mm}^4} = 1,33 \cdot 10^{-7} \text{ mm}$

- Die zulässige Spannung $\sigma_{zul} = 95 \text{ N/mm}^2$

Die vorhandene Spannung für 800 mm Länge $\sigma_{vor} = F \cdot \frac{L}{W} = 500 \text{ N} \cdot \frac{440 \text{ mm}}{24516 \text{ mm}^3} = 8,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

- **Die Durchbiegung und zulässige Spannung für das Alu-Profil 8 80x80 [3]:**

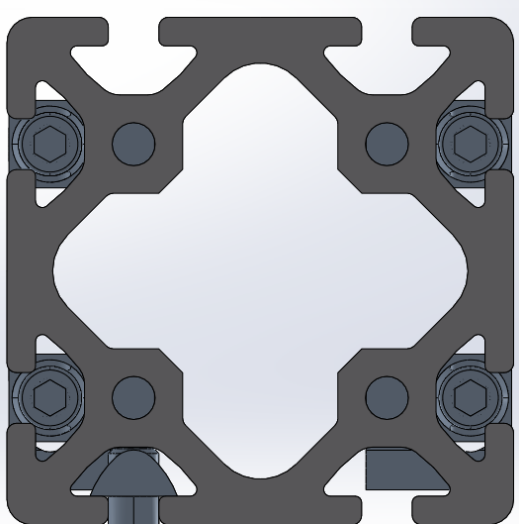


Abbildung 47: Alu-Profil 8 40x40 (Querschnitt)

- Angenommen das Profil ist ein Rechteck-Rohr 80x80 mm mit einer Dicke von 4 mm, Material: Standardlegierung EN AW-6063 T6 (AlMg0, 7Si), Elastizitätsmodul $E = 70000 \text{ N/mm}^2$ (siehe Dateianhang „05_Bau_Spannungsnachweis“)

- Die maximale Durchbiegung für 800 mm Länge $f_{grenz} = \frac{L}{300} = \frac{800}{300} = 2,6 \text{ mm}$

- Die vorhandene Durchbiegung von $f_{vor} = F \cdot \frac{L}{48 \cdot E \cdot I} = 500 \text{ N} \cdot \frac{800 \text{ mm}}{48 \cdot 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1173850 \text{ mm}^4} = 0,065 \text{ mm}$

- Die zulässige Spannung $\sigma_{zul} = 95 \text{ N/mm}^2$

- Die vorhandene Spannung für eine 800 mm Länge

$$\sigma_{vor} = F \cdot \frac{L}{W} = 500 \text{ N} \cdot \frac{800 \text{ mm}}{29346 \text{ mm}^3} = 13,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

8.2. Befestigung und Anpassung

Da der Anlagentisch der bestehenden Anlage schon durchgebohrt ist, sind passende Bohrungen mit Gewinden für die Befestigung vorhanden. Allerdings bieten Aluminium-Profile für die Befestigung der Anlage bestimmte Profilenuten mit Nutensteinen. Das bedeutet, dass manche Bohrungen keine Profilenuten treffen könnten und somit die Position der Anlage neu angepasst werden müsste.

Um keine neuen Bohrungen an den Befestigungsfüßen der bestehenden Anlage anfertigen lassen zu müssen, wird die Anlage auf dem neuen Tisch mit einer kleinen Verschiebung neu positioniert, damit möglichst viele alte Bohrungen der Anlagenfüße die Nuten der Aluminiumprofile treffen. Abbildung 48 zeigt die Positionen der neuen Befestigungen der Anlage. An diesen Nutenstellen der Profile, sollen 20 Nutensteine Typ 8 positioniert werden. Dazu werden Zylinderkopfschrauben und Unterlegscheiben benötigt (siehe Bestellliste im Dateianhang).

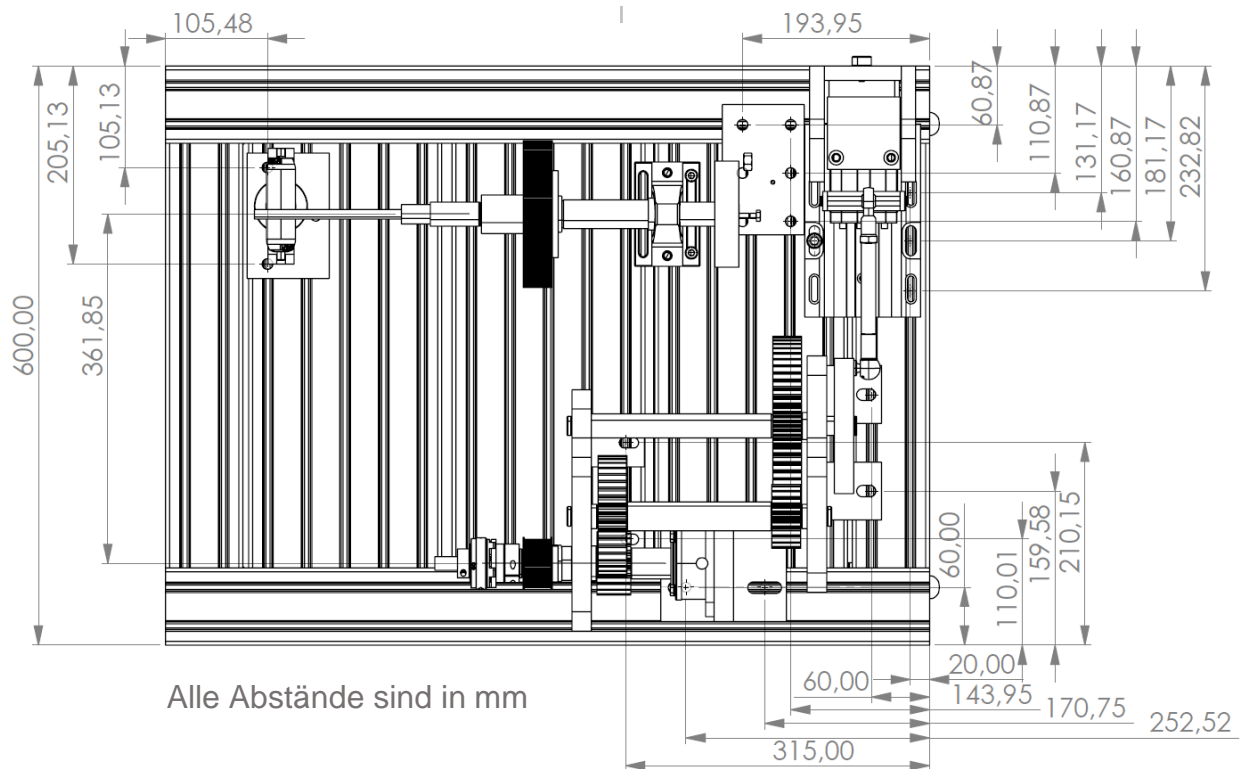


Abbildung 48: Die Positionen der Komponente und deren Befestigungen auf dem Alu-Profil-Anlagentisch

Drei Stellen treffen die Nuten der Profile nicht, deshalb wird an diesen Stellen gebohrt. Dazu werden drei Schrauben mit Muttern und Unterlegscheiben benötigt. Abbildung 49 zeigt die Positionen der Bohrungen, die gebohrt werden müssen.

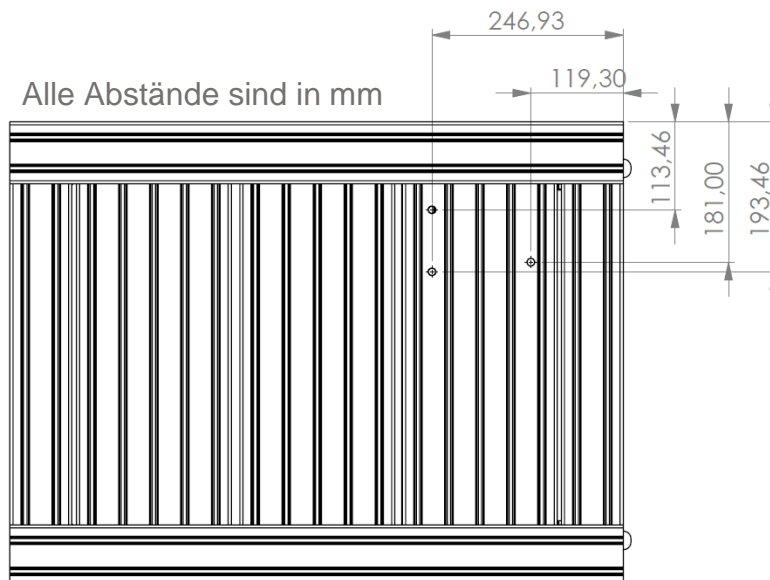


Abbildung 49: Die benötigten drei Bohrungen für Befestigungen ohne Nutensteine

- **Wirtschaftliche Variante:**

Statt die Aluminium-Profile zu benutzen, um einen Anlagentisch zusammenzubauen, wird ein Transportwagen 1000x700 mm (Tischwagen) verwendet. Darauf wird eine Tischplatte aus Aluminium-Profilen Typ 8 120x15 zur Befestigung der Anlage aufgelegt. Die Anlage wird letztendlich darauf positioniert und aufgebaut (Abb. 50).



Abbildung 50: Aluminiumplatte aus Profilen Typ 8 120x15 und Transportwagen

Die Tischplatte besteht aus 2x Alu-Profilen Typ 8 120x15x1080 mm und 9x Alu-Profilen Typ 8 120x15x460 mm (Abb. 51).

Zur Befestigung der Anlage werden ca. 30 Nutensteine Typ 8 benötigt. Abbildung 52 zeigt eine mögliche Befestigungsposition der Anlage.

