



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Diplomarbeit

Entwicklung eines neuen, innovativen Antriebskonzeptes für Teleskopausleger

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom
Ingenieurs unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig
(Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung)

unter der Betreuung von

Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Decker
(Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Jonathan Reisinger

11702820

(066 445)



20. Januar 2023

Jonathan Reisinger

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

20. Januar 2023



Jonathan Reisinger

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei jenen bedanken, die mich beim Schreiben meiner Arbeit und im Zuge meines Studiums unterstützt haben.

Ein großer Dank geht an Herrn Professor Dr. Kartnig und Herrn Dr. Decker für die fachliche Unterstützung und das konstruktive Feedback, das ich immer sehr zu schätzen gewusst habe.

Auch möchte ich mich bei Herrn Dipl. Ing. Hartl, dem Geschäftsführer der Firma Gear Systems GmbH und bei Herrn Dipl. Ing. Thum von der Firma Palfinger AG bedanken, die mir die Chance gegeben haben, mich sehr eigenständig mit dem Themengebiet zu befassen. So wurde mir ermöglicht neuartige, innovative Ansätze zu verfolgen.

Ebenso gilt mein Dank meinen Kommilitonen Andreas Wallmüller, Michael Fahngruber und Thomas Riedler, die mich während des gesamten Studiums unterstützten, motivierten und immer einen guten Rat für mich hatten.

Abschließend danke ich meiner Familie, die mir das Studium ermöglicht hat und mir stets zur Seite gestanden ist.

Kurzfassung

Im Zuge der aktuell voranschreitenden Elektrifizierung soll nun auch das Auslegersystem von Ladekränen neu gedacht werden. Dabei sind die konventionell hydraulisch betriebenen Teleskopausleger so zu adaptieren, dass sie rein elektrisch angetrieben werden können, um damit den geänderten Anforderungen des Marktes zu entsprechen. Durch diese grundlegende Neukonzeptionierung verspricht man sich ein sehr kompaktes, energieeffizientes System, welches speziell für die (teilweise) Automatisierung/Regelung geeignet ist. So soll darauf Wert gelegt werden, dass die Auslegerposition mittels des neuen Antriebskonzeptes zu jedem Zeitpunkt möglichst exakt ohne weitere Messsensorik bestimmt werden kann.

Aufgrund der speziellen Anforderungen an das System wurde das „Harmonic-Drive“ Getriebe als Entwicklungsgrundlage gewählt. Somit soll bei der zu entwickelnden Lösung speziell der Fokus auf innovative Ansätze gerichtet werden. Diese Ausgangsposition der Entwicklung wurde in Kooperation mit den Firmen Gear Systems GmbH und Palfinger AG definiert, welche bereits einen guten Überblick über das Potential konventioneller Elektrifizierungsansätze besitzen. Daher stellen sie die optimalen Ansprechpartner zu Innovationsmöglichkeiten in dieser Branche dar.

Im Rahmen der Arbeit wurde die Problemstellung in zwei große Bereiche aufgeteilt: Der erste Teil beschäftigt sich mit verschiedenen Getriebekonzepten, um möglichst kompakt eine Vorschubbewegung des Teleskopauslegers zu ermöglichen. Dabei werden, ausgehend vom „Harmonic-Drive“ Getriebe, sieben verschiedene Lösungsansätze aufgezeigt, welche auf Basis einer wellenförmigen Bewegung einen translatorischen Vorschub erzeugen können. Der zweite Teil behandelt diverse Antriebskonzepte, welche rein elektrisch die geforderten Antriebsparameter liefern können. Abschließend werden Kombinationsmöglichkeiten von Antriebs- und Getriebekonzepten gegenübergestellt, um die vielversprechendste Lösungsvariante zu identifizieren.

Im Zuge der Arbeit konnte gezeigt werden, dass ein translatorischer Vorschub durch Eingriffselemente in Wellenbewegung realisiert werden kann. Auch war es möglich, die Verwertbarkeit des entwickelten Antriebssystems nachzuweisen. Dafür wurde eine erste Dimensionierung durchgeführt. Die Lösungskonzepte mussten dabei den hohen Anforderungen des Anwendungsgebietes entsprechen. So konnte letztendlich das Konzept mit dem höchsten Potential identifiziert werden. In dieser Lösungsvariante presst eine „Dreifach“-Nocke separate Bolzen in einer lückenlosen Dreieck-Wellenform auf eine Zahnstange, um einen Vorschub zu generieren.

Abstract

In the course of the currently ongoing electrification, the boom system of loading cranes has to be rethought. The conventional hydraulic telescopic booms must be adapted so that they can be operated purely electrically to meet the market's changing requirements. This fundamental redesign promises a very compact, energy-efficient system, which is especially suitable for (partial) automation/control. Therefore, increased emphasis should be put on the fact that the position of the boom is known at any time. Using the new drive concept, this should be done without further measuring sensors.

Due to the special requirements to the system, the „Harmonic-Drive“ transmission was selected as the basis of the development. Therefore, the solution that has to be developed focuses on innovative approaches. The starting point of the development was defined in cooperation with the companies Gear Systems GmbH and Palfinger AG, which already have a good overview of the potential of conventional electrification approaches. They are therefore the ideal partners for innovation in this industrial sector.

In course of this thesis, the problem was divided into two main parts. The first part investigates different transmission concepts with the goal to find a compact system to drive the telescopic boom. In this process seven different solutions, based on the „Harmonic-Drive“ transmission have been analysed. All of them generate a translatory motion from a wavy input movement. The second part deals with various electric drive concepts, which meet the required parameters of the system. At the end, possible combinations of drive and transmission concepts are compared to identify the most promising solution.

In the course of this paper, it could be shown that a translatory movement can be created by elements in a wave motion. Furthermore, the applicability of the drive concept could be proven. Therefore, the most promising concepts had to meet the high requirements of the application field. In the end, the concept with the highest potential for applicability could be identified. The resulting mechanism consists of „triple“ nocks pressing separate bolts in a gapless triangular waveform on a corresponding rack. In course of that a forward motion is generated.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeine Einleitung in das Themenfeld	1
1.2	Problemstellung und Forschungsfragen	1
1.3	Lösungsansatz	2
1.4	Aufbau und Struktur der Arbeit	3
2	Stand der Technik	4
2.1	Ladekrane	4
2.2	Neuartige Weiterentwicklungen am Markt	5
2.3	Harmonic Drive	6
3	Anforderungen	8
4	Getriebeeinheit	12
4.1	Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform	12
4.2	Rollenkette in Sinus-Wellenform	16
4.3	Separate Bolzen in Sinus-Wellenform	23
4.4	Separate Bolzen in Kreis-Wellenform	26
4.5	Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform	31
4.6	Separate Bolzen in lückenloser Dreieck - Wellenform	34
4.7	Separate Dreiecke in lückenloser Dreieck - Wellenform	36
4.8	Vergleich der Wellenformen	39
4.9	Abwandlungsmöglichkeiten der behandelten Systeme	42
5	Antriebssysteme	43
5.1	Nockenwelle - „Einfach“-Nocke	43
5.2	Nockenwelle - „Doppel“-Nocke	45
5.2.1	Analyse des Kontaktverlustes	47
5.2.2	„Tote“-Winkel	49
5.2.3	Kraft- und Momentenverlauf während des Eingriffs	51
5.3	Nockenwelle - „Dreifach“-Nocke	58
5.4	Kette mit Wellenschablone	59
5.5	Piezoaktuator	62
6	Kombinationsmöglichkeiten	65
6.1	Morphologischer Kasten	65

6.2	Verträglichkeitsmatrix	67
6.3	Auswahlliste	68
6.4	Untersuchte Kombinationsmöglichkeiten	70
6.4.1	Grundlegender Aufbau der Konstruktion/des Berechnungsschemas	70
6.5	Finales System	75
7	Zusammenfassung und Ausblick	77
	Abbildungsverzeichnis	79
	Tabellenverzeichnis	81
	Symbolverzeichnis	82
	Literaturverzeichnis	85
A	Vor-/Nachteile - Wellenformen	87
A.1	Elastisches Eingriffselement - Sinus-Welle	87
A.2	Rollenkette - Sinus-Welle	88
A.3	Separate Bolzen - Sinus-Welle	89
A.4	Separate Bolzen - Kreis-Welle	90
A.5	Separate Bolzen - Dreieck-Welle	91
A.6	Separate Bolzen - Lückenlose Dreieck-Welle	92
A.7	Separate Dreiecke - Lückenlose Dreieck-Welle	93
B	Berechnung Kombinationen	95
B.1	„Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Sinusform	95
B.2	„Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Kreisform	104
B.3	„Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Dreiecksform	113
B.4	„Doppel“-Nocke - Separate Bolzen - lückenlose Dreiecksform	122
B.5	„Dreifach“-Nocke - Separate Bolzen - lückenlose Dreiecksform	132

1. Einleitung

1.1 Allgemeine Einleitung in das Themenfeld

Ziel dieser Arbeit ist es, ein neuartiges Antriebskonzept für Teleskopausleger zu entwickeln. Diese Neukonzeptionierung ist ein Teil der aktuell fortschreitenden Elektrifizierung von Kransystemen, bei der versucht wird, sich stückweise von den konventionellen Lösungen mittels Hydraulik zu lösen. Dadurch verspricht man sich eine Vielzahl an Vorteilen, wie einen energieeffizienten, emissionsfreien, geräuscharmen Betrieb. Weiters wird davon ausgegangen, dass die Anzahl an benötigten Komponenten stark reduziert werden kann, da alle hydraulischen Elemente inklusive Pumpeinheit entfallen. Somit besteht großes Potential, die Wirtschaftlichkeit des gesamten Systems zu verbessern.

Diese Arbeit soll sich im Zuge der Entwicklung speziell mit innovativen Antriebskonzepten, ausgehend vom „Harmonic-Drive“ Getriebe, befassen. So soll vermieden werden, dass man sich auf bekannte, konventionelle Konzepte versteift. Diese Entscheidung wurde in Zusammenarbeit mit den Firmen Gear Systems GmbH und Palfinger AG getroffen. Speziell die Firma Palfinger AG besitzt als Weltmarktführer im Bereich Ladekrane nicht nur einen sehr guten Überblick über den aktuellen Stand der Technik, sondern verfügt auch bereits über ein sehr breites und fundiertes Wissen bezüglich der Einsetzbarkeit bekannter Elektrifizierungsansätze. Das „Harmonic-Drive“ Getriebe wurde als Ausgangspunkt der Entwicklung festgelegt, da seine vielen Vorteile und speziellen Eigenschaften sich perfekt für den Einsatz in Kransystemen zu eignen scheinen (Kap. 2.3). So wird erwartet, dass auf dessen Grundlage ein sehr kompaktes, robustes System ableitbar ist, welches hohe Übersetzungen realisieren kann.

1.2 Problemstellung und Forschungsfragen

Im Rahmen der Arbeit soll die Einsetzbarkeit von wellengetriebenen Antriebssystemen, nach dem Vorbild des „Harmonic-Drive“ Getriebes, bei Teleskopauslegern von Ladekränen analysiert werden. Dabei stellen die hohen Anforderungen des Anwendungsgebietes, wie zum Beispiel der begrenzte Bauraum und die zu übertragenden hohen Kräfte, eine große Hürde bei der Entwicklung des Systems dar.

So sind folgende Forschungsfragen zu klären:

- Kann eine gleichförmige Vorschubbewegung eines starren Elementes durch eine wellenförmige Bewegung eines treibenden Gegenstücks erzeugt werden?

- Welche Wellenform bietet das größte Potential, um die Vorschubbewegung bei Teleskopauslegern in Ladekränen zu generieren?
- Welche Antriebskonzepte bieten sich zum Erzeugen von Wellenformen an und wo liegen die Einschränkungen dieser?
- Kann ein Antriebssystem auf Basis von Wellenbewegungen die hohen Anforderungen des Anwendungsgebietes erfüllen?

1.3 Lösungsansatz

Von dem bekannten Mechanismus („Harmonic-Drive“) ausgehend soll das System in mehreren Innovationsschritten an die Bedingungen im Kranbetrieb angepasst werden. Dabei ist im ersten Schritt das bekannte Prinzip des „Harmonic-Drive“ Getriebes, welches hohe Übersetzungen zwischen zwei Rotationsbewegungen bewirkt, in einen Mechanismus umzulegen, der translatorische Bewegungen hervorruft. Um das Grundprinzip zu erhalten und somit auch die Vorteile des Getriebes weiter nutzen zu können, soll der Mechanismus eine Art abgewickelten „Harmonic-Drive“ darstellen. Dabei würde ein Element eine Wellenbewegung ausführen und im Zuge dessen in ein nicht flexibles Gegenstück eingreifen, um eine Vorschubbewegung zu generieren. Um den Teleskopausleger mit dem zu entwickelnden Antriebskonzept möglichst kompakt betreiben zu können, soll das System direkt am Ausleger verbaut werden. Der treibende Teil müsste dabei im Überdeckungsbereich des jeweils äußeren Ausschubsegmentes befestigt werden (Abb. 1.1). Am inneren Ausschubsegment soll das getriebene Gegenstück des Mechanismus so verbaut werden, dass es zwischen den beiden Segmenten Platz findet.