Hinweis: Bei der Anwendung dieser Variante werden ca. 1500€ gespart und mehr Flexibilität für die Befestigungspositionen gewonnen.

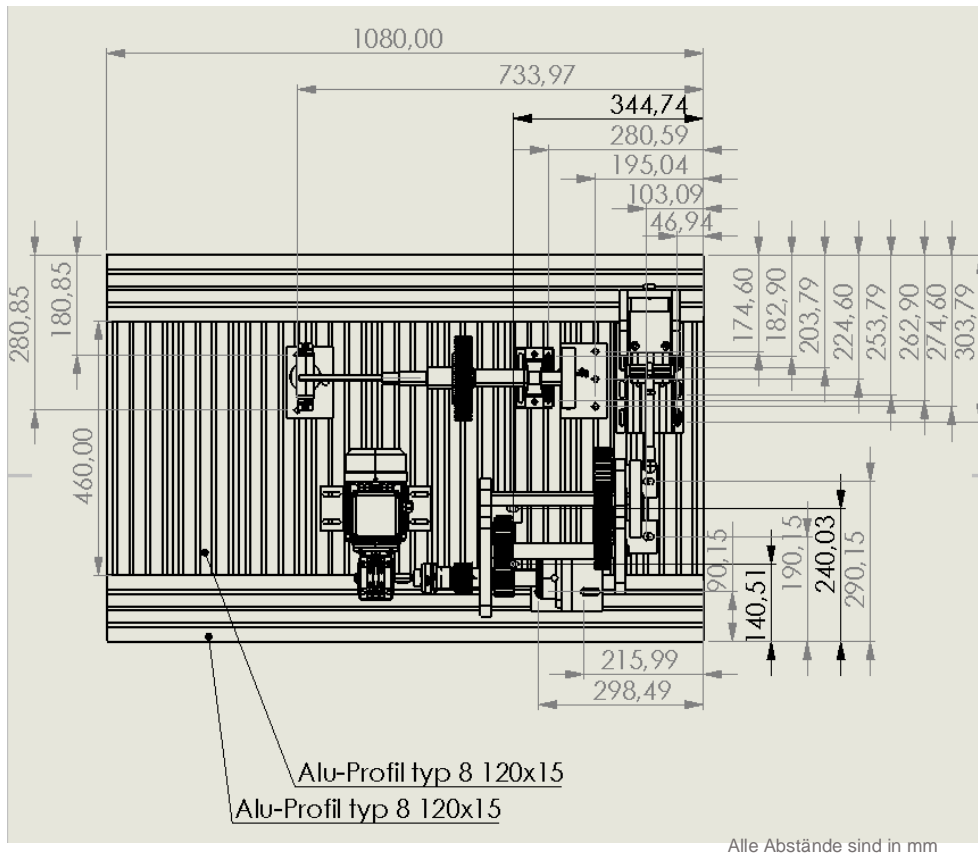


Abbildung 51: Die Befestigungspositionen zwischen der Anlage und der Aluminiumplatte

9. Simulation mit MATLAB

MATLAB ist eine Plattform für Programmierung und numerische Berechnung⁸, wodurch elektronische und mechanische Projekte simuliert und visualisiert werden können.

In diesem Abschnitt wird die bestehende Anlage und ihre Komponenten mit Hilfe von MATLAB und SolidWorks aufgebaut. Diese wird anschließend in MATLAB-Simulink visualisiert und beweglich simuliert. Darüber hinaus wird eine direkte Ansteuerung des 3D-Modells durch MATLAB ermöglicht.

9.1. Solid to Math

MATLAB ist durch „Simscape Multibody“ mit manchen CAD-Systemen wie SolidWorks, PTC-Creo und Inventor kompatibel, wobei „Simscape Multibody“ eine Mehrkörpersimulationsumgebung für dreidimensionale mechanische Systeme wie Roboter, Fahrwerke und Maschinen ist. Bei der Modellierung von Mehrkörpersystemen werden Blöcke, Gelenke und Krafftelemente dargestellt und zu einem schematischen Aufbau zusammengefügt. Dabei können komplette CAD-Baugruppen mit deren Eigenschaften zu einem Simulink-Modell importiert oder auch einzeln im S-Modell erstellt werden.

Für das automatische Exportieren eines 3D-Modells, muss „Simscape Multibody“ von und in MATLAB installiert werden. Im Dateianhang sind sowohl die Anweisungen der Installation für Creo und SolidWorks, als auch die Konfiguration zwischen einem bevorzugtem CAD-System und MATLAB zu finden.

In dieser Arbeit wurden SolidWorks 2018 und MATLAB R2020b für den Zusammenbau und die Simulation der Anlage verwendet. Nachdem „Simscape Multibody“ in SolidWorks installiert und konfiguriert wurde, wurde die Anlage in kleineren Baugruppen zusammengebaut, die letztendlich zusammen in einer Hauptbaugruppe zusammengebaut wurden. Es ist hierbei wichtig, diese Aufteilung durchzuführen, damit das 3D-Modell in Simulink nicht zu unübersichtlich wird und keine zusätzlichen unnötigen Gelenkverbindungen beinhaltet, da beim Importieren des 3D-Modells in MATLAB alle beweglichen Teile des Modells automatisch Gelenkverbindungen bekommen. Manchmal werden zu viele Gelenke automatisch erzeugt, welche zu viel Zeit benötigen, um angepasst zu werden. Die Aufteilung zu kleineren Baugruppen muss von der Art und den Eigenschaften der Bewegung der beteiligten Komponente abhängig sein, damit jede kleine Baugruppe nur eine Gelenkverbindung erhält, welche angesteuert werden kann.

9.2. 3D-Modell in MATLAB importieren

Für das Importieren des 3D-Modells in MATLAB-Simulink bestehen zwei folgende Möglichkeiten.

⁸ MATLAB: <https://de.mathworks.com/products/matlab.html>

9.2.1. Manuelles direktes Importieren

In diesem Abschnitt wird ein mechanisches Simulink-Modell aufgebaut, damit die Anpassung beim automatischen Importieren leichter fällt.

Für ein manuelles Importieren eines 3D-Modells sind folgende Schritte umzusetzen:

1-Neues Simulink-Modell erstellen

2-„World Frame“ hinzufügen: Damit die 3D-Teile eine Referenzposition haben.

Library Browser → Simscape → Multibody → World Frame

3-„Mechanism Configuration“ hinzufügen: Für das Definieren der benutzten Gravitation im Modell. Nach dem Addieren ist die Gravitation mit Doppelklick auf dem Block auf null zu ändern. Multibody → Utilities → Mechanism Configuration

4-„Solver Configuration“ hinzufügen: Für die Kalkulation aller mechanischen Bewegungen und Verbindungen. Hier kann es sein, dass die Consistency tolerance vergrößert oder die Filtering time verkleinert werden müssen. (Diese Änderung wird die Realität des Designs beeinflussen)

Simscape → Utilities → Solver Configuration

5-„File Solid“ hinzufügen: Um ein 3D-Teil bzw. 3D-Modell aufrufen zu können.

Multibody → Body Elements → File Solid

6-„Rigid Transform“ hinzufügen: Für die Orientierung des 3D-Teils und des Gelenkes

Multibody → Frames und Transforms → Rigid Transform

7-„Revolute joint“ hinzufügen für die Rotation eines Teils oder einem anderen Gelenk laut der gewollten Bewegung.

Multibody → joints

Wichtige Hinweise:

1-Simulink-Projekt auf einem anderen PC transportieren:

Bei der manuellen Anwendung von „File Solid“ wird der Pfad der 3D-Datei manuell gesucht. Wichtig ist, dass die 3D-Datei denselben Pfad wie das S-Modell hat. Nachdem die Datei mit „File Solid“ verknüpft wurde, muss der Pfad bis auf den Namen der 3D-Datei gelöscht werden. Dann ist „File Solid“ mit dem Bauteil im selben Ordner verknüpft.

2-Vor dem Öffnen eines automatisch importierten S-Modells, muss die beigefügte Datei „m.File“ geöffnet werden (wird beim automatischen Importieren automatisch erzeugt), damit sich das Workspace des Projektes an dem neuen Pfad orientiert.

3-„File Solid“ öffnet STEP-, SLDPRT-, STL- und andere 3D-Dateien als einzelne Bauteile. Allerdings ist es auch möglich, SolidWorks-Dateien als Baugruppe „SLDASM-Dateien“ (Assembly) durch „File Solid“ ohne, dass „SolidWorks“ auf dem PC installiert ist, zu verwenden.

Anwendungsbeispiel:

Als Beispiel wurden die vorherigen Schritte durchgeführt (Abb. 52). Durch den Block „File Solid“ wurde eine vormontierte Ritzelwelle als „SolidWorks-Assembly-Datei“ und ein Zahnrad zur Verzahnung hinzugefügt (im Dateianhang zu finden).