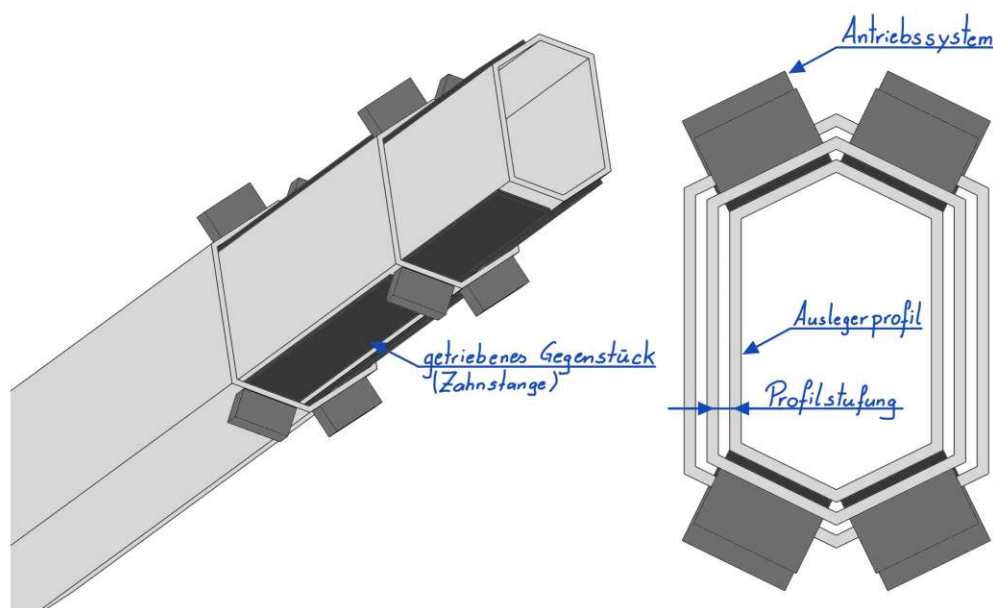


Abbildung 1.1: Prinzipskizze des neuen Antriebskonzeptes

1.4 Aufbau und Struktur der Arbeit

Bevor mit der Entwicklung begonnen werden konnte, waren die zu erfüllenden Anforderungen festzulegen. Diese wurden auf Basis einer Literaturrecherche (Kap. 2) und in Kooperation mit Technikern der Firma Palfinger AG erarbeitet. Bei der Analyse des Standes der Technik wurden speziell die Anforderungen an konventionelle Ladekransysteme und die neuesten Entwicklungstrends am Markt behandelt. In Zusammenarbeit mit den Ansprechpartnern der Firma Palfinger konnten anschließend unsichere Parameter qualitativ abgeschätzt werden, um eine möglichst fundierte vollständige Anforderungsliste zu formulieren (Kap. 3).

Auf Basis der nun bekannten Anforderungen konnte die Entwicklung gestartet werden. Bei näherer Betrachtung des zu entwickelnden Antriebskonzeptes wurde rasch klar, dass es in zwei Teilbereiche unterteilt werden kann, welche zu großen Teilen unabhängig voneinander gewählt und konzipiert werden können. So wird im Folgenden zuerst nur der Teilbereich der Getriebeeinheit (Kap. 4) und anschließend erst das Antriebssystem (Kap. 5) behandelt. Die Getriebeeinheit soll aus einer Wellenbewegung einen translatorischen Vorschub generieren. Im Zuge der Entwicklung des Antriebssystems sollen Aktuatoren, manchmal gepaart mit Mechanismen, behandelt werden, welche die benötigte Wellenform erzeugen können.

Nachdem beide Teile des Antriebskonzeptes separat voneinander erarbeitet und analysiert wurden, konnten diese zusammengeführt werden. Durch die Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten musste auf Morphologischen Kästen, Verträglichkeitsmatrix und Auswahlliste zurückgegriffen werden, um die vielversprechendsten Varianten zu identifizieren. Diese Lösungsvarianten sind anschließend näher zu konkretisieren und zu analysieren, um das bestmögliche System bestimmen zu können. Aus dieser finalen Untersuchung kann dann anschließend einerseits festgestellt werden, ob Systeme dieser Art überhaupt zum Einsatz in Ladekränen geeignet sind und wenn ja, welches dafür am vielversprechendsten ist.

2. Stand der Technik

Bevor mit der Neukonzeptionierung/Entwicklung begonnen werden kann, muss sich ein möglichst detailliertes Bild über den aktuellen Industriestandard gemacht werden. Dabei wurden im Zuge dieser Arbeit zuerst konventionelle Ladekrane analysiert (Kap. 2.1). Die Ergebnisse dieser Recherche dienen im Weiteren dazu, die Anforderungsliste des neuen Konzeptes möglichst quantitativ fundiert zu erarbeiten. Weiters wurden anschließend noch die momentanen Entwicklungen am Markt analysiert, um mögliche Trends zu berücksichtigen (Kap. 2.2). Dies soll dazu dienen, dass die Entwicklung nicht bei Fertigstellung bereits den neusten Strömungen hinterher hinkt. Abschließend wurde noch das Wirkprinzip des „Harmonic-Drive“ Getriebes analysiert (Kap. 2.3). Dieses soll die Grundlage der Entwicklung darstellen. Dafür ist es wichtig von Beginn an ein gutes Verständnis über dessen Funktion und Eigenschaften zu besitzen.

2.1 Ladekrane

Ladekrane sind Kransysteme die zum Be- und Entladen von Fahrzeugen herangezogen werden [1]. Diese kommen in den Branchen Bauwirtschaft, Land- und Forstwirtschaft, Transport und Logistik, Industrie, Infrastruktur und Entsorgungswirtschaft zum Einsatz [2].

Grundsätzlich bestehen sie aus einer Säule, die im Kransockel Drehbewegungen ausführt und einem Auslegersystem, welches am oberen Ende der Säule befestigt ist [1]. Das Auslegersystem wird meist als Knick-Teleskop-Ausleger ausgeführt, welcher mittels Hydraulik betrieben werden kann (Abb. 2.1). Dabei ist der Ladekran möglichst schmal zu halten, da so der nutzbare Platz der Ladefläche möglichst groß bleibt. So sind die möglichen Abmaße des größten Schubstückprofils inklusive der oft außen liegenden Antriebssysteme begrenzt. Die Stufung der einzelnen Profile wird möglichst klein gehalten, um eine hohe Tragfähigkeit auch der inneren Elemente zu ermöglichen. Lediglich die Gleitlagerpakete werden zwischen den Profilen angeordnet, sodass sich die auftretende Reibung während des Ausschubes reduziert. Die Antriebszylinder der Teleskopeinheit befinden sich versetzt oberhalb des Auslegers, dabei werden die beiden Enden an auskragenden Hebelarmen fixiert. Der Zylinderkopf ist dabei mit der Stirnseite des bewegenden Profilstückes verbunden. So ergänzen sich Zylinder und Ausleger zu einem möglichst dichten Paket. Die Hydraulikzylinder sind über außenliegende Verrohrung miteinander verbunden, wobei Folgeventile den richtigen Bewegungsablauf sicherstellen. Beim Ausfahren des Auslegers werden so die einzelnen Hydraulikzylinder nacheinander betätigt, um diese die entsprechende Hubhöhe nach vorne zu schieben. [3]



Abbildung 2.1: Straßenfahrzeug mit Ladekran [4]

Um einen Überblick über den aktuellen Industriestandard zu erhalten, kann die Produkttabelle der Firma Palfinger AG herangezogen werden. Diese ist Weltmarktführer im Bereich Ladekrane [2]. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass die dort erhältlichen Produktkonfigurationen sehr gut den gesamten Markt repräsentieren. Ein Beispiel eines solchen Kranes ist der PK 200002 L SH. Dieser ist der aktuell größte und robusteste Ladekran der Produkttabelle von Palfinger. Er hält Belastungen bis 40000 kg (392,4 kN) Hubkraft stand und ist in der Lage bis zu 47,9 m zu überbrücken [5]. Ein Stellvertreter eines durchschnittlichen Ladkranes ist das Modell PK 18502 SH. Dieser dient im Folgenden als Entwicklungsgrundlage (Kap. 3), da so nur moderate Anforderungen vom Konzept erfüllt werden müssen. Der Kran liefert eine maximale Hubkraft von bis zu 6200 kg (60,8 kN) und kann Reichweiten bis zu 25,1 m überbrücken [4].

2.2 Neuartige Weiterentwicklungen am Markt

Die neuesten Entwicklungen am Markt können Auskunft geben über generelle Trends und Kundenwünsche. Diese sind daher bei weiteren Entwicklungen zu berücksichtigen.

SMART CONTROL Smart Control ist ein neues Steuerkonzept der Firma Palfinger. Durch dieses kann mittels eines einzigen Steuerbefehls die Kranspitze rein

horizontal oder vertikal bewegt werden. Bisherige Lösungen benötigten für vergleichbare Bewegungsabläufe immer mehrere Steuerbefehle, da jeder Aktuator einzeln anzusteuern war. Somit kann nun der Kranführer schneller und präziser arbeiten, wodurch mehr Hebevorgänge pro Tag erledigt werden können. Weiters sind durch die bessere Bedienerfreundlichkeit komplexe Hebeaufgaben einfacher lösbar. So kann das Risiko von Schäden sowohl am Kran als auch an der Last reduziert werden. [6]

eDrive Das Antriebskonzept eDrive der Firma Palfinger ist eine (teilweise) Elektrifizierung des Auslegers. Bei dieser wurde das konventionelle Antriebskonzept durch ein intelligentes Li-Ionen Batteriesystem erweitert. Dadurch kann der Kran nun betrieben werden, ohne dass der Motor des Fahrzeuges läuft, da die Hydraulikeinheit von der Batterie mit Energie versorgt wird. Somit ist der Betrieb energieeffizient, emissionsfrei und geräuscharm durchführbar. Dieses Antriebskonzept ist so für Wohngewandenen oder Innenräume geeignet. Weiters können die Betriebsstunden des Fahrzeuges stark reduziert werden, da der Motor während des stationären Betriebes nicht benötigt wird. So wird nur dann Energie verbraucht, wenn der Kran in Bewegung ist. Das Batteriesystem kann während der Fahrt geladen werden, bietet aber auch die Möglichkeit, sich über das Stromnetz oder mit einem integrierten Generator mithilfe des Fahrzeugmotors mit Energie zu versorgen. [7]

2.3 Harmonic Drive

Das „Harmonic-Drive“ Getriebe wurde von Beginn an als Ausgangspunkt der Entwicklung festgelegt. Der Hauptgrund dafür ist, dass dieses die optimalen Voraussetzungen für das vorgegebene Einsatzgebiet bietet.

Es ermöglicht hohe Übersetzungen bei einem sehr kompakten Bauraumbedarf. Weiters weist es eine hohe Steifigkeit auf, wodurch eine exakte Positionierbarkeit erreicht werden kann. Der einzige Nachteil des Systems liegt darin, dass dessen Wirkungsgrad verhältnismäßig niedrig ist.[8]

Prinzipiell besteht das „Harmonic-Drive“ Getriebe aus drei Hauptkomponenten - dem „Circular Spline“, dem „Flexspline“ und dem „Wave Generator“ (Abb. 2.2). Der „Circular Spline“ ist ein Ring, der eine starre Innenverzahnung besitzt und direkt mit dem Gehäuse verbunden ist. Es stellt das Gegenstück zum „Flexspline“ dar. Der „Flexspline“ ist eine elastische Büchse mit einer Außenverzahnung. Diese wird im Zuge des Eingriffes durch den „Wave Generator“ verformt und dabei in die Innenverzahnung des „Circular Splines“ gedrückt. Der „Wave Generator“ ist ein elliptisches Element. Durch dessen Rotation verformt er den „Flexspline“ in der gewünschten Wellenform. Während des Betriebes wird der „Wave Generator“ mit der Antriebsseite verbunden, während der „Flexspline“ die Abtriebsseite antreibt. [8]

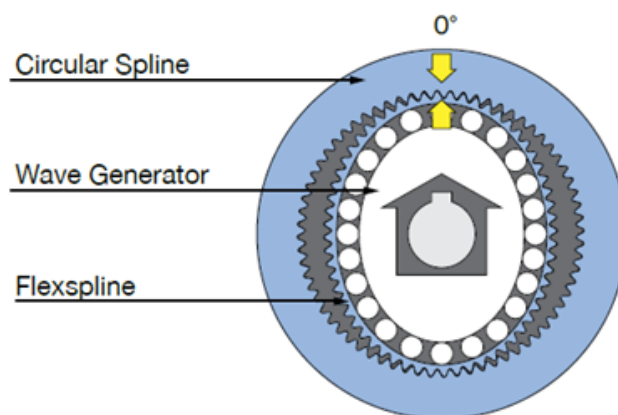


Abbildung 2.2: Harmonic Drive [9]

Anzumerken ist nun, dass das „Harmonic-Drive“ Getriebe nur Übersetzungen zwischen zwei rotatorischen Bewegungen ermöglicht. Für das zu entwickelnde System wäre es jedoch von großem Vorteil, wenn in einer Getriebestufe die Übersetzung direkt in eine translatorische Bewegung übergeführt werden könnte. Daher müssen auf Basis dieses Konzeptes im Folgenden Modifikationen vorgenommen werden, um die vorteilhaften Eigenschaften des Systems zu erhalten und gleichzeitig die weiteren Anforderungen des Ladekrans zu erfüllen.