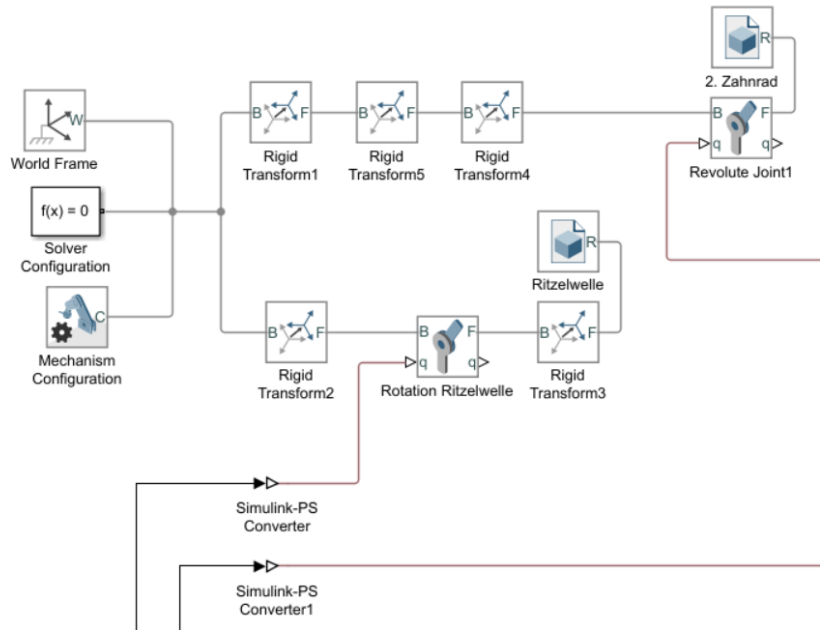


Abbildung 52: Anwendungsbeispiel und die benötigten Elemente eines manuellen Imports eines 3D-Modells in MATLAB/Simulink

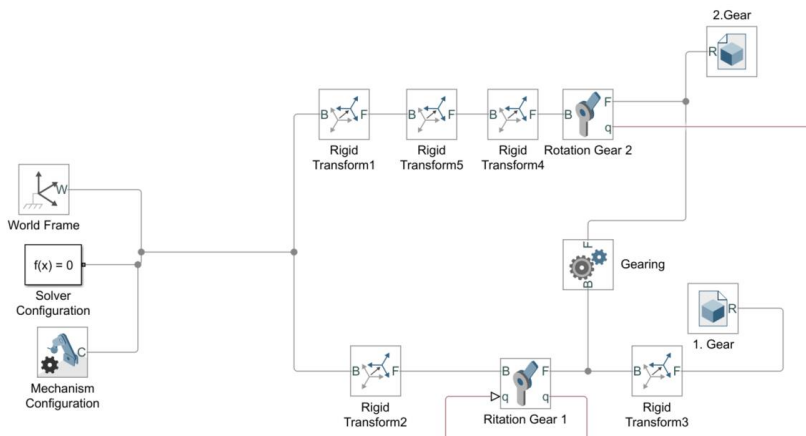


Abbildung 53: Das Anwendungsbeispiel mit der Verzahnung durch das Element „Gearing“

Zusammenbau in Simulink:

Die Elemente im S-Modell werden wie in Abb. 52 zusammen verbunden. Durch „Rigid Transform 1“, „Rigid Transform 5“ und „Rigid Transform 4“ wird das zweite Zahnrad und dessen Rotation „Revolute Joint 1“ gedreht und positioniert (dies ist von der Erstellung des Bauteiles im CAD-System abhängig). Bei der Ritzelwelle positioniert „Rigid Transform2“ die Umdrehachse „z“ des Bauteiles und „Rigid Transform3“ ist für die Positionierung der Welle zuständig, damit sich die Welle auf der richtigen Achse dreht. Tabelle 3 zeigt die Einstellungen der Rigid-Transform-Elemente.

Tabelle 3: Navigationstabelle zur Einstellung der Rigid Transform-Elemente

Element	Properties	Method	Axis	Angle (deg)	Offset (mm)
Rigid Transform 1	Rotation	Standard Axis	+Y	90	-
Rigid Transform 1	Translation	Standard Axis	+Y	-	90
Rigid Transform 5	Rotation	Standard Axis	+Z	5	-
Rigid Transform 4	Translation	Standard Axis	-Z	-	60
Rigid Transform 2	Rotation	Standard Axis	+Y	90	-
Rigid Transform 3	Rotation	Standard Axis	+Y	90	-

Hinweis 1: Da sich die Welle und das zweite Zahnrad auf unterschiedlichen Achsen drehen, werden sie parallel mit dem Welt-Koordinatensystem verbunden.

Hinweis 2: Die Rotation ist immer auf der z-Achse, weswegen zuerst die Gelenke „Revolute joint“ angepasst werden, sodass die rotatorische Bewegung des Bauteils in die gewollte Richtung ausgeübt wird.

Einstellung der Verbindungsgelenke „Revolute joint“ (Gilt für „Rotation Ritzelwelle“ und „Revolute joint 1“): Properties → Z Revolute Primitive (Rz) → Actuation

- Torque → Automatically Computed
- Motion → Provided by Input (der Eingang eines physikalischen Signals)

Für die Winkel- bzw. die Winkelgeschwindigkeitsberechnung muss die Position ausgelesen werden: Properties → Z Revolute Primitive (Rz) → Sensing → Position

Für jeden Eingang eines physikalischen Signals wird ein kontinuierlicher Radialwert und ein „Simulink-PS Converter“ benötigt.

- „Simulink-PS Converter“ einstellen: Parameter → Inputhandling → Zero derivatives

Der Radialwert wird über einen in MATLAB-Simulink simulierten Motor erzeugt. (Siehe Abschnitt 9.3)

9.2.2. Automatisches Importieren

Beim automatischen Importieren eines 3D-Modells in MATLAB-Simulink wird eine xml.Datei, die alle Informationen der Bauteile beinhaltet, benötigt. Um eine xml.Datei erzeugen zu können, muss

„Simscape Multibody“ im CAD-System konfiguriert und aktiviert werden. (Siehe Dateianhang „Matlab_Konfig“)

Die Informationen, die sich in der xml-Datei befinden, sind: Zusammenhänge, Verhältnisse, Bewegungen, Abstände und viele weitere Eigenschaften, die das 3D-Modell definieren.

Die xml-Datei wird vom CAD-System (SolidWorks in dem Fall) automatisch erzeugt und zusammen mit allen dazugehörigen Einzelbauteilen gespeichert. Das automatische Speichern erzeugt 3D-Bauteile als „STEP-“ der „STL-“ Dateien.

Nachdem die xml-Datei und die STEP-Dateien aus SolidWorks erzeugt wurden, wird in MATLAB der Ordner, in dem sich die xml-Datei befindet, geöffnet und in „Command Window“ der Befehl „smimport (‘der Name der Datei‘)“ eingegeben. (Siehe Dateianhang Matlab_Konfig→Beispiel1)

Nach dem Importieren, öffnet sich ein S-Modell mit allen 3D-Bauteilen und Gelenkverbindungen, die genau wie in „SolidWorks“ zusammen verbunden und positioniert sind. Es muss dann eine manuelle Anpassung durchgeführt werden (siehe Abschnitt 9.2.1), nachdem alle beweglichen Bauteile und deren Gelenke ermittelt wurden.

Hinweis: Beim automatischen Import wird automatisch eine m-Datei erstellt. Diese muss parallel mit dem Simulink-Modell geöffnet werden.

Anwendungsbeispiel

Eine symbolische, elektromagnetische Kupplung wurde mit Hilfe von SolidWorks modelliert und zusammengebaut (Abb. 54).

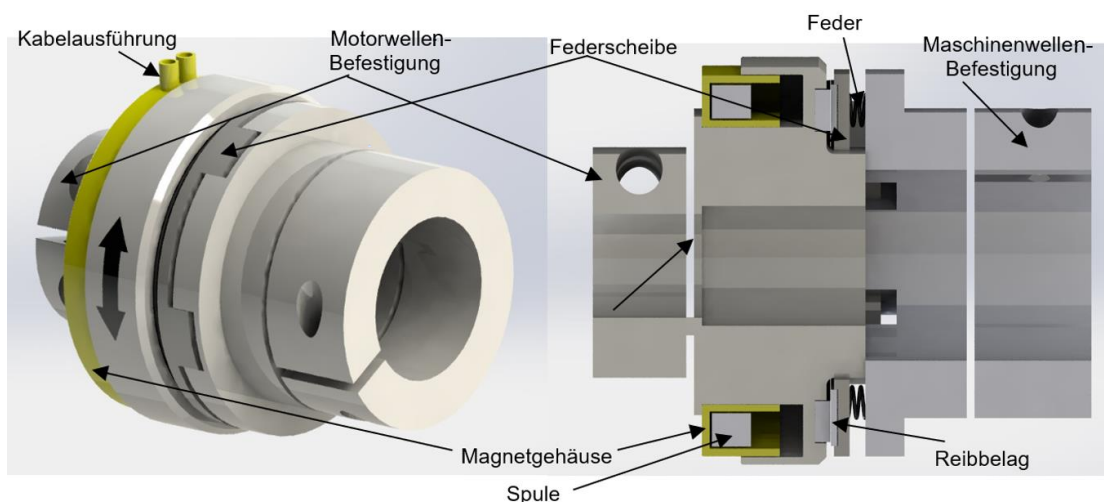


Abbildung 54: Symbolische Darstellung einer elektromagnetischen Kupplung

Wenn die Spule bestromt wird, erzeugt sie ein Magnetfeld. Dieses magnetische Feld wirkt gegen die Federkraft und zieht die Federscheibe zum Befestigungsanteil der Motorwelle. Auf der Federscheibe ist ein Reibbelag befestigt, wodurch das Drehmoment übertragen wird.

Entsprechend zum erklärten Funktionsprinzip der elektromagnetischen Kupplung wurde das 3D-Modell zusammengebaut:

- Die Federscheibe hat eine rotatorische und translatorische Bewegung
- Das Magnetgehäuse ist fest
- Die Motorwellen- und Maschinenwellenbefestigung haben eine rotatorische Bewegung

Das 3D-Modell wurde als xml-Datei exportiert und in MATLAB als Simulink-Modell importiert (Abb. 55). Nachdem die beweglichen Teile und Gelenke ermittelt wurden, wurden zum importierten des S-Modells auch andere Bauteile wie die Ritzelwelle, der Motor und das Zahnrad manuell hinzugefügt.