3. Anforderungen

Aus dem aktuellen Stand der Technik (Kap. 2) können nun Anforderungen an das zu entwickelnde System abgeleitet werden. Beim Definieren der Anforderungen müssen oft zu Beginn einige Werte qualitativ abgeschätzt werden, da der aktuelle Projektstatus keine exaktere Definition dieser Parameter zulässt. Von großem Vorteil war es daher, dass im Zuge dieser Arbeit diese Größen in Absprache mit Technikern der Firma Palfinger AG erarbeitet werden konnten. Diese unterstützten mit Ihrem praxisnahen Fachwissen die Definition unsicherer Parameter.

Elektrifizierung Das zu entwickelnde Konzept soll rein elektrisch betrieben werden können. Dies ist somit die erste Anforderung an das zu entwickelnde System. Aufgrund der neuen Weiterentwicklungen am Markt kann gezeigt werden, dass eine vollständige Elektrifizierung des Auslegers sich zwar noch nicht durchsetzen konnte, jedoch bereits die ersten Schritt in diese Richtung unternommen wurden (eDrive). Das kann darauf zurückgeführt werden, dass sich aus der Entwicklung eine Vielzahl an Vorteilen erhofft werden.

Dadurch könnten nicht nur die positiven Eigenschaften des eDrives, wie der emissionsfreie, ruhige Betrieb umgesetzt werden, sondern es wären auch noch weitere Ziele erreichbar. Es ist denkbar die Effizienz des Gesamtsystems erheblich zu steigern, da die elektrische Energie nicht zuerst in hydraulischen Druck umgewandelt werden muss, sondern direkt als mechanische Energie wirken würde.

Weiters könnte ein elektrisches System während eines Hubes alle Ausschubsegmente gleichzeitig bewegen. So ist es möglich, die Abnutzung besser auf die Komponenten zu verteilen. Bei konventionellen Systemen werden die einzelnen Ausschübe nacheinander betätigt, wodurch die ersten Stufen viel häufiger betätigt werden als die letzten. Auch müssen die einzelnen Segmente nicht immer bis an ihr Maximum ausfahren, wenn dies nicht benötigt wird. Die Extremstellungen weisen die geringste Überdeckung der einzelnen Segmente auf und führen daher zu einer erhöhten Belastung.

Ein weiterer Trend, der mit elektrischen Antriebssystemen vorteilhafter realisierbar ist, ist die Regelung/intelligente Steuerung der Kransystemen. Ein Beispiel eines solchen Systems ist das zuvor behandelte SMART CONTROL. Solche Systeme benötigen eine möglichst genaue Information über die jeweils aktuelle Kranspitzenposition. Mit elektrischen Antriebssystemen ist diese sehr einfach, ohne weitere Sensoren, ermittelbar.

Vorteile Elektrifizierung:

- Weniger Komponenten
 - ⇒ alle hydraulischen Komponenten fallen weg
- Energieeffizienz
- Emissionsfrei
- Geräuscharm
- Gleichzeitiges Ausfahren aller Segmente
 - ⇒ geringere Anforderungen an einzelne Aktuatoren
 - ⇒ geringerer Verschleiß
 - ⇒ bessere Lastverteilung
- Position der Kranspitze ohne Sensor bekannt
 - ⇒ einfachere Regelung möglich

Mechanische Anforderungen Eine Vielzahl an grundlegenden Anforderungen kann einem repräsentativen Kran entnommen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde festgelegt, das System für einen durchschnittlichen, mittelklassigen Ladekran zu entwickeln. Der im Zuge der „Stand der Technik“-Analyse behandelte Kran PK 18502 SH (Kap. 2.1) soll dabei als Orientierung bei der Definition der Parameter dienen. So muss der Mechanismus den maximal auftretenden Hubkräften von 70 kN standhalten. Dieser Wert soll als konservative Annahme gelten, sodass der als repräsentativ gewählte Ladekran mit diesem Wert abgedeckt werden kann.

Weiters ist es wichtig, dass die Antriebseinheit genügend Leistung liefert, um die Hubgeschwindigkeiten von 0.5 m/s realisieren zu können. Diese Anforderung an die Ausfahrgeschwindigkeit konnte den Angaben des gewählten Krans nicht entnommen werden, da diesbezüglich kein repräsentativer Wert vorhanden war. Daher handelt es sich bei den 0.5 m/s um eine qualitative Abschätzung welche einem vergleichbaren System entsprechen soll.

Eine weitere Anforderung ergibt sich aus der Tatsache, dass der Knick-Teleskop-Ausleger möglichst kompakt sein muss. Somit darf der größte Auslegerquerschnitt eine gewisse Größe nicht überschreiten. Da die Stabilität von Segment zu Segment nicht zu stark abnehmen darf, ist weiters eine maximale Profilstufung (Abb. 1.1) zu definieren. Als qualitative Schätzung wurde ein maximaler Abstand der Profile von 20 mm festgelegt.

Weitere Anforderungen, die aus dem zugrundelegenden Auslegerdesign abgeleitet werden können, betreffen die Abmessungen des Systems, wobei die wichtigste jene

in Hubrichtung ist. Teleskopausleger bestehen aus mehreren ineinander verschachtelten Auslegersegmenten. Wird die maximale Hublänge ausgenutzt, so ist der Bereich in denen sich die beiden Segmente überdecken so gering wie möglich (Abb. 3.1). Der Überdeckungsbereich reduziert also die maximal mögliche Hublänge, da die Länge der einzelnen Segmente nicht vollständig ausgenutzt werden kann. Es ist daher von großer Wichtigkeit, dass diese Überdeckungslänge durch das zu entwickelnde Antriebskonzept nicht zu stark vergrößert wird, um so die erreichbare Hubdistanz möglichst groß zu halten. Zu berücksichtigen ist, dass eine Erhöhung der Überdeckung durch das System auf jeder Teleskopiereinheit auftritt. So steigt die verlorene Hublänge mit der Anzahl an Teleskopstufen, wodurch kleine Änderungen erhebliche Auswirkungen mit sich bringen. Um eine quantitative Anforderung formulieren zu können, wurde auf die Überdeckung aktueller Auslegerprofile zurückgegriffen. Auf Basis dieser konnte die maximale Länge des Antriebssystems von 75 mm festgelegt werden.

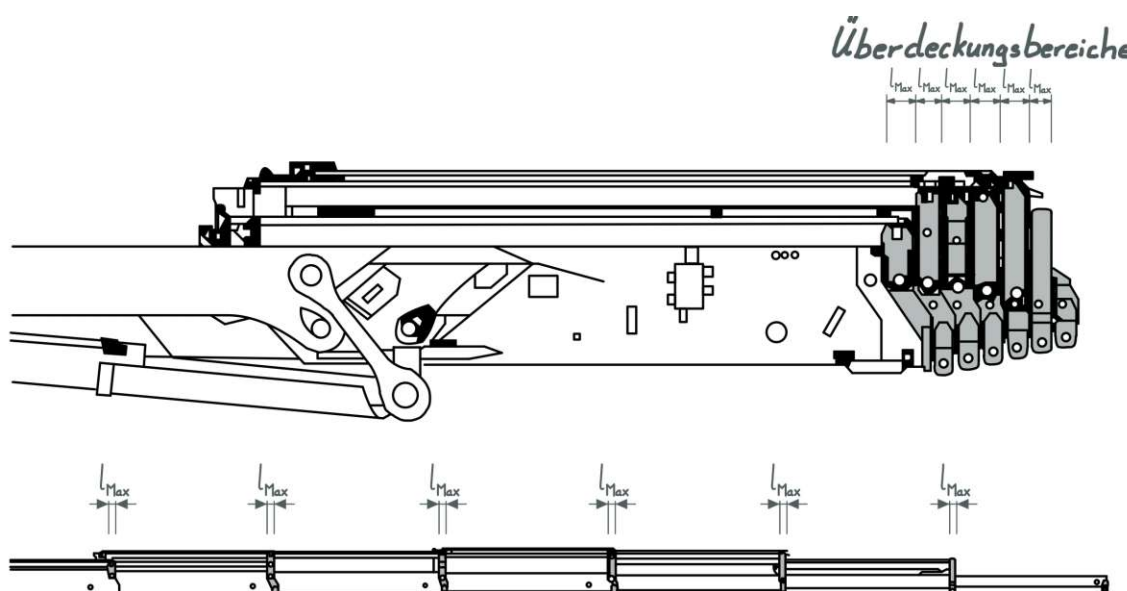


Abbildung 3.1: Überdeckungsbereich

Die Breite des Systems wird von der Länge gerader Abschnitte des Auslegerprofilquerschnittes festgelegt, wobei das innerste Segment als kleinstes maßgeblich ist. Auf Basis aktueller Auslegerprofile und dem Potential, diese für den speziellen Anwendungsbereich zu modifizieren, wurde eine Anforderung abgeleitet. Diese unterliegt erneut gewissen Unsicherheiten, stellt jedoch einen realistischen Anhaltspunkt dar. So soll das System eine maximale Breite von 200 mm nicht überschreiten wobei, jeweils vier solcher Antriebssysteme pro Ausschub montiert werden können (Abb. 1.1).

Zusammenfassung - Mechanische Anforderungen:

- Hubkraft: 70 kN
- Hubgeschwindigkeit: 0.5 m/s
- Profilabstufung < 20 mm
- Abmessungen: 75x200x200 mm
- Anordnung: bis zu 4 Antriebe symmetrisch platziert

4. Getriebeeinheit

Die Getriebeeinheit soll aus einer wellenförmigen Bewegung eine translatorische generieren. Im Zuge dieser Arbeit wurden folgende sieben Ausführungsformen behandelt. Dabei wurde sowohl die Wellenform als auch die Art des Eingriffselements variiert, um ein für die Anforderungen optimales System zu finden.

- Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform
- Rollenkette in Sinus-Wellenform
- Separate Bolzen in Sinus-Wellenform
- Separate Bolzen in Kreis-Wellenform
- Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform
- Separate Bolzen in lückenloser Dreieck-Wellenform
- Separate Dreiecke in lückenloser Dreieck-Wellenform

Im Zuge der kontinuierlichen Weiterentwicklung wurden immer mehr Eigenschaften der Wellenformen berücksichtigt. Somit konnten durch jede weitere Wellenform neue, zu beachtende Kriterien identifiziert werden. Schlussendlich sollten alle Wellenformen anhand dieser Parameter eingeordnet werden, um eine entsprechende Gegenüberstellung aller erarbeiteten Varianten zu ermöglichen.

4.1 Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform

Diese erste Variante der Getriebeeinheit wurde in Anlehnung an das „Harmonic-Drive“ Getriebe entwickelt. Dabei soll dieses so adaptiert werden, dass ein rotatorischer Antrieb in eine translatorische Bewegung übergeführt wird. Nach dem Vorbild des „Harmonic-Drive“ Getriebes wurde ein elastisches Bauteil (Eingriffselement) in einer Wellenform bewegt, um ein starres Gegenstück (Zahnstange) nach vorne zu schieben. Als Wellenform wird eine Sinus-Welle herangezogen. (Abb.: 4.1)

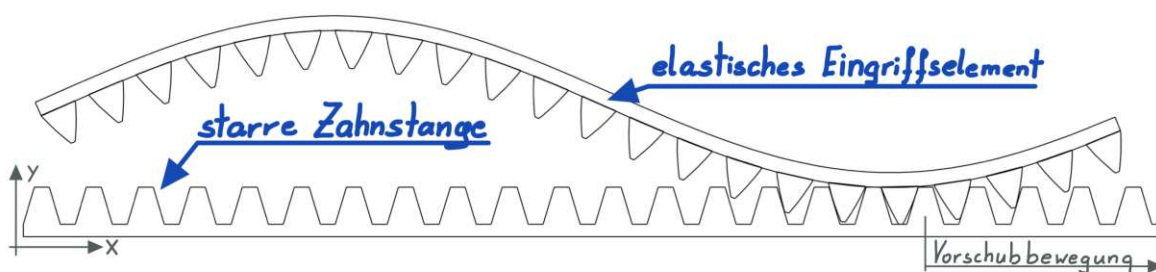


Abbildung 4.1: Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform

Design des Konzeptes Da die zu entwickelnde Getriebeeinheit translatorische Bewegungen und nicht rotatorische erzeugen soll, wurden die beiden am Eingriff beteiligten Elemente zahnstangenähnlich ausgeführt. Dabei wurden die Flanken des Eingriffselements so angepasst, dass der Eingriff kollisionsfrei erfolgen kann. Die Zahnstange soll eine gerade Flankenform behalten, um in puncto Herstellkosten weiterhin wirtschaftlich zu bleiben.