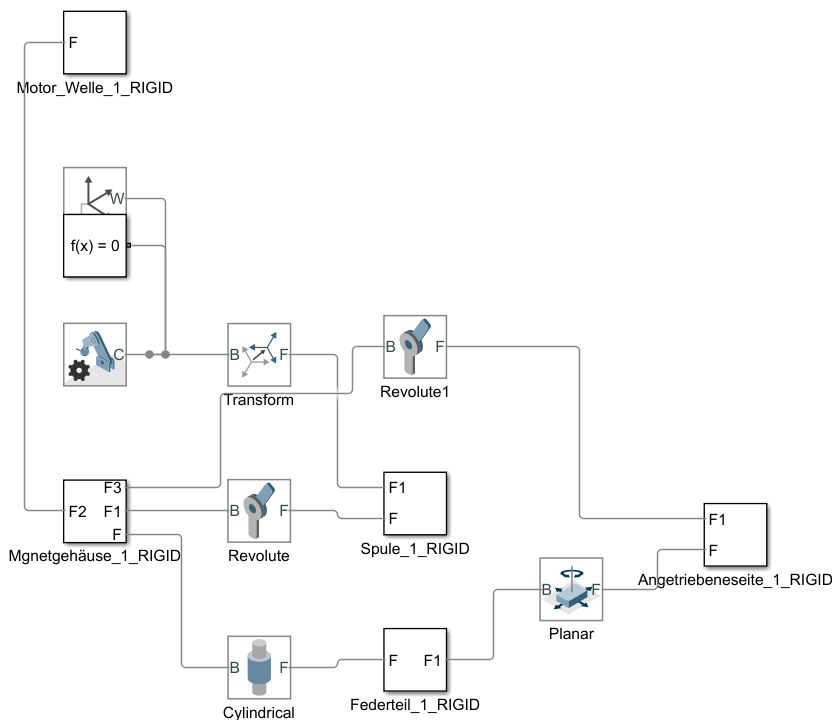


Abbildung 55: Das automatisch importierte 3D-Modell in MATLAB/Simulink

Anschließend wurden die Komponente des Modells angepasst (wie beim manuellen Importieren) und durch „Subsystems“ zusammengepackt. (Abb.57)

Hinweis: wie in Abb. 55 zu sehen ist, gibt es zwei neue Elemente, welche automatisch hinzugefügt wurden.

- Cylindrical: Das Element spricht von einer Kombination von zwei Bewegungsarten. In diesem Fall: Rotation und Translation der Federscheibe (Abb. 56).
- Planer: Das Element ist für die rotatorische und translatorische Bewegung des Bauteiles auf mehreren Achsen gleichzeitig zuständig. Das Hinzufügen dieses Elements ist in dem Fall für die gewollten Bewegungen nicht nötig, da die angetriebene Seite schon mit einem Gelenk „Revolute 1“ verbunden ist und keine translatorische Bewegung besitzt.

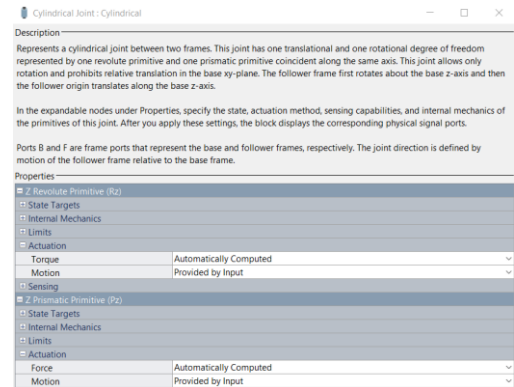


Abbildung 56: Einstellung des „Cylindrical“ Elementes

Hinweis: Automatisch hinzugefügte Gelenke, welche nicht nötig sind, sind zu ignorieren.

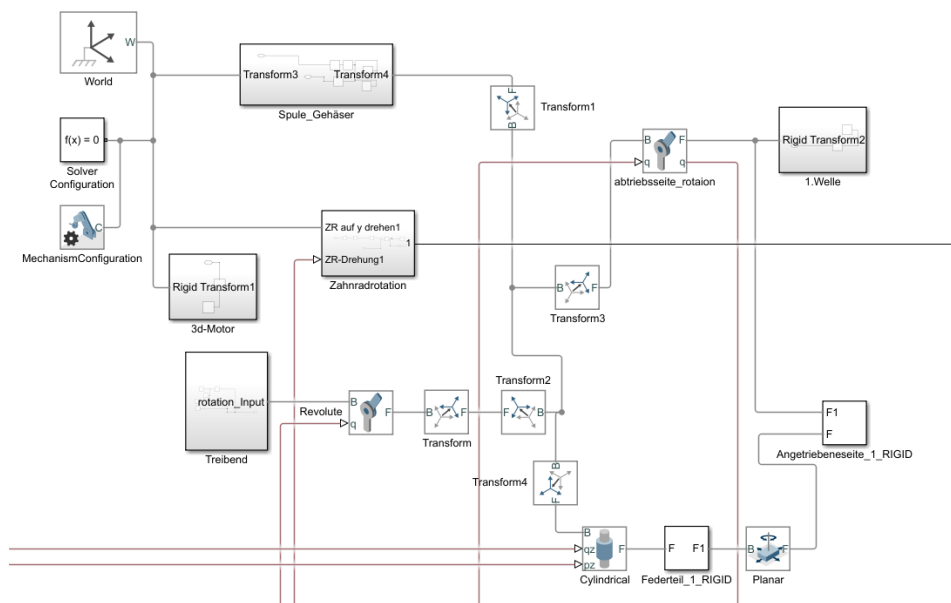


Abbildung 57: Manuelle Anpassung des importierten Modells

9.3. Direkte Ansteuerung und Steuerungselemente

Für die direkte Ansteuerung der beweglichen Teile in einem S-Modell ist folgendes anzupassen (siehe Dateianhang →Matlab_Konfig→direkte Ansteuerung):

- Stop Time auf „inf“ umschreiben. Das bedeutet, dass die Simulationszeit unbegrenzt ist.
- „Simulation pacing“ aktivieren.
- „Consistency tolerance“ im Solver erstmals auf „1e-01“ umsetzen.

Bei beiden Arten des Imports werden Steuerungselemente, Anzeigeelemente und ein simulierter E-Motor benötigt (Abb. 58).

- Steuerelemente: Push Button, switch und Rotary Switch.
- Simulationselemente eines E-Motors: Signal Generator, Counter, Gain, Constant und Devide.
- Dashboard-Elemente: Displays, Gauge

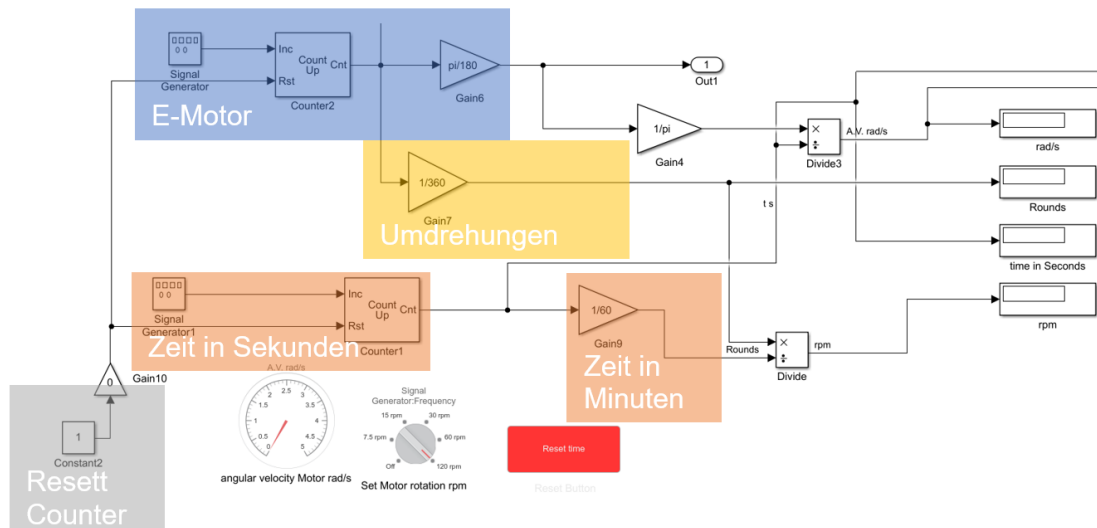


Abbildung 58: In Simulink simulierter E-Motor mit Anzeige- und Steuerelementen

Simulieren eines einfachen E-Motors:

- „Signal Generator“: Generiert ein Signal mit einer Amplitude = 1 und einer Frequenz = 360 Hz. Das Steuerelement „Rotary Switch“ wird mit dem Frequenzwert verknüpft, damit der Wert angesteuert werden kann.
- „Counter2“: Fängt bei null an und zählt bei jeder Amplitude (1 bzw. -1) eine Zahl hoch. Die Amplituden werden vom „Signal Generator“ generiert. Der Zähler wird auf „Either edge“ gesetzt, was bedeutet, dass 720 Signale pro Sekunde ausgesendet werden.
- „Gain6“: Berechnet das Signal in Bogenmaß.

Bei $t=1/720$ s ist der Ausgang des Zählers eine Eins (physikalisch ist ein Winkel $\varphi = 1^\circ$), welche mit $\frac{\pi}{180}$ multipliziert wird \rightarrow der Winkel in Bogenmaß: $\varphi = 0,0174 \text{ rad}$ (der Wert bei „out1“).