Um einen Vorschub zu generieren, hat das Eingriffselement auf einer Referenzlänge genau einen Zahn mehr als die Zahnstange auf dieser Länge. Da die Teilung der beiden Elemente gleich ist, um den problemlosen Eingriff zu gewährleisten, muss die Bogenlänge des elastischen Eingriffselements auf der Referenzlänge genau um eine Teilung länger sein als die Referenzlänge. Somit entsteht ein Vorschub von einer Teilung pro durchlaufender Wellenfront, was den problemlosen erneuten Eingriff des ersten Elements nach einmaligem Durchlauf der Welle sicherstellt. (Abb. 4.1)

Simulationsmodell Um die Verformung der Zahnstange möglichst schnell annähern zu können, wurde angenommen, dass die neutrale Faser des Eingriffselements immer in der Mitte des „Grundbleches“ ist und exakt der vorgegebenen Wellenform folgt. Die neutrale Faser ist jener Bereich, an dem keine Spannung durch die Biegung des Elements entsteht. Somit hat diese Faser auch im verformten Zustand weiterhin dieselbe Länge wie im unverformten Zustand. Weiters wurde angenommen, dass daher der Abstand der Zähne entlang der neutralen Faser konstant ist und der Teilung entspricht. Davon ausgehend wird dann die Ausrichtung der Zähne normal auf die Tangente der Kurve an den entsprechenden Stellen bestimmt. Unter der Annahme, dass die gesamte Verformung vom Grundblech aufgenommen wird, können die Zähne unverformt dargestellt werden. (Abb. 4.2)

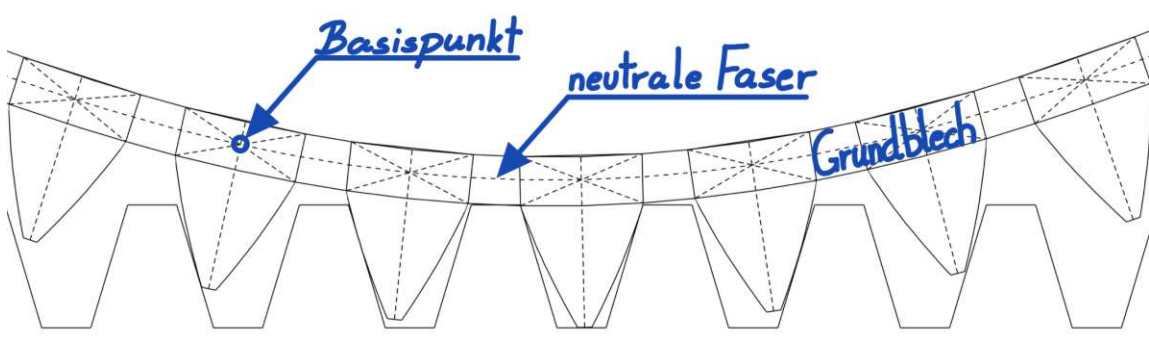


Abbildung 4.2: Aufbau des Simulationsmodelles

Auf Grundlage der nun getroffenen Annahmen, konnte mithilfe des Programms Creo Parametrics¹ die Bewegung des Eingriffselements zu jedem Zeitpunkt visualisiert

¹Parametric Technology GmbH, Edisonstraße 8, D-85716 Unterschleissheim

werden. Anschließend wurde die Vorschubbewegung der Zahnstange durch Kontaktbedingungen angenähert. Schwierigkeit zu diesem Zeitpunkt war, dass sowohl Vorschubbewegung als auch Zahngeometrie des Eingriffselements nicht bekannt waren. Somit mussten beide zu ermittelten Größen in mehreren Schritten angepasst werden, um sich so der realen Form anzunähern. Als Ausgangsform der Flankengeometrie des Eingriffselements wurde eine gerade Flankengeometrie herangezogen.

Erkenntnisse der Simulation Mit immer stärkerer Annäherung an die reale Vorschubbewegung konnte diese mathematisch beschrieben werden. (Gl. 4.1) Es kann gezeigt werden, dass der Vorschub nach einmaligem Durchlauf der Welle der erwarteten Größe von einer Teilung entspricht. Jedoch treten sinusförmigen Schwankungen der Vorschubbewegung auf (Abb. 4.3).

$$x_{\text{Zahnstange}} = C_1 + p_{\text{Zahnstange}} \cdot \frac{t}{t_{\text{Periode}}} + C_2 * \sin\left(4 \cdot \pi \cdot \frac{t}{t_{\text{Periode}}}\right) \quad (4.1)$$

$x_{\text{Zahnstange}}$... Vorschub (x-Koordinate der Zahnstange)

t ... Zeit

t_{Periode} ... Dauer eines einmaligen Wellendurchlaufes

$p_{\text{Zahnstange}}$... Zahnstangenteilung

C_1, C_2 ... Konstanten, die je nach Konfiguration veränderlich sind

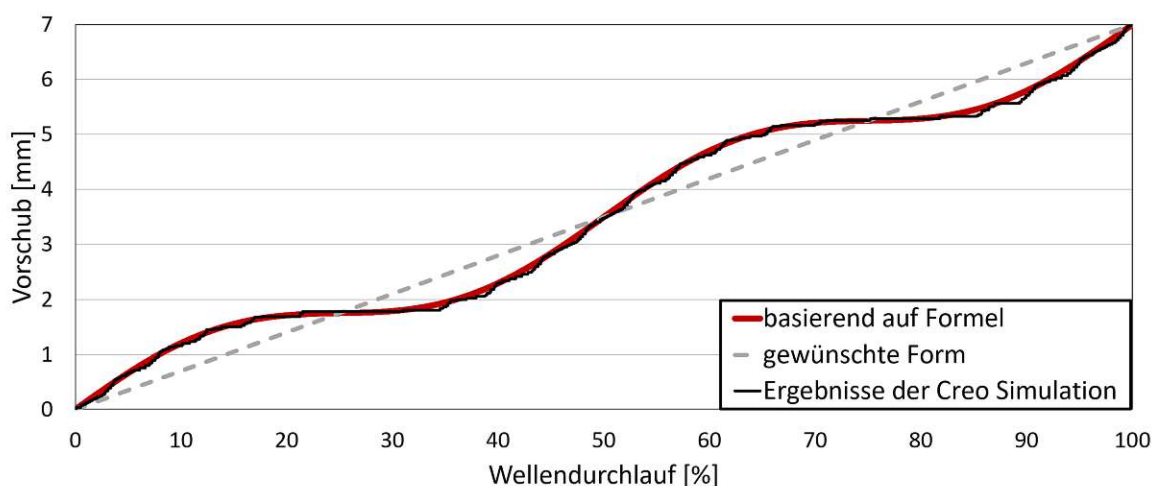


Abbildung 4.3: Vorschubbewegung während einmaligen Wellendurchlaufs

Die aufgezeigte Ungleichförmigkeit in der Vorschubbewegung wurde anschließend näher analysiert, um den Grund des Phänomens zu ermitteln. Es kann gezeigt

werden, dass die Basispunkte des Eingriffselements teilweise schleifenähnliche Bewegungen über die Zeit ausführen (Abb. 4.5). Die Schleifenbildung kann darauf zurückgeführt werden, dass die Bogenlängen zwischen den Basispunkten (Δs) zwar immer konstant bleiben, sich jedoch der horizontale Abstand zwischen den Punkten (Δx) abhängig vom Zeitpunkt verändert. Dies bedeutet, dass zwei Zähne, die in einem Segment des Eingriffselements beinahe waagrecht ausgerichtet sind, einen größeren horizontalen Abstand der Basispunkte aufweisen, als solche, die sich in einem sehr steilen Segment befinden (Abb. 4.4). Da die Wellenform einem Sinus nachempfunden ist, existiert zu jedem Zeitpunkt innerhalb einer halben Periodendauer die gleiche Anzahl steiler und flacher Segmente des Eingriffselements. Weiters wird aus konstruktiven Gründen angenommen, dass sich immer der erste Zahn rein vertikal bewegt, um später diesen auch entsprechend in einem Langloch führen zu können. Somit bewegt sich jeder Zahn, der sich im Abstand eines Vielfachen der halben Periode befindet, ebenfalls exakt vertikal. All jene Zähne, die sich nicht an diesen Positionen befinden, folgen unterschiedlich starken Schleifenformen. Es wird davon ausgegangen, dass Zähne, die sich entlang breiter Schleifen bewegen, während des Eingriffes eine längere Vorschubbewegung zurücklegen, als solche, die sich rein vertikal bewegen. Dadurch wird die Zahnstange in unterschiedlichen Phasen verschieden weit nach vorne geschoben.

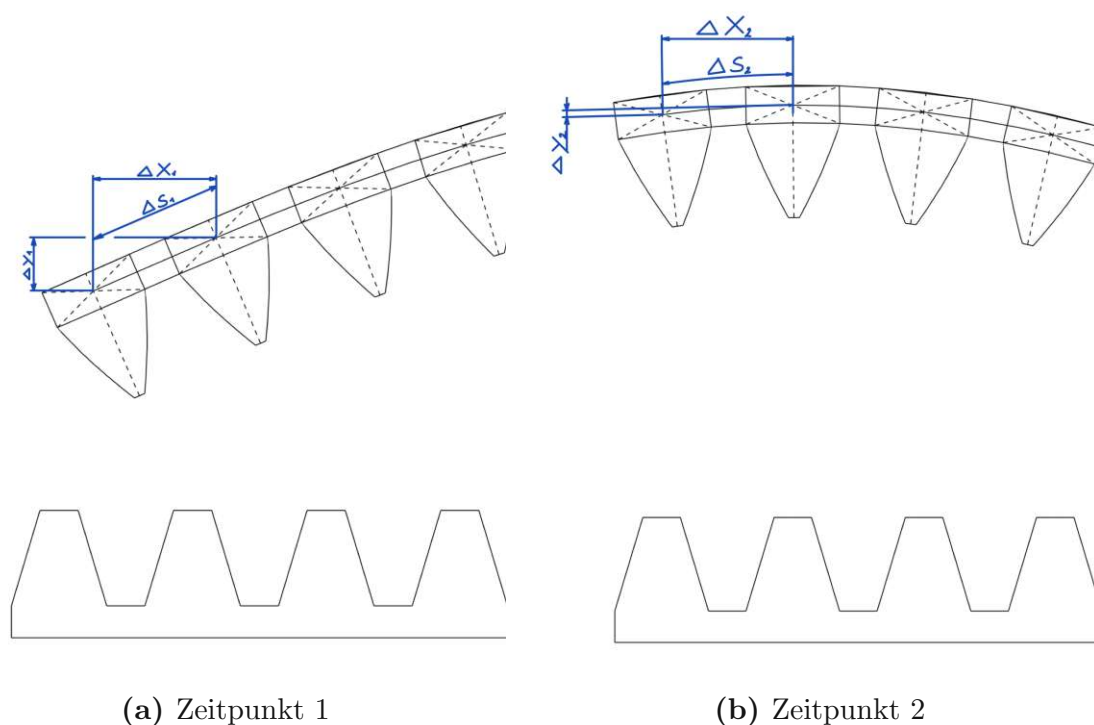


Abbildung 4.4: Bewegungsablauf ($\Delta s_1 = \Delta s_2 \Rightarrow \Delta x_1 < \Delta x_2 \quad \& \quad \Delta y_1 > \Delta y_2$)