Bei $t=2/720$ s ist der Ausgang des Zählers eine Zwei (physikalisch ist ein Winkel $\varphi = 2^\circ$), welche mit $\frac{\pi}{180}$ multipliziert wird \rightarrow der Winkel in Bogenmaß: $\varphi = 0,035 \text{ rad}$ (der Wert bei „out1“). So wird der Wert bei „out1“ nach einer Sekunde ($t=1$ s) 2π . Die Winkelgeschwindigkeit wird mit der Formel $\omega = \frac{\varphi}{t} [\text{rad/s}]$ (Gain4“ und „Divide3“) berechnet, wobei „Signal Generator1“ zusammen mit „Counter1“ die Zeit in Sekunden erzeugen.

Das Signal „out1“ wird mit Hilfe von „Simulink-PS Converter“ zu einer physikalischen Drehung umgewandelt und mit dem Eingang des Gelenks „Revolute“ verbunden, damit das Bauteil sich entsprechend umdreht.

Der „Signal-Generator1“ erzeugt ein Signal mit Amplitude=1 und Frequenz=1. So zählt „Counter1“ pro Sekunde eine Zahl höher. Durch die Division durch 60 (bei „Divide“) wird die Zeit in Minuten angegeben.

„Gain10“ und „Constant2“ sind für das Resetten der beiden Zähler zuständig. „Gain10“ ist mit dem Knopf „Reset Time“ verknüpft und hat dauerhaft den Wert „0“. Mit dem Drücken des Reset-Knopfes, ändert sich der Wert von „Gain10“ zu „1“, sodass der Zähler ein Reset-Signal erhält.

Das Anzeigeelement „Gauge“ ist mit dem Ausgang von „Divide3“ verknüpft und zeigt die Winkelgeschwindigkeit in rad/s an.

Mit demselben Prinzip können die Geschwindigkeiten (rad/s) aller beweglichen Teile angezeigt werden, nachdem die ausgelesene Position (φ in rad) wieder zu einem digitalen Signal (mit Hilfe von „PS-Simulink Converter“) umgewandelt und durch die generierte Zeit (in Sek) dividiert wurde. (Siehe Dateianhang)

Das Element „Rotary switch“ ist mit dem Wert der Frequenz des Signal-Generators gekoppelt. Beim Ändern der Frequenz ändert sich die Umdrehungszahl des Motors pro Minute.

Stehende Probleme:

Problem 1: Der „Rotary Switch“ muss vor dem Abspielen der Simulation auf die höchsten Geschwindigkeit gesetzt werden, da es während der laufenden Simulation nicht möglich war, die Frequenz höher zu setzen, als wie sie zu Beginn der Simulation eingestellt wurde.

Problem 2: Bei der Änderung der Umdrehungszahl des Motors muss der Knopf „Reset Time“ betätigt werden, damit die Zeit resettet wird und so die Kalkulation der Umdrehungen und Winkelgeschwindigkeiten schneller die richtigen Werte erreicht und damit die Anzeigeelemente schneller die richtigen Werte anzeigen.

Simulieren einer symbolischen elektromagnetischen Kupplung

Für die Simulation der Kupplung werden „If-Switches“ (hier „Switch 1“ und „Switch 2“ genannt) benötigt (Abb.59). Außerdem wird ein „Toggel Switch“ für die Aktivierung der Kupplung mit „Multiply“ verknüpft (rot markiert).

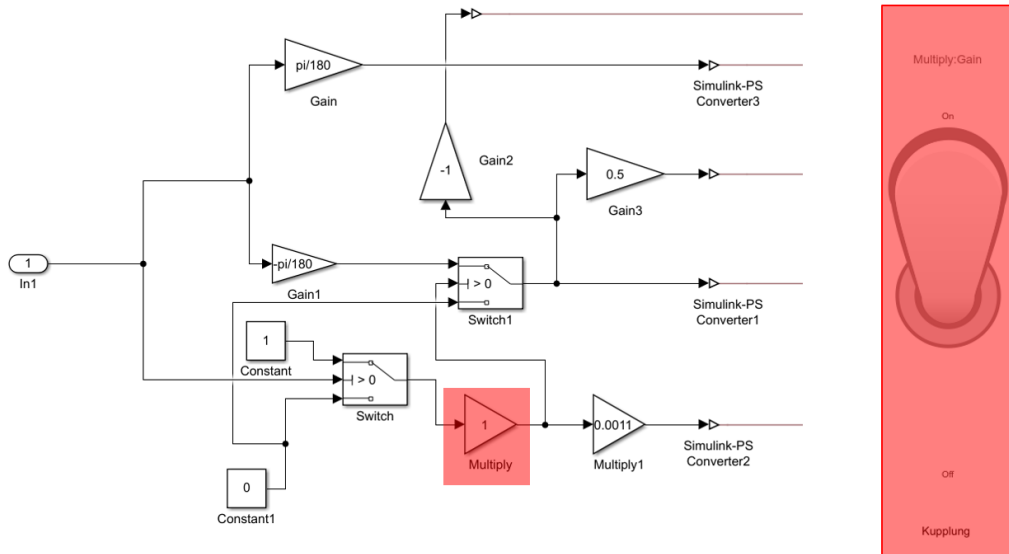


Abbildung 59: Simulation der Bewegung einer elektromagnetischen Kupplung

- „In1“ ist der digitale Ausgang „Out1“ (Abb. 59) des E-Motors (Ohne „Gain6“).
- „Gain“ sendet ein Signal, welches die Motorwelle dreht.
- „Gain1“ sendet ein Signal an „Switch1“, welches zugelassen wird, solange „Multiply“ größer als 0 ist. Das zugelassene Signal entspricht der Rotation der gekuppelten Welle.
- „Gain3“ entspricht der Übersetzung zwischen den Zahnrädern, wobei das Bewegungssignal der ersten Welle mit $i=0,5$ multipliziert wird.
- „Switch“ lässt das Signal „1“ aus „Constant“ zu, solange der E-Motor bzw. „In1“ ein Signal, welches größer als 0 ist, aussendet.
- Wenn „Toggel Switch“ auf „On“ ist, hat „Multiply“ den Wert „1“ und so wird der multiplizierte Wert ($=0,0011$ experimenteller Wert) aus „Multiply1“ nur einmal ausgesendet, um der Federscheibe eine translatorische Bewegung zu geben.
- Wenn „Toggel Switch“ auf „Off“ ist, hat „Multiply“ den Wert „0“. Somit wird der multiplizierte Wert in „Multiply1“ auch „0“ sein. Daraufhin wird die Federscheibe zurückgeschoben und das Signal in „Switch1“ für die Rotation der rotierenden Teile gesperrt.

Um das Modell übersichtlicher zu machen, werden die Elemente des Modells durch das Generieren von „Subsystems“ zusammengepackt. (Abb. 60)

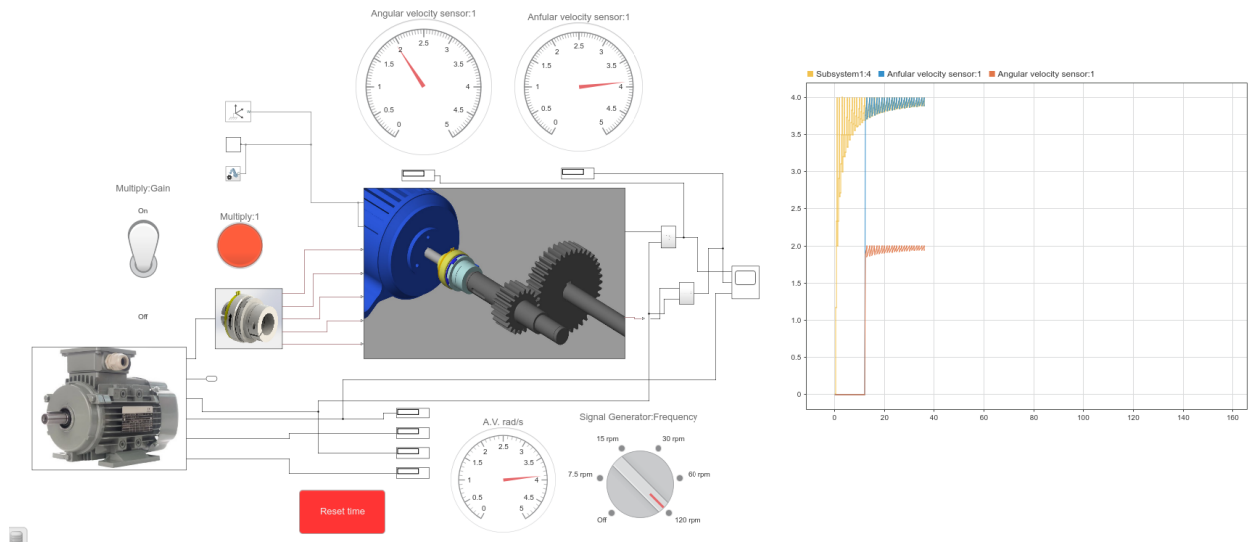


Abbildung 60: Das Simulink-Modell mit Steuer- und Anzeigeelementen

Hinweis 1: Der simulierte E-Motor und die simulierte elektromagnetische Kupplung können kopiert und in weiteren Simulink-Modellen verwendet werden.

Hinweis 2: Im Dateianhang befinden sich weitere Simulink-Modelle, die auf jeden PC verwendbar sind. Dabei muss der Ordner mit all dem Inhalt beigefügt werden. Es gibt in jedem Beispiel eine Kopie des Projekts, die laut MATLAB-Version (2020a oder 2020b) funktionsfähig ist.

Hinweis 3: Eine Simulation der Bewegung der mechanischen Sicherheitskupplung ist im Dateianhang zu finden.

10. Videomaterial der Anlage

Oftmals wird Videomaterial als Erklär-Methode für Unterrichtseinheiten genutzt, da so das Wissen visualisierter und digital vermittelt werden kann. In diesem Kapitel werden die erstellten Videomaterialien der hauptbeweglichen Komponente des Getriebedemonstrators kompakt zusammengefasst.