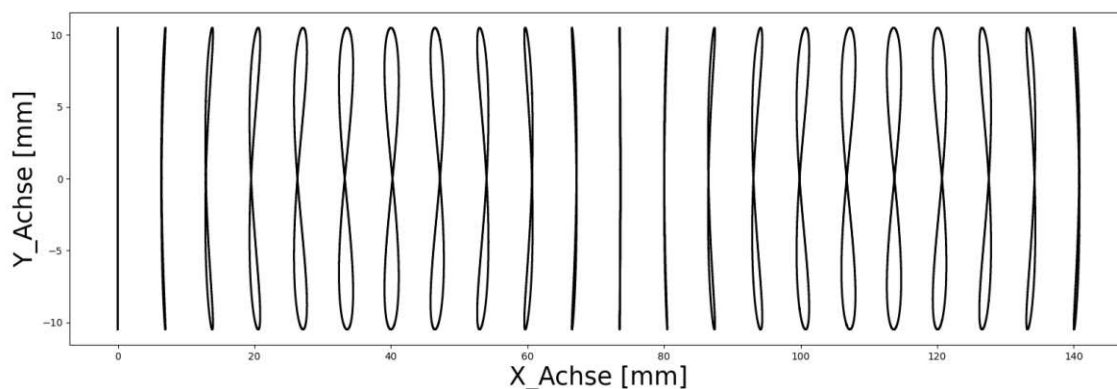


Abbildung 4.5: Position der Zahn-Basispunkte über die Zeit

Die ermittelte Formel (Gl. 4.1) wurde anschließend in der Simulation als vorschubbeschreibende Funktion hinterlegt, um die fehlende Zahngeometrie final zu erzeugen. Dabei entsteht eine schmalere Flankengeometrie, deren Flanke leicht abgerundet ist. (Abb. 4.2) Somit kommt es beim Eingriff zu einer Linienberührung, wodurch negative Auswirkungen auf die auftretende Flächenpressung entstehen. Auch kann beim Analysieren des Eingriffes gezeigt werden, dass Gleitbewegungen an der Kontaktstelle auftreten. Dies wird zu Verschleiß führen und somit die Langlebigkeit des Systems reduzieren. Zusätzlich zu der Flankengeometrie konnte mit dieser finalen Simulation auch die angenäherte Vorschubbewegung verifiziert werden, da mit der nun bekannten Flankenform der kollisions- und abhebungsfreie Kontakt aufzeigbar ist. (Abb. 4.6)

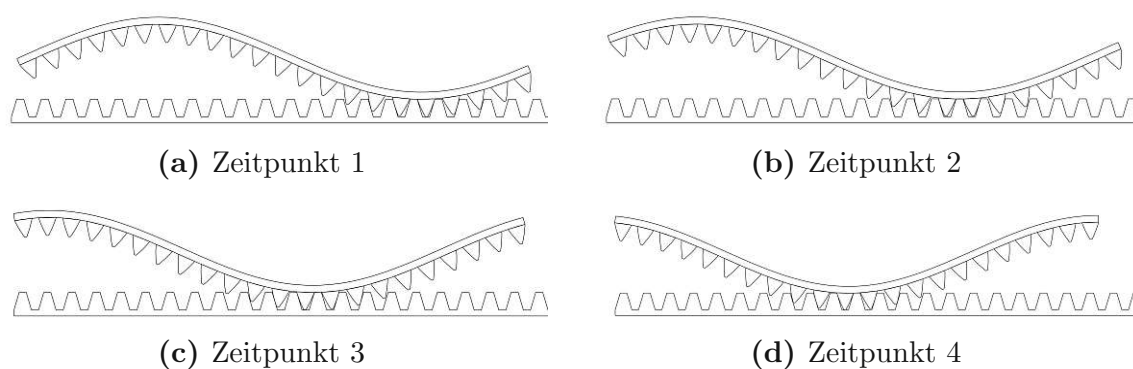


Abbildung 4.6: Eingriffsverhalten des Mechanismus

4.2 Rollenkette in Sinus-Wellenform

Auf Grundlage des vorherigen Konzeptes wurde die Lösungsvariante dieses Abschnittes abgeleitet. Somit sollen einige Nachteile des „elastischen Eingriffselements“ eliminiert werden. Der größte Vorteil dieser Variante, im Vergleich zu der zuvor beschriebenen, soll darin liegen, den Wirkungsgrad des Systems zu verbessern. Des-

halb wurde das Eingriffselement als Rollenkette ausgeführt. Somit wird einerseits die Walkarbeit zum Verformen des Bauteils nicht mehr benötigt, andererseits wird die Relativbewegung (das Gleiten) an der Kontaktstelle durch die Rolle aufgenommen und somit die Reibung stark reduziert.

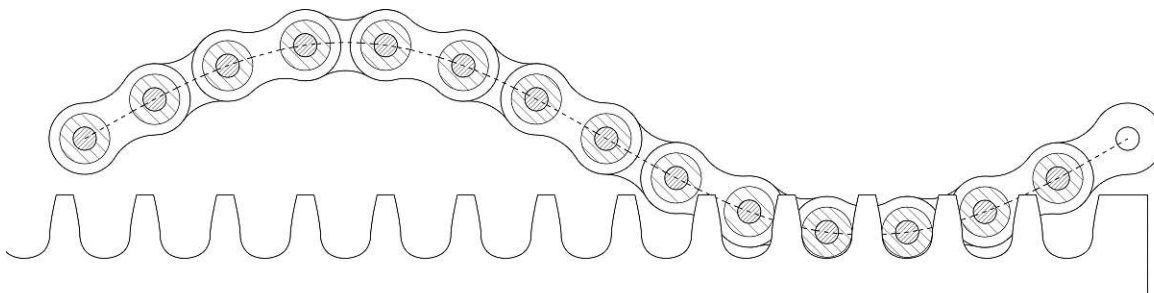


Abbildung 4.7: Rollenkette in Sinus-Wellenform

Design des Konzeptes Die Kette wurde so angeordnet, dass der Abstand zwischen erster und letzter Kettenrolle der Länge der Kette entsprechen würde, wenn ein Kettenglied entfernt wird. Zwischen den beiden Enden beschreibt die Kette eine Sinuswelle. Somit soll ein Vorschub während einer Periode der Sinuswelle von einer Teilung hervorgerufen werden. Das Gegenstück des wellenförmig bewegenden Bauteils ist ein starres, sich rein translatorisch bewegendes Element, welches im folgenden als Zahnstange bezeichnet wird. Beim Eingriff dieser beiden tritt Gleiten an der Kontaktstelle auf, deshalb wurde eine Rollenkette herangezogen. Somit sollen mögliche Gleitbewegungen durch ein Abrollen aufgenommen, der Verschleiß und die Reibung reduziert und der Wirkungsgrad des Systems verbessert werden. Die Zahnstange wird auf Grundlage des wellenförmigen Elements designt, wobei als Entwurfsgrundlage die genormte Geometrie eines Kettenrades dient. Diese Standardform für Kettentriebe wird benötigt, da die Flankenengeometrie erst finalisiert werden kann, wenn die Vorschubbewegung bekannt ist. Im Folgenden werden die, die Geometrie bestimmenden, mathematischen Zusammenhänge[10] angeführt. Um diese Formeln für die Kettenstange anwenden zu können, wurde in die Formel die Zähnezahl $z = \infty$ eingesetzt.

$$k_{Max} = 0.625 \cdot p - 0.5 \cdot d_{1-R} + \frac{0.8}{z} \cdot p \quad (4.2)$$

$$k_{Min} = 0.5 \cdot (p - d_{1-R}) \quad (4.3)$$

$$R_{1Max} = 0.505 \cdot d_{1-R} + 0.069 \cdot \sqrt[3]{d_{1-R}} \quad (4.4)$$

$$R_{1Min} = 0.505 \cdot d_{1-R} \quad (4.5)$$

$$R_{2Max} = 0.008 \cdot d_{1-R} (z^2 + 180) \tag{4.6}$$

$$R_{2Min} = 0.12 \cdot d_{1-R} \cdot (z + 2) \tag{4.7}$$

$$\chi_{Max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} \tag{4.8}$$

$$\chi_{Min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \tag{4.9}$$

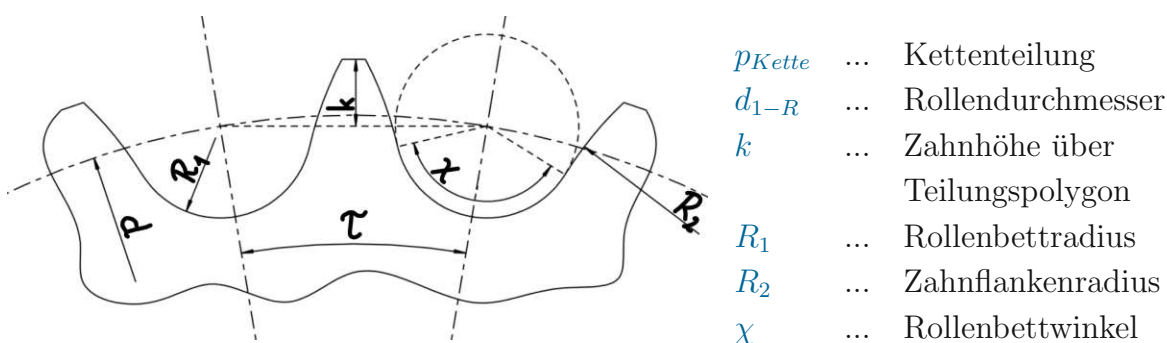


Abbildung 4.8: Kettenrad-Parameter

Mit diesem Formelsatz konnte ein Lösungsfeld aufgestellt werden, welches die entsprechenden Zahnstangenparameter zu einigen ausgewählten Rollenketten liefert (Tab. 4.1). Angemerkt muss werden, dass der Parameter R_2 bei der Berechnung unendlich wird. Dies kann so interpretiert werden, dass die Zahnstange keine abgerundeten sondern gerade Flanken besitzt.

Mädler Katalog		Parameter berechnet							
Ketten- teilung [mm]	Rollen- durchmesser [mm]	Zahnhöhe über Teilungspolygon [mm]		Rollenbett- radius [mm]		Zahnflanken- radius [mm]		Rollenbett- winkel [°]	
p	d_1	k_{Max}	k_{Min}	R_{1Max}	R_{1Min}	R_{2Max}	R_{2Min}	χ_{Max}	χ_{Min}
4	2.5	1.25	0.75	1.35	1.26	∞	∞	140	120
5	3.2	1.52	0.90	1.71	1.61	∞	∞	140	120
6	4.0	1.75	1.00	2.13	2.02	∞	∞	140	120
8	5.0	2.50	1.50	2.64	2.52	∞	∞	140	120

Tabelle 4.1: Resultierende Parameter

1.Simulationsmodell des Konzeptes Durch den konstanten Abstand zwischen den Kettenrollen wird der Sinus durch ein Vieleck beschrieben. Dabei sitzen die Kettenrollenmittelpunkte immer auf der Sinuswelle, die Kettenlasche weicht aber von der Sinusform ab (Abb. 4.7).

Beim Aufbau des Simulationsmodells entstand wieder ein ähnlicher Konflikt wie bei der Wellenform zuvor, da sowohl die finale Zahnflankenengeometrie, als auch die

Vorschubbewegung nicht bekannt waren. Die angenäherte Flankengeometrie konnte für die exakte Analyse nicht herangezogen werden, da diese zu geringen Kollisionen führt und somit die Simulation stört. Daher wurde im ersten Schritt ein Python Skript erstellt, welches den Bewegungsablauf grob beschreibt. Bei diesem legt die zu jedem Zeitpunkt tiefste Rolle die Zahnstangenposition fest. Zu den Zeitpunkten des untersten Eingriffpunkts hängt die Zahnstangenposition nicht von dessen Flankengeometrie ab und kann somit dort exakt bestimmt werden. Durch diese Art der Positionierung muss davon ausgegangen werden, dass ein geringer Fehler in der Vorschubbewegung der Zahnstange entsteht. Dieser kann sich aber nicht aufsummieren, da er maximal zwischen den zwei Zeitpunkten, an denen ein Bolzen den niedrigsten Punkt einnimmt, auftreten kann. Der entstehende Fehler kann daher im Zuge der ersten groben Simulation akzeptiert werden.