Mit Hilfe von „PowerPoint“, „Windows-Video Editor“ und „SolidWorks Simulation-Studio“ wurden alle Videos erstellt. Die Erstellung der Videos basiert darauf, dass die einwirkenden Momente und Kräfte auf den Komponenten veranschaulicht werden. Dabei werden die Komponente ermittelt bzw. gestaltet.

10.1. Zusammenfassung des Stirnräder-Videos

Bei der Erstellung des Stirnräder-Videos wurden zuerst die entstehenden Belastungen des NK-Schiebers auf das vierte Zahnrad dargestellt. Anschließend wurde die Übertragung des Torsionsmoments als tangentielle und radiale Kraft an den Zähnen der Zahnräder und die Übersetzung des Getriebes vorgestellt. Zuletzt werden geometrische Informationen und Eigenschaften von Kenngrößen, Geschwindigkeiten und Profilüberdeckungen der Stirnräder präsentiert.

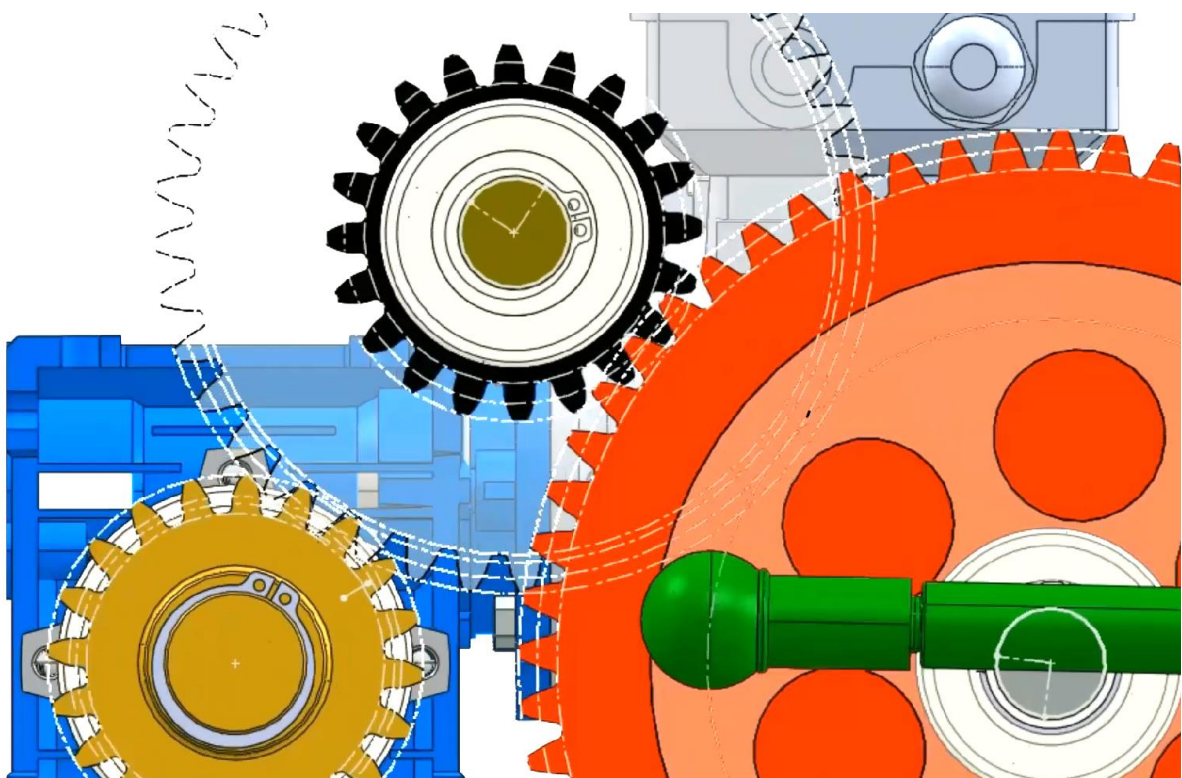


Abbildung 61: Ein Bild aus dem Zahnrädervideo

10.2. Zusammenfassung des Wellen-Videos

Beim Erstellen des Wellenvideos wurde der Anfang des Stirnräder-Videos verwendet, um die auswirkenden Räderkräfte auf den Wellen mit den Lagerkräften und dem Torsionsmoment nachvollziehbar aufzuzeigen. Danach wurde eine Beispielwelle mit den darauf auswirkenden Kräften und Torsionsmomenten isoliert und als Einzelbauteil analysiert.

Nach der Ermittlung der radialen Kräfte der Zahnräder und die Lagerkräfte, wurden die Biegemomente und Biegespannungen dargestellt. Somit konnte die Welle mit einem vereinfachten dynamischen Dauerfestigkeitsnachweis gestaltet werden.

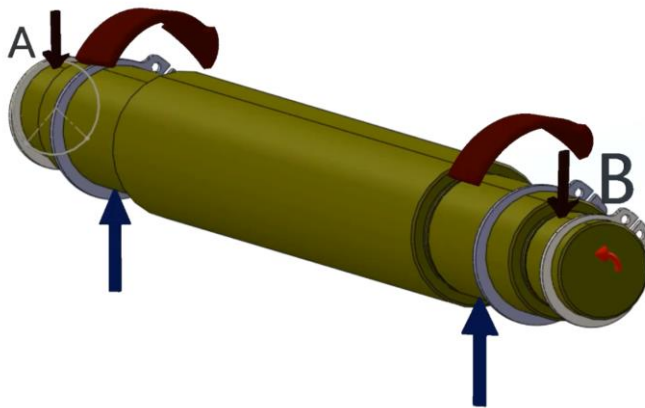


Abbildung 62: Ein Bild aus dem Wellen-Video

10.3. Zusammenfassung des Synchronriemen-Videos

Im Zahnriemenvideo wird zuerst das Zahnradgetriebe des Demonstrators isoliert, danach werden die einzelnen Elemente (Zahnriemenscheiben und Zahnriemen) und deren Größen (Drehzahl, Zähnezahl, Übersetzung, Teilung,...) angezeigt und die zu übertragenden Momente ermittelt. Anschließend wird die endgültige Riemenlänge und der endgültige Wellenabstand ausgerechnet.

Zusätzlich werden die entstehenden tangentialen und radialen Kräfte laut Roloff/Matek analysiert und ermittelt.

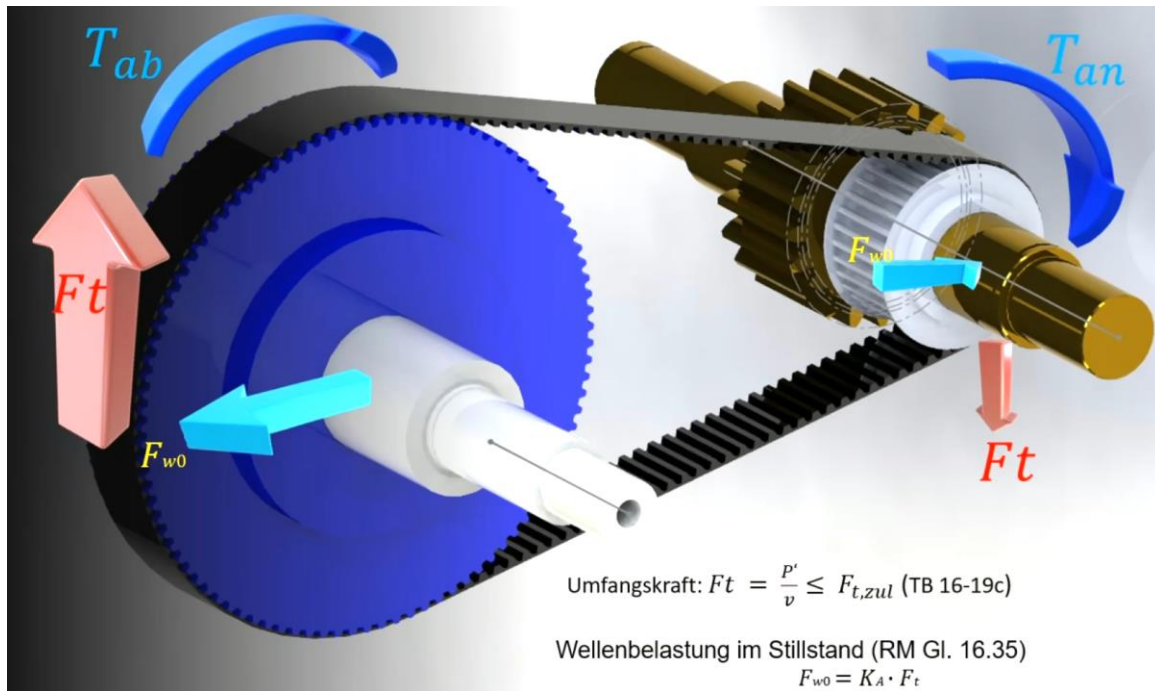


Abbildung 63: Ein Bild aus dem Zahnriemenvideo

11. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war die weitere Entwicklung einer bestehenden Anlage, welche für Unterrichtszwecke in Konstruktionsmodulen verwendet wird. Außerdem sollte ein digitaler Ersatz der Anlage für den digitalen Unterricht erstellt werden.

In Kapitel 2 wurden die äußeren Belastungen der Anlage ermittelt, damit ein Antrieb und eine Kupplung ausgewählt werden können (Kapitel 3) und die Komponente der beweglichen Teile der Anlage gestaltet werden können.