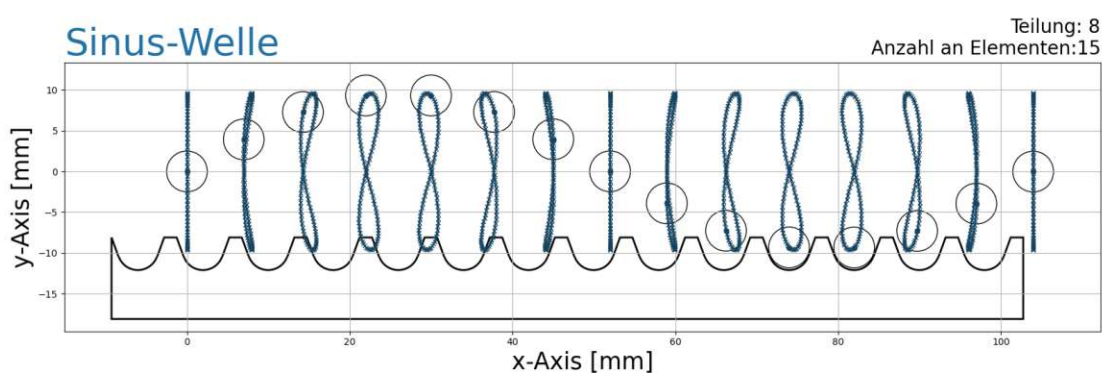


Abbildung 4.9: grobes Python-Simulationsmodell

Erkenntnisse der 1.Simulation Da die Kettenrollen (durch die Kettenlasche) immer denselben Normalabstand besitzen, ändert sich ihr Abstand in x-Richtung während der Wellenbewegung. So haben horizontal ausgerichtete Kettenglieder den größten x-Abstand zwischen den Rollen und sehr steil angeordnete Kettenglieder viel kleinere x-Abstände. Dieser Effekt kann mit dem zuvor beschriebenen Phänomen beim „elastischen Eingriffselement“ verglichen werden, nur dass es sich nun um den konstanten Normalabstand der Rollen und nicht um die konstante Bogenlänge handelt. (Abb. 4.1) Es ist erkennbar, dass die verschiedenen Rollen der Kette unterschiedliche Bewegungen ausführen. Dem ersten Bolzen wurde aus konstruktiven Gründen eine rein horizontale Bewegung vorgegeben, da dieser in einem vertikalen Langloch geführt werden soll. Weiters konnte festgestellt werden, dass sich der gerade beschriebene Effekt aufsummieren und auslösen kann. Somit können unterschiedlich große, schleifenförmige x-Abweichungen auftreten (Abb. 4.9). Die größte Abweichung tritt bei der Kettenrolle, die eine viertel Periode von der Start-Kettenrolle entfernt ist, auf. Anschließend kann festgestellt werden, dass sich der Effekt umkehrt und dadurch die x-Abweichungen der Bewegungen wieder kleiner werden bis zu der

Kettenrolle, die eine halbe Periode von der Start-Kettenrolle entfernt ist. Derselbe Verlauf kann auch in der zweiten Hälfte der Periode festgestellt werden. Da sich innerhalb einer halben Periode immer gleichviele steil, wie flach ausgerichtete Kettenglieder befinden, hebt sich der Effekt in Summe auf und somit bewegen sich jene Rollen in diesem Abstand von der ersten Rolle immer rein vertikal.

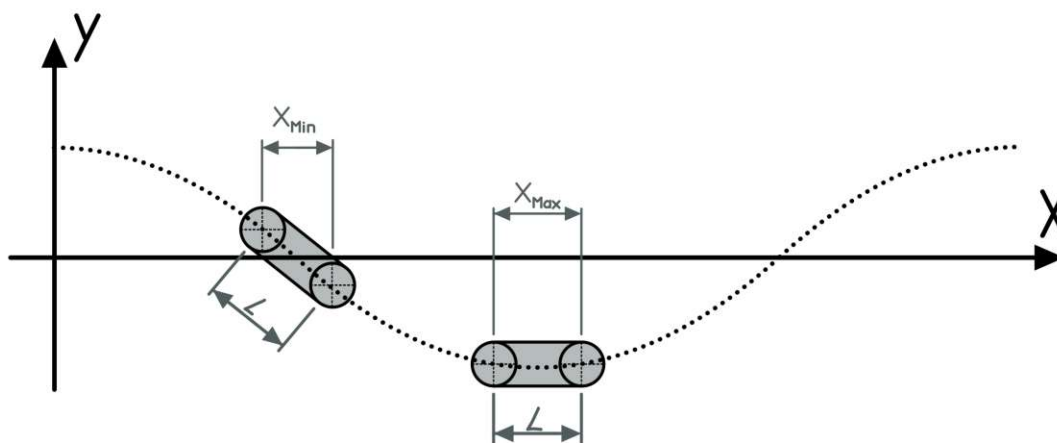


Abbildung 4.10: Grund für die Bewegung der Rollen in x-Richtung

Durch diesen Effekt entsteht eine ungleichförmige Bewegung der Zahnstange bei konstant durchlaufender Sinuswelle. Das Phänomen konnte auch mithilfe der Simulation veranschaulicht und visualisiert werden. Dabei entstehen Phasen des Vorschubs, in denen schnellere Vorwärtsbewegungen der Zahnstange hervorgerufen werden und dazwischen auch Phasen des annähernden Stillstandes (Abb. 4.11).

Wichtig ist noch anzumerken, dass die Simulation nur eine erste Abschätzung des Bewegungsverhaltens liefern soll. Um das Simulationsergebnis in weiteren Analyse-schritten verwenden und überprüfen zu können, wurde eine Funktion (Gl. 4.10) erstellt, die die Vorschubbewegung in guter Näherung beschreiben soll.

$$x_{\text{Zahnstange}} = C_1 + p_{\text{Zahnstange}} \cdot \frac{t}{t_{\text{Periode}}} + C_2 * \sin\left(4 \cdot \pi \cdot \frac{t}{t_{\text{Periode}}}\right) \quad (4.10)$$

$x_{\text{Zahnstange}}$... Vorschub (x-Koordinate der Zahnstange)

t ... Zeit

t_{Periode} ... Dauer eines einmaligen Wellendurchlaufes

$p_{\text{Zahnstange}}$... Zahnstangenteilung

C_1, C_2 ... Konstanten, die je nach Konfiguration veränderlich sind

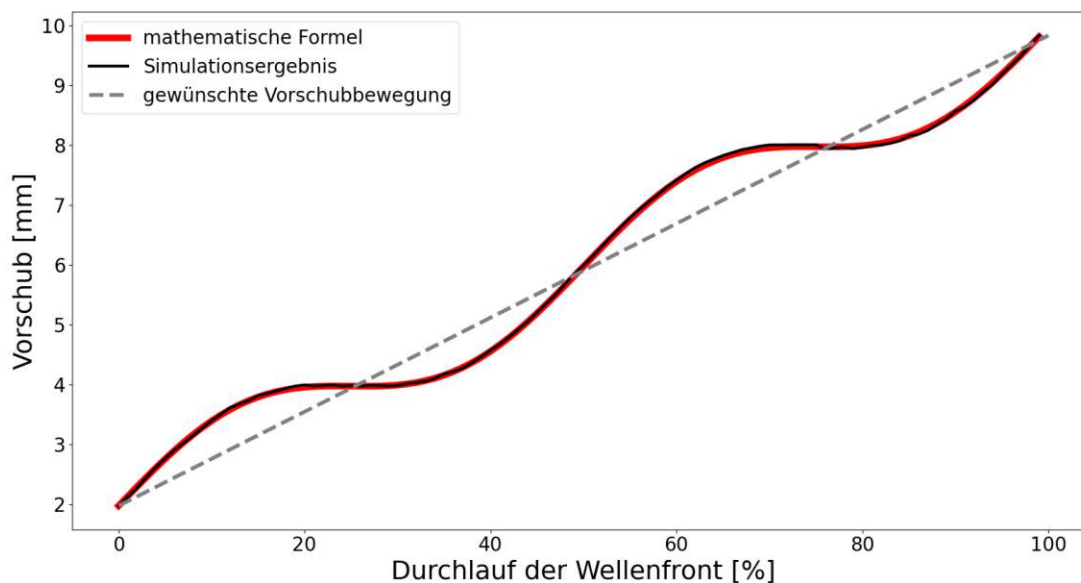


Abbildung 4.11: Ungleichförmigkeit der Zahnstange

2.Simulation Durch die nun bekannte Vorschubbewegung kann die angepasste Zahnstangenflankenform ermittelt werden. Die bis zu diesem Zeitpunkt durchgeführten Simulationen greifen auf eine Abwandlung eines Kettenrades zurück. Bei detaillierterer Betrachtung des Eingriffes kann festgestellt werden, dass kleinere Kollisionen und früher Kontaktverlust auftreten. Um dies zu vermeiden und einen möglichst langen Zahneingriff zu ermöglichen, wurde eine optimierte Zahnflankenform erstellt. (Abb.: 4.12)

2.Simulationsmodell des Konzeptes Dabei kam das Programm Creo Parametrics 8.0 zum Einsatz. In diesem wurde im ersten Schritt der Mechanismus konstruiert. Anschließend war, auf Grundlage der bereits bekannten Simulationsergebnisse, die Bewegung der einzelnen Komponenten zu implementieren. Dadurch konnte mithilfe des Programms die Bahnkurve der Rollen-Flankengeometrie ermittelt werden, welche die Grundlage für die Zahnlückenform bildete.

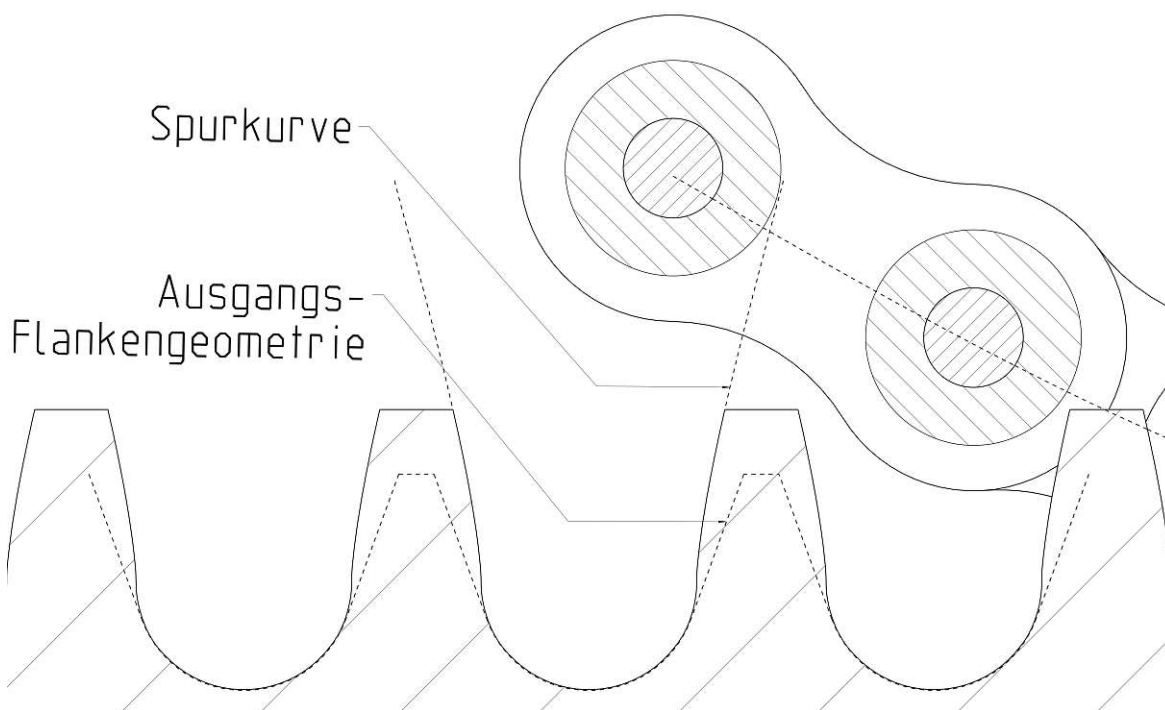


Abbildung 4.12: Entwicklung der Zahnflankengeometrie

Erkenntnisse der 2.Simulation Auf Basis der ermittelten Spurkurve konnte eine optimierte Flankengeometrie entworfen werden. Diese ermöglichte einen kollisionsfreien Eingriff, wobei die Kontaktphasen stark erhöht wurden. Somit ist eine große Überdeckung des Systems erzielbar, wodurch Belastungen auf mehrere Eingriffsstellen aufgeteilt werden. Einzelne Elemente erfahren somit weniger hohe Beanspruchungen. Auch konnte mit diesem zweiten Modell die Simulationsergebnisse des Python-Skripts überprüft und verifiziert werden, da der kontinuierliche Eingriff auf Basis der zuvor formulierten Vorschubbewegung kollisionsfrei möglich war (Abb. 4.13). Ein Nachteil der aufgezeigt werden konnte ist, dass an den Kontaktstellen Linienberührung auftritt. So kommt es zu erhöhten Pressungen im Eingriff, welche die Oberflächen der Komponenten verstärkt belasten.