Für die Entwicklung der bestehenden Anlage wurde in Kapitel 4 ein Zahnriemengetriebe ausgewählt, nachdem die Teilkreisdurchmesser der Zahnriemenscheiben und die Zahnriemenlänge berechnet wurden. Für die Befestigung der Zahnriemenscheiben wurden neue Distanzringe konstruiert. Die Auswahl des Zahnriemengetriebes basiert auf der Ermittlung der Belastungen der Schraubenzugfeder.

Das Optimieren des Zahnradgetriebes in Kapitel 5 & 6 geht es um die Ermittlung der neuen Dimensionen des Zahnradgetriebes von Wellen, Stirnrädern und Wälzlagern. Die Berechnungen und Nachweise der neuen Dimensionen dienen dann im Unterricht als rechnerische Beispiele. Hierbei wurden die Extremfälle bzgl. der Kräfte der Zahnräder behandelt und anschließend wurden die neuen Dimensionen der Komponente festgelegt.

Ein Sicherheitskonzept bzgl. Anlagen- und Personensicherheit wurde in Kapitel 7 diskutiert. Dabei wurde die mechanische und elektromagnetische Kupplung verglichen und eine Entwurfsidee mit Hilfe einer elektromagnetischen Kupplung, eines Arduinos und mehrerer Ultraschall-Sensoren konzipiert. Zusätzlich wurde in diesem Kapitel eine mechanische Rastkupplung laut der Berechnung des Torsionsmoments an beiden gekuppelten Seiten ermittelt.

In Kapitel 8 wurden zwei Alternativen des Anlagentisches vorgestellt. Beide Varianten beinhalten Aluminiumprofile, wobei die zweite Variante, aufgrund der Anwendung eines Transportwagens und einer Aluminiumplatte, günstiger ist.

Für die Simulation der Bewegungen der Anlagenkomponente und die Animation der beweglichen Teile, wurde in Kapitel 9 erklärt, wie ein 3D-Modell in MATLAB-Simulink manuell aufgebaut und automatisch importiert werden kann. Dabei wurden zwei Beispiele genannt und ausgeführt. Bei diesen Beispielen, wurde ein Motor und eine elektromagnetische Kupplung symbolisch simuliert und anschließend wurde erklärt, wie diese simulierten Bauteile direkt angesteuert werden können.

Zuletzt wurden drei Lehrvideos über das Zahnradgetriebe, das Zahnriemengetriebe und die Wellen (bzgl. des Getriebedemonstrators) erstellt und in Kapitel 10 über dessen Inhalt berichtet.

12. Quellenverzeichnis

Für alle Berechnungen, Nachweise und Tabellenwerte in dieser Arbeit wurde Roloff/Matek Maschinenelemente, 19. Auflage 2009 benutzt.

1- Antrieb

JS TECHNIK GmbH: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://www.js-technik.de/produkte/getriebe-getriebemotoren/schneckengetriebe-mit-motor/10435/js-cmrv-030-562-4-0-09-kw-93-3-upm-schneckengetriebemotor>

2- Motorwelle

JS TECHNIK GmbH: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://www.js-technik.de/produkte/zubehoer-getriebemotoren/schneckengetriebe-cmrv-serie/4015/js-cmrv-030-ausgangswelle>

3- Durchbiegung von Alu-Profilen berechnen:

smt GmbH: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://www.alupark.com/biegung-a563.htm>

ALU Park Aluminiumtechnik und Zubehör: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://www.smt-montagetechnik.de/produkte/544n.htm>

4- Mechanische Sicherheitskupplung:

Industrie anzeiger: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://industrieanzeiger.industrie.de/technik/sicherheitskupplungen-fuer-den-einsatz-in-der-verpackungsindustrie/>

5- Elektromagnetische Kupplung:

Schaltbare Kupplungen und Bremsen Betriebs- und Wartungsanleitung [pdf]: Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://www.lamb.de/fileadmin/media/legacy/products/LABA-WA-KB-06-04.pdf>

6- How to Mechatronics: Funktion des Ultraschallsensors

Zugriff der Webseite 24.07.2022

<https://howtomechatronics.com/tutorials/arduino/ultrasonic-sensor-hc-sr04/>

7- SKF_Wälzlager [pdf]: Zugriff der Webseite 24.07.2022

https://www.skf.com/binaries/pub41/Images/0901d1968035fe76-Rolling-bearings---17000_1-DE_tcm_41-121486.pdf

8- Mayr Online-Konfigurator: Zugriff der Webseite 24.07.2022

https://partnet.mayr.de/pdm_webapp/configuration/model/188485/type/496.--0.-/size/01

Literaturverzeichnis

1. MATLAB. [Online] <https://de.mathworks.com/products/matlab.html>.

2. **Wittel, Herbert, et al.** *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Würzburg : Stürtz GmbH, 2009. ISBN 978-3-8348-0689-5.

Hinweis: Für alle Berechnungen, Nachweise und Tabellenwerte in dieser Arbeit wurde Roloff/Matek Maschinenelemente, 19. Auflage 2009 benutzt.

- Normungs-, Berechnungs- und Gestaltungsbuch.
- Tabellenbuch.

Anhang A

Arduino-Code des Sicherheitssystem

```

// Pins Nummer und Variablen difinieren
const int trigPin_sen1 = 3;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Trigger_Pin vom Sensor 1 verbunden ist
const int echoPin_sen1= 2;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Echo_Pin vom Sensor 1 verbunden ist
const int trigPin_sen2 = 4;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Trigger_Pin vom Sensor 2 verbunden ist
const int echoPin_sen2= 5;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Echo_Pin vom Sensor 2 verbunden ist
const int PushButton_Pin = 12;   //Definition des Arduino_Pin, mit dem das PushButton_Pin verbunden ist
const int Relay_Pin = 13;        //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Realis verbunden ist
float duration_sen1;             //Float Nummer, speichert die Zeit die der Sensor 1 braucht um das Echo Signal zu empfangen
float duration_sen2;             //Float Nummer, speichert die Zeit die der Sensor 2 braucht um das Echo Signal zu empfangen
float distance_sen1;             //Float Nummer, speichert die Entfernung vom Sensor 1 zum Objekt
float distance_sen2;             //Float Nummer, speichert die Entfernung vom Sensor 2 zum Objekt
int PushButton_Value = 0;        //Speichert Push_Button Wert

void setup() {
  //sunächst werden die Modi der Pins definiert
  pinMode(Relay_Pin, OUTPUT);    // Relais Pin als Ausgang
  pinMode(trigPin_sen1,OUTPUT);  // Trigger-Pin Sensor1 als Ausgang
  pinMode(echoPin_sen1,INPUT);   // Echo-Pin Sensor 1 als Eingang
  pinMode(trigPin_sen2, OUTPUT); // Trigger-Pin Sensor 2 als Ausgang
  pinMode(echoPin_sen2, INPUT);  // Echo-Pin Sensor 2 als Eingang
  pinMode(PushButton_Pin,INPUT_PULLUP); // PushButton-Pin als Eingang
}

void loop() {
  digitalWrite(trigPin_sen1,LOW); // Zustand des Trigger_Pin vom Sensor 1 löschen
  digitalWrite(trigPin_sen2,LOW); // Zustand des Trigger_Pin vom Sensor 2 löschen
  delay(2);
  digitalWrite(trigPin_sen1,HIGH); // Signale vom Sensor 1 senden
  digitalWrite(trigPin_sen2,HIGH); // Signale vom Sensor 2 senden
  delayMicroseconds(10);          // Delay 10us
  digitalWrite(trigPin_sen1,LOW); // aufhören Signale vom Sensor 1 zu senden
  digitalWrite(trigPin_sen2,LOW); // aufhören Signale vom Sensor 2 zu senden

  duration_sen1 = pulseIn(echoPin_sen1,HIGH); // Signale vom Sensor 1 empfangen
  duration_sen2 = pulseIn(echoPin_sen2, HIGH); // Signale vom Sensor 2 empfangen
  distance_sen1 = duration_sen1*0.017;        // berechne die Entfernung vom Sensor 1 zum Objekt (cm)
  distance_sen2 = duration_sen2*0.017;        // berechne die Entfernung vom Sensor 2 zum Objekt (cm)

  if (distance_sen1 < 10 || distance_sen2 < 10) // Eine Bedingung, bei der die Kopplung vom Motor getrennt sein soll
  {
    digitalWrite(Relay_Pin, HIGH);            // Das Relais von Kopplung trennen
    int Counter = 0;                          // Ein Counter
    while (Counter < 1)                       // Das Programm soll in While-Schleife bleiben bis der Knopf gedruckt wird
    {
      PushButton_Value = digitalRead(PushButton_Pin); // PushButton lesen
      if( PushButton_Value == LOW)              // LOW weil die Logik vom Push Button invertiert ist (Wird LOW wenn gedruckt)
        Counter++;                             // Den Counter erhöhen , damit das Programm aus While-Schleife herauskommt
      else
        Counter = 0;
    }
  }
  delay(100);
}

```

Erklärung des Codes:

In diesem Abschnitt wird ein Arduino-Code als Beispiel diskutiert. Allerdings muss allgemein das Sicherheitssystem noch experimentell ausgeführt und getestet werden.

Als Erstes sollen die PINS und Variablen definiert werden:

```
// Pins Nummer und Variablen definieren
const int trigPin_sen1 = 3;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Trigger_Pin vom Sensor 1 verbunden ist
const int echoPin_sen1= 2;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Echo_Pin vom Sensor 1 verbunden ist
const int trigPin_sen2 = 4;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Trigger_Pin vom Sensor 2 verbunden ist
const int echoPin_sen2= 5;      //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Echo_Pin vom Sensor 2 verbunden ist
const int PushButton_Pin = 12;   //Definition des Arduino_Pin, mit dem das PushButton_Pin verbunden ist
const int Relay_Pin = 13;        //Definition des Arduino_Pin, mit dem das Relais verbunden ist
float duration_sen1;             //Float Nummer, speichert die Zeit die der Sensor 1 braucht um das Echo Signal zu empfangen
float duration_sen2;             //Float Nummer, speichert die Zeit die der Sensor 2 braucht um das Echo Signal zu empfangen
float distance_sen1;             //Float Nummer, speichert die Entfernung vom Sensor 1 zum Objekt
float distance_sen2;             //Float Nummer, speichert die Entfernung vom Sensor 2 zum Objekt
int PushButton_Value = 0;        //Speichert Push_Button Wert
```

Hier sind sowohl alle Pins der Komponenten definiert und zu jedem ein Arduino Pin gesetzt, als auch die Variablen die man für die Berechnung benötigt. („duration“ und „distance“ Variablen können auch als long statt float definiert werden).

Im Setup-Bereich (Abb. 43) sollen die Rollen (Eingang oder Ausgang) der Pins eingegeben werden.

Es ist zu erwähnen dass, die Funktion „void Setup“ nur einmal vom Arduino durchgeführt wird.

```
void setup() {
  //zunächst werden die Modi der Pins definiert
  pinMode(Relay_Pin, OUTPUT);      // Relais Pin als Ausgang
  pinMode(trigPin_sen1,OUTPUT);    // Trigger-Pin Sensor1 als Ausgang
  pinMode(echoPin_sen1,INPUT);     // Echo-Pin Sensor 1 als Eingang
  pinMode(trigPin_sen2, OUTPUT);   // Trigger-Pin Sensor 2 als Ausgang
  pinMode(echoPin_sen2, INPUT);    // Echo-Pin Sensor 2 als Eingang
  pinMode(PushButton_Pin,INPUT_PULLUP); // PushButton-Pin als Eingang
}
```

In loop Funktion ist am Anfang sicherzustellen, dass der Zustand die Trigger-Pins der beiden Sensoren frei ist, in dem die PINS LOW gesetzt werden.

```

void loop() {
  digitalWrite(trigPin_sen1,LOW);           // Zustand des Trigger_Pin vom Sensor 1 löschen
  digitalWrite(trigPin_sen2,LOW);         // Zustand des Trigger_Pin vom Sensor 2 löschen
  delay(2);
  digitalWrite(trigPin_sen1,HIGH);        // Signale vom Sensor 1 senden
  digitalWrite(trigPin_sen2,HIGH);        // Signale vom Sensor 2 senden
  delayMicroseconds(10);                  // Delay 10us
  digitalWrite(trigPin_sen1,LOW);        // aufhören Signale vom Sensor 1 zu senden
  digitalWrite(trigPin_sen2,LOW);        // aufhören Signale vom Sensor 2 zu senden

  duration_sen1 = pulseIn(echoPin_sen1,HIGH); // Signale vom Sensor 1 empfangen
  duration_sen2 = pulseIn(echoPin_sen2, HIGH); // Signale vom Sensor 2 empfangen
  distance_sen1 = duration_sen1*0.017;      // berechne die Entfernung vom Sensor 1 zum Objekt (cm)
  distance_sen2 = duration_sen2*0.017;      // berechne die Entfernung vom Sensor 2 zum Objekt (cm)

  if (distance_sen1 <20 || distance_sen2 <30) // Eine Bedingung, bei der die Kopplung vom Motor getrennt sein soll
  {
    digitalWrite(Relay_Pin, HIGH);         // Das Relais von Kopplung trennen
    int Counter = 0;                       // Ein Counter
    while (Counter < 1)                    // Das Programm soll in While-Schleife bleiben bis der Knopf gedrückt wird
    {
      PushButton_Value = digitalRead(PushButton_Pin); // PushButton lesen
      if( PushButton_Value == LOW)          // LOW weil die Logik vom Push Button invertiert ist (Wird LOW wenn gedrückt)
        Counter++;                          // Den Counter erhöhen , damit das Programm aus While-Schleife herauskommt
      else
        Counter = 0;
    }
  }
  delay(100);
}

```

Nach einem Delay von 2ms (kurze Wartezeit) werden Ultraschall-Signale gesendet (Trigger Pins HIGH gesetzt) und nach 10µs ausgeschaltet (LOW gesetzt). Danach werden die reflektierenden Signale mit Hilfe der Funktion `PulseIn()` abgelesen und die Zeit in den Variablen `duration_sen1` & `2` gespeichert. Dann werden die Entfernungen wie Oben beschrieben (Siehe Funktion des Ultraschallsensors) kalkuliert und in den Variablen `distance_sen1` & `2` gespeichert.

In der „if()“ Bedingung wird überprüft, ob die Entfernung zu einem Objekt (oder mehreren Objekten) im sicheren Bereich liegt. Falls nicht (die Bedingung ist TRUE), wird dann das Relais-Pin zu HIGH gesetzt und die Motorwelle von der Kopplung trennen. Das Programm bleibt dann in der While-Schleife solange die Variable Counter weniger als 1 ist bis der Knopf (Drucktaster) gedrückt wird. Durch das Drücken des Knopfes erhöht sich die Variable Counter (nachdem man sichergestellt hat, dass sich nichts gegenüber den Sensoren befindet) und das Programm steigt aus der While-Schleife aus und kommt zum Loop zurück.

Hinweis: Der Code wurde nicht getestet, daher beim Umsetzen des Sicherheitskonzeptes soll die Genauigkeit und die Funktionalität des Codes experimentell überprüft werden.

Tabelle 4: Sicherheitssystem-Bestellliste

Sicherheitssystem_Getriebe-Demonstrator

Artikelbezeichnung	Menge	Preis	Link
Arduino Uno Rev.3	1 stk	23,20 €	https://www.reichelt.de/de/de/arduino-uno-rev-3-dip-variante-atmega328-usb-arduino-uno-dip-p154902.html?PROVID=2788&gclid=EAlaIqobChMI0ZCfp7XS-AIVmo1oCR238wTeEAQYASABEgIObFD_BwE&&r=1
Ultraschallsensor HC-SR04	6 stk	22,80 €	https://www.reichelt.de/entwicklerboards-ultraschall-abstandssensor-hc-sr04-debo-sen-ultra-p161487.html?search=Ultra
RELAIS2 2CH	1 stk	2,80 €	https://www.reichelt.de/entwicklerboards-relais-modul-2-channel-5-v-debo-relais2-2ch-p282568.html?search=Relais+2
Drucktaster	1 stk	0,62 €	https://www.reichelt.de/miniatur-drucktaster-0-5a-24vac-1x-ein-rt-t-113a-rt-p45166.html?&trstct=vrt_pdn&nbc=1
MW RT-65D Schaltnetzteil	1 stk	21,78 €	https://www.reichelt.de/schaltnetzteil-geschlossen-65-w-5-24-12-v-4-1-5-1-a-mw-rt-65d-p147883.html?PROVID=2788&gclid=EAlaIqobChMIqeeRt7jS-AIVx49oCR2H2A5rEAQYASABEgKyhvD_BwE
Idec YW Not-Aus-Schalter	1 stk	35,50 €	https://de.rs-online.com/web/p/not-aus-schalter/2175598?cm_mmc=DE-PLA-DS3A-_-google-_-CSS_DE_DE_Schalter_Whoop-_(DE:Whoop!)+Not-Aus-Schalter-_-2175598&matchtype=&aud-826607885227:pla-340559984793&gclid=EAlaIqobChMIs_SS5LjS-AIVSOR3Ch3BEgATEAQYAyABEgLX-fD_BwE&gclsrc=aw.ds
Gesamt		106,70 €	

Zusätzliche Optionale Varianten der mechanischen Kupplung

- Elektromagnetische Kupplung

Nach (RM TB 13-7) für ein elektromagnetisch betätigte BSD-Lamellenkupplung (Bauform 100) passt die Baugröße 2,5.

- Die elektromagnetische Kupplung von „Kendrion“ mit dem Produktschlüssel (siehe Dateianhang):

14. 105. 08. 1. 1 - 230,14,25

Webseite:

<https://www.kendrion.com/de/produkte/antriebstechnik-kupplungen/intorq-14105>

- **Elektromagnetische Bremse**

Für die Bremse nach (RM TB 13-9) Positionierbremse ROBA-stopp wird die Baugröße „4“ passen.

Webseite:

<https://www.mayr.com/de/produkte/bremsen/wellenmontierte-bremsen/roba-stop-m~55>

- **Federdruckbremse**

Federdruckbremse BFK552 – kompaktes Design von Kendrion (siehe Dateianhang)

Technische Daten			
Größen 08 und 18 auf Anfrage			
Baugröße	08	12	18
Höhe	40mm	43,7mm	55mm
Leistung	50/25 W	80/45 W	150/60 W
Bremsmoment	15Nm	60Nm	180Nm
Schutzart	IP66	IP66	IP66

https://www.kendrion.com/de/produkte/industrialbremsen/federkraftbremsen/intorq-bfk552?gclid=Cj0KCQjwheyUBhD-ARIsAHJNM-PP9CrOkrmP4sHpYVA2A9gcxnwHho4Qdue8dQCpKA9uHskaTDikWqpaAktSEALw_wcB

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Bachelorthesis mit dem Titel: Konstruktion, Entwicklung und Visualisierung eines Getriebe-Demonstrators für Unterrichtszwecke

selbstständig ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen Quellen und Hilfsmittel als die angegebenen benutzt zu haben. Die aus anderen Werken wörtlich entnommenen Stellen oder dem Sinn nach entlehnten Passagen sind durch Quellenangabe kenntlich gemacht.
Hamburg, 28.07.2022