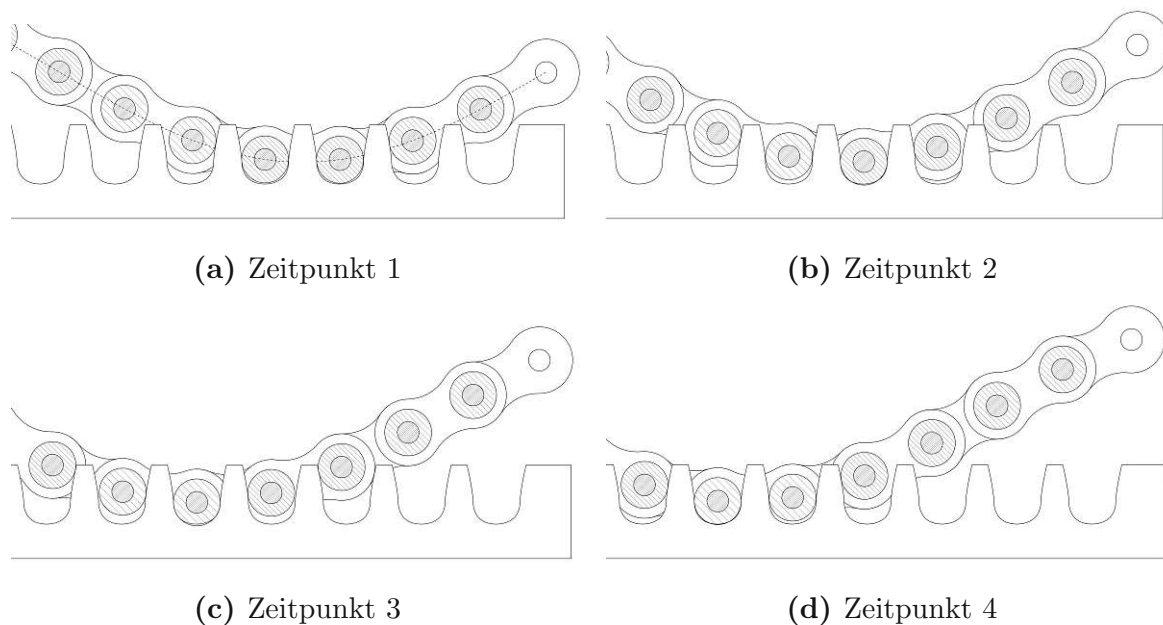


Abbildung 4.13: Eingriffsverhalten des Mechanismus

4.3 Separate Bolzen in Sinus-Wellenform

Dieses Konzept baut auf das zuvor behandelte auf, soll aber einige der Nachteile dessen umgehen. Der Hauptvorteil des neuen Systems besteht darin, eine gleichmäßige Vorschubbewegung sicherzustellen. Dies soll durch die Separierung der Eingriffsbolzen erfolgen. Die Bolzen sind nun nicht mehr durch Kettenlaschen miteinander verbunden, sondern einzeln vertikal geführt. Somit kann die Bildung schleifenförmiger Bewegungsabläufe verhindert und eine gleichförmige Vorschubbewegung ermöglicht werden.

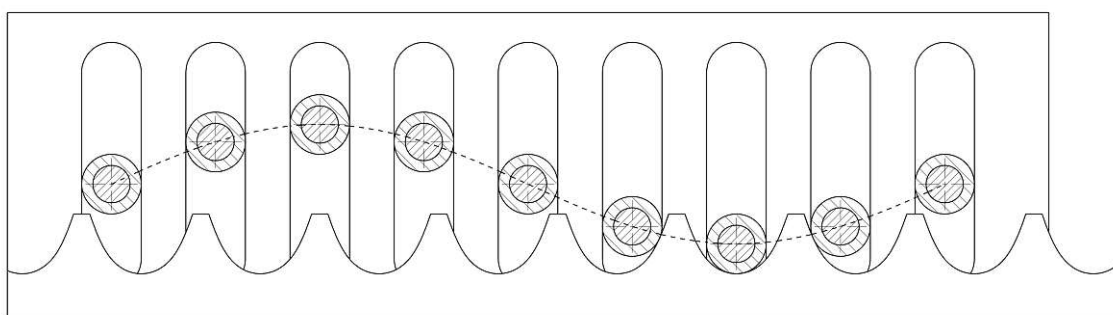


Abbildung 4.14: Separate Bolzen in Sinus-Wellenform

Design des Konzeptes Als Eingriffselement wurde bei diesem Konzept wieder eine Kombination aus Bolzen und Rollen gewählt. Die Rollen sollen ähnlich wie beim zuvor behandelten System Relativbewegungen an der Kontaktstelle aufnehmen und

somit die Reibung reduzieren. Weiters soll die rein vertikale Bewegung der Eingriffselemente durch konstruktive Maßnahmen sichergestellt werden. Dies wäre durch Langlochführungen realisierbar. Da die Bolzen nun nicht mehr durch Kettenlaschen verbunden sind, ergeben sich auch weitere konstruktive Möglichkeiten. So ist die Amplitude des Sinuses frei wählbar. Dieser weitere einstellbare Parameter beeinflusst die Zahnflankengeometrie und kann somit zur Optimierung des Systems herangezogen werden. Die Bolzenführungen besitzen einen geringeren horizontalen Abstand als die Zahnstangenteilung, wodurch die Zahnstange beim Eingriff jeder Rolle um einen entsprechenden Anteil nach vorne geschoben wird. Um den kollisionsfreien Eingriff auch bei mehrfachem Durchlaufen der Wellenfront zu gewährleisten, wurde auf der Referenzlänge exakt ein Bolzen mehr angeordnet, als sich in diesem Bereich Zahnstangen-Zahnlücken befinden. Somit entspricht der Vorschub dieser Variante der Teilung der Zahnstange. Der horizontale Abstand der Bolzenführungen kann wie folgt berechnet werden.

$$n_{\text{Zahnluecken}} = \frac{l_{\text{ref}}}{p_{\text{Zahnstange}}} \quad (4.11)$$

$$p_{\text{Bolzen}} = \frac{l_{\text{Ref.}}}{(n_{\text{Zahnluecken}} + 1)} \quad (4.12)$$

l_{ref}	...	Referenzlänge (Länge innerhalb derer eine einfache Wellenform ausgeführt wird)
$n_{\text{Zahnluecken}}$...	Anzahl an Zahnlücken innerhalb der Referenzlänge
$p_{\text{Zahnstange}}$...	Zahnstangenteilung
p_{Bolzen}	...	Bolzen-Teilung (horizontaler Abstand der Bolzen)

Simulationsmodell des Konzeptes Um den Bewegungsablauf dieser Wellenform zu analysieren, wurde im ersten Schritt erneut ein Python-Skript erstellt, da wieder die Problematik auftrat, dass sowohl Vorschubbewegung als auch Flankenform nicht bekannt waren. Das Programm ist ähnlich aufgebaut wie jenes des Wellenkonzeptes „Rollenkette in Sinus-Wellenform“ (Kap. 4.2). So wurde die Zahnstange erneut durch das unterste Eingriffselement positioniert. Die resultierende grobe Vorschubbewegung konnte anschließend durch eine mathematische Beschreibung angenähert werden. Erneut war die Richtigkeit der Formel mithilfe einer weiteren Simulation im Programm Creo zu überprüfen. Dabei konnte auch die finale Flankenform der Zahnstange erarbeitet werden. Diese wurde analog zu jener der Wellenform „Rollenkette in Sinus-Wellenform“ (Kap. 4.2) hergestellt.

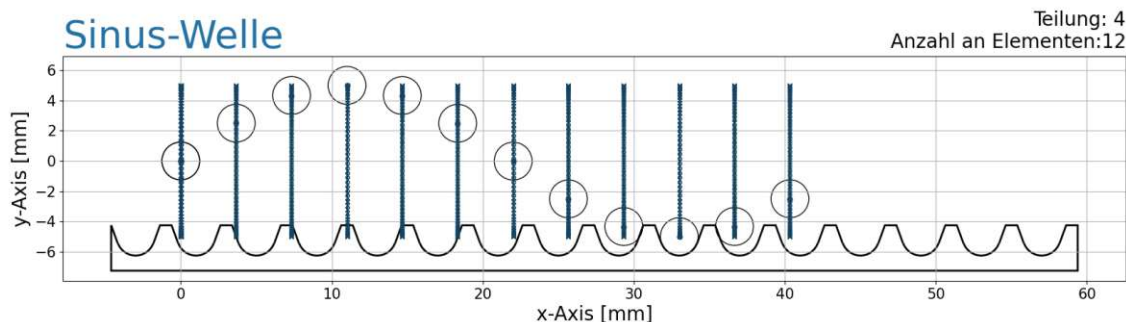


Abbildung 4.15: Python Simulationsmodell

Erkenntnisse der Simulation Durch die zwei durchgeführten Simulationen konnte die Vorschubbewegung des Modells erarbeitet werden. Im ersten entsteht ein stufenförmiges Verhalten des Vorschubs. Dieses kann auf das Simulationsmodell zurückgeführt werden, da in diesem die Zahnstangenposition immer durch das niedrigste Eingriffselement definiert wird. So entsteht eine Abweichung zwischen den vollständig bestimmten, tiefsten Eingriffspositionen. Mithilfe der mathematischen Beschreibung kann gezeigt werden, dass der Mechanismus wie erwartet, eine gleichmäßige Vorschubbewegung ermöglicht (Abb. 4.16). Diese kann durch die folgende Formel beschrieben werden:

$$x_{Zahnstange} = p_{Zahnstange} \cdot \frac{t}{t_{Periode}} \tag{4.13}$$

- $x_{Zahnstange}$... Vorschub (x-Koordinate der Zahnstange)
- $p_{Zahnstange}$... Zahnstangenteilung
- t ... Zeit
- $t_{Periode}$... Periodendauer

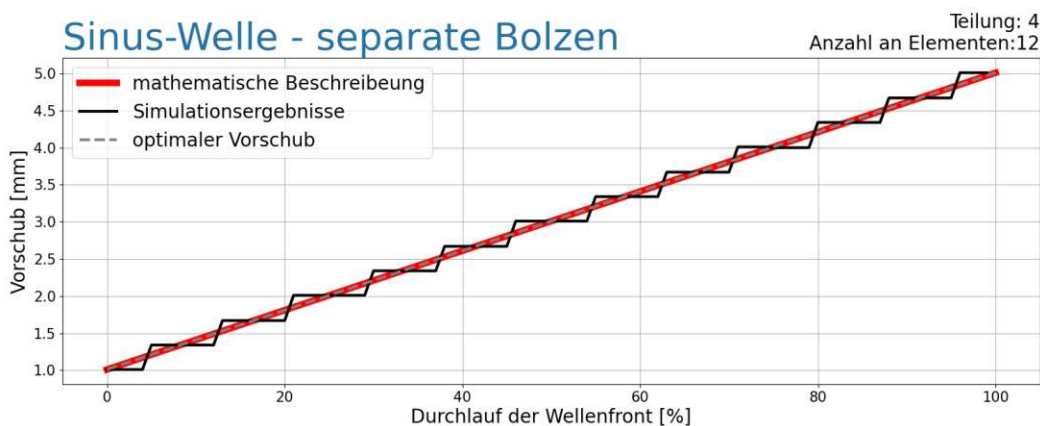


Abbildung 4.16: Separate Bolzen in Sinus-Wellenform - Vorschubbewegung

Die zweite Simulation ermöglicht weiters die Verifizierung der zuvor beschriebenen Eigenschaften der Wellenform. Durch den problemlosen Eingriff der Zahnflanken konnte gezeigt werden, dass die gewählten Bewegungsmuster und die bestimmte Flankengeometrie einen kontinuierlichen Vorschub ermöglichen. (Abb. 4.17)

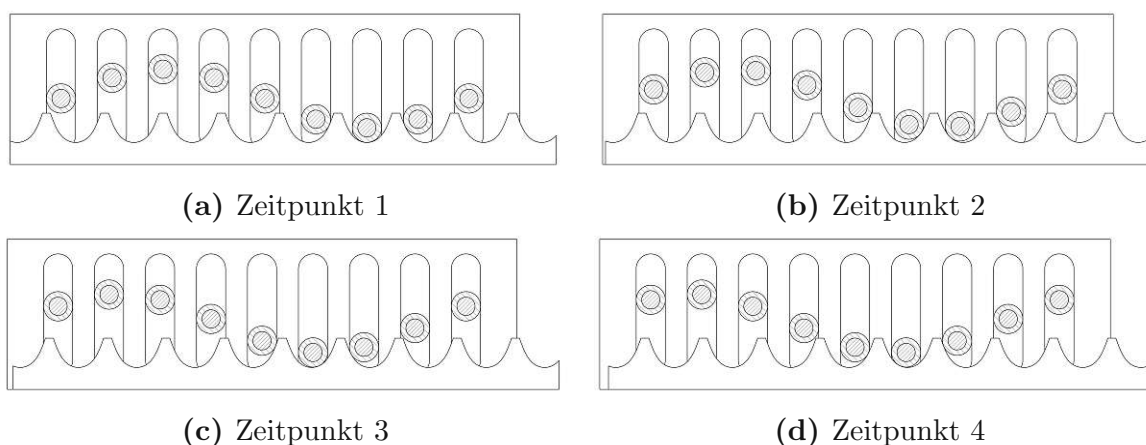


Abbildung 4.17: Separate Bolzen in Sinus-Wellenform - Eingriffsverhalten

4.4 Separate Bolzen in Kreis-Wellenform

Um den Bauraumbedarf zu reduzieren, wird in diesem Konzept die Sinuswelle der bereits beschriebenen Konzepte durch eine kreisförmige Wellenform ersetzt (Abb. 4.18). Dabei sollen die Eingriffselemente nur sehr knapp über die Zahnstange hinausgehoben werden, wodurch ein niedriges Wellenprofil entsteht.

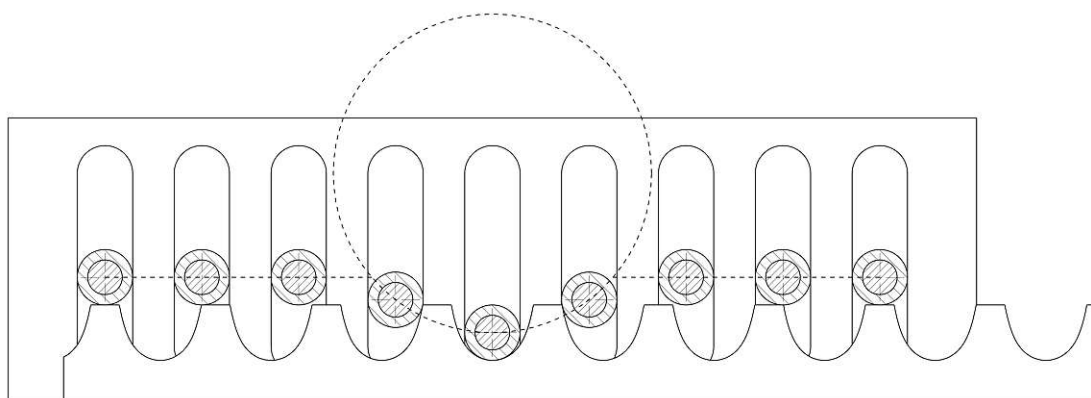


Abbildung 4.18: Separate Bolzen in Kreis-Wellenform

Design des Konzeptes Bei diesem Wellenkonzept wurde erneut auf die Eingriffselemente „separate Eingriffsbolzen“ gesetzt. Um eine Ungleichförmigkeit der Zahnstange bei kontinuierlicher Wellenbewegung zu verhindern, wurde erneut davon ausgegangen, dass sich die Rollenelemente in vertikalen Führungen bewegen. Diese Art

der Führung ermöglicht viel mehr Flexibilität in der Wellenformgestaltung als bei zusammenhängenden Eingriffselementen. Bei der in diesem Abschnitt behandelten Lösungsvariante wurde eine kreisförmige Wellenform gewählt. Dabei bewegen sich jene Elemente, die gerade im Eingriff sind, entlang einer Kreisbahn. Alle weiteren Bolzen verharren in der Ausgangsposition möglichst knapp über der Zahnstange, um das Wellenprofil möglichst flach zu halten. Somit soll der benötigte Bauraumbedarf minimiert werden. Die Kreisbahn wird durch zwei Faktoren bestimmt: deren Radius und dem Versatz des Mittelpunkts. Diese Parameter beeinflussen auch maßgeblich das Eingriffsverhalten des Gesamtsystems. Die Anzahl und Position der Rollen wurde erneut so gewählt, dass sich auf der definierten Länge genau ein Rollenglied mehr befindet, als Zahnlücken in der Zahnstange. Somit generiert dieses Konzept einen Vorschub von einer Teilung der Zahnstange bei einmaligem Durchlauf der Wellenform.

Simulationsmodell des Konzeptes Die Simulationsmodelle wurden analog zu jenen der bereits behandelten Wellenfomen (Kap. 4.2, Kap. 4.3) erstellt, da erneut sowohl Vorschubbewegung als auch Zahnform nicht bekannt waren. Deshalb wird der Aufbau der Simulationsmodelle in diesem Abschnitt nicht mehr so im Detail erläutert. Im ersten Schritt wurde wieder eine grobe Analyse mithilfe eines Python Skripts erstellt. (Abb. 4.19) Auf dessen Ergebnisse aufbauend konnte eine detaillierte Simulation mit dem Programm Creo Parametrics 8.0 erstellt werden. Auf Grundlage der, im vorherigen Schritt ermittelten, Bewegungsabläufe (Abb. 4.20), ließ sich die optimierte Flankengeometrie erarbeiten. Dabei musste mithilfe des Programms die Bahnkurve der Rollenflanke während eines Eingriffes erzeugt werden. Diese bildet die Grundlage für die optimale Flankengeometrie.

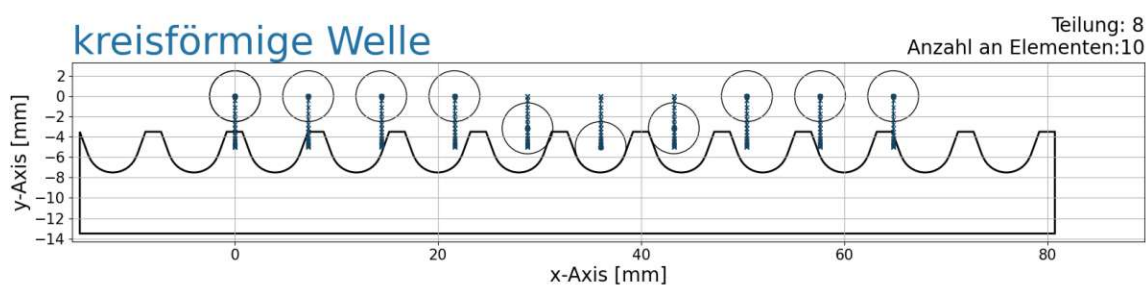


Abbildung 4.19: grobes Python-Simulationsmodell

Erkenntnisse der Simulation Die Simulationen lieferten erneut Kenntnisse über die Flankengeometrie und die Vorschubbewegung. Dabei entsteht, wie im Kapitel 4.3 beschrieben, im Zuge der Python-Simulation, ein stufenförmiges Verhalten des Vorschubs. Die Gleichförmigkeit der Bewegung konnte anschließend wieder durch die mathematische Beschreibung formuliert werden und ist durch eine weitere Si-

mulation noch zu verifizieren.

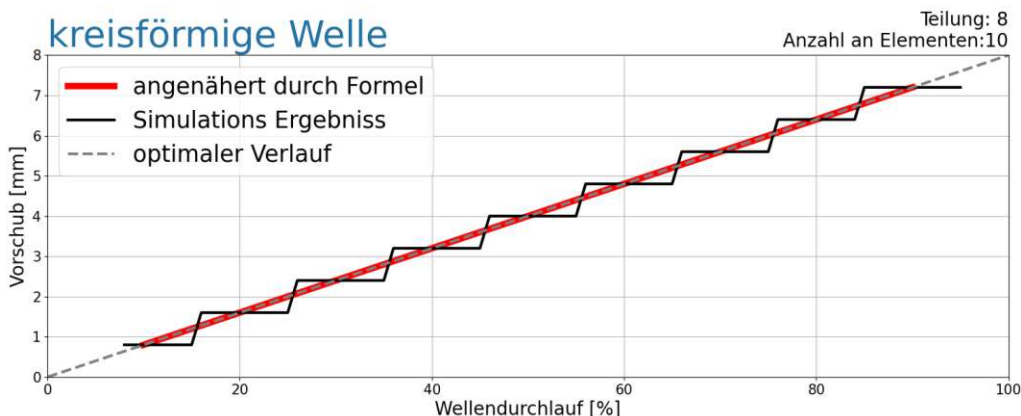


Abbildung 4.20: Vorschubbewegung

Auch konnte eine Flankengeometrie ermittelt werden, welche einen kollisionsfreien Eingriff ermöglicht, ohne den Kontakt im Zuge des Eingriffes zu verlieren. Abschließend konnte noch der wiederholte, problemlose Eingriff aller Eingriffselemente visualisiert werden, wodurch die zuvor erarbeiteten Simulationsergebnisse als verifiziert erachtet wurden (Abb. 4.21).

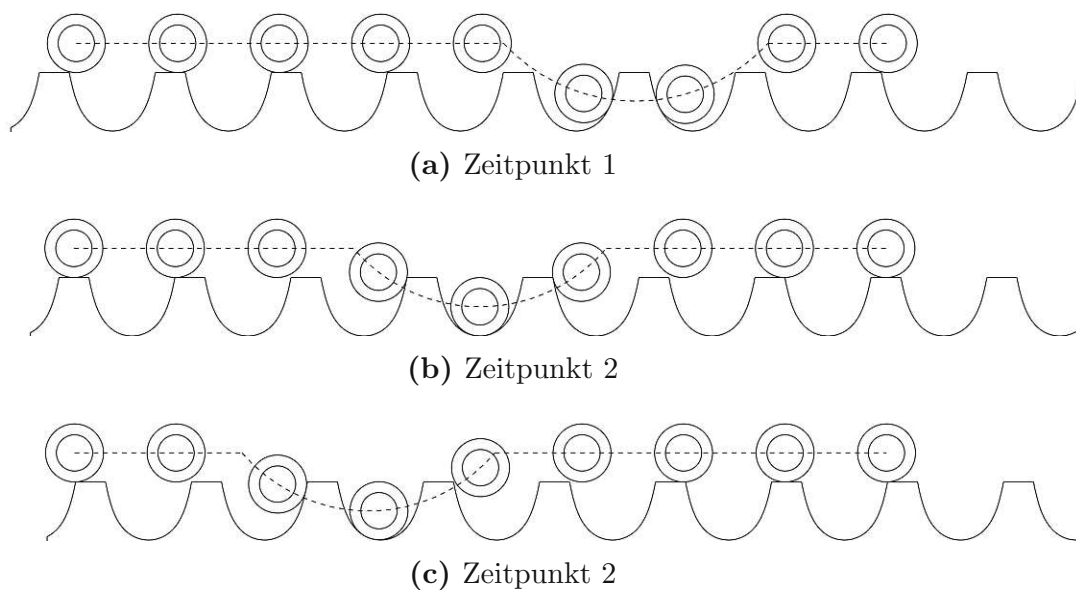


Abbildung 4.21: Eingriffsverhalten

Analyse der Eingriffskräfte Erstmals wurde bei diesem Konzept der Verlauf der Eingriffskräfte analysiert. Diese spielen eine große Rolle bei der Bewertung des Systems, da sie maßgeblich den Bauraumbedarf des Gesamtsystems beeinflussen.

Dabei wird die optimierte Flankenform herangezogen, da sie einen signifikanten Einfluss auf die veränderlichen Kräfte während eines Eingriffes hat. Unter der Annahme, dass die zu hebende Last konstant bleibt, wird im Folgenden der Verlauf der Antriebskraft analysiert. Weiters wird angenommen, dass durch den Einsatz der Rolle keinerlei Reibkräfte auftreten und die Kontaktkraft somit durch den Bolzenmittelpunkt geht und immer normal auf die Kontaktebene steht (Abb. 4.22).

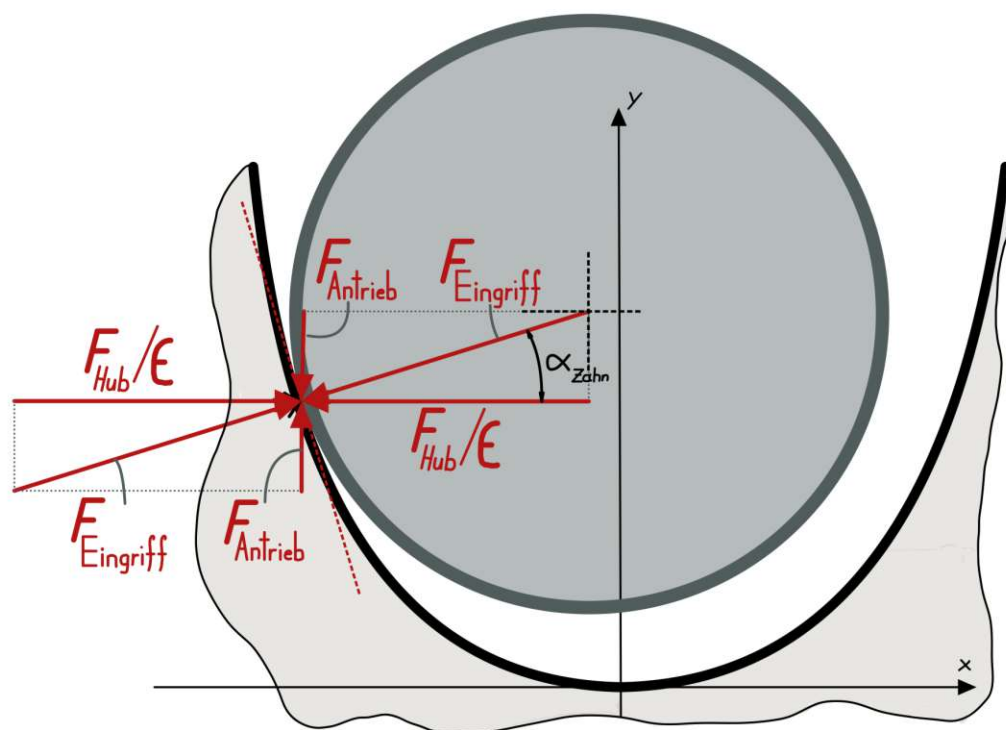


Abbildung 4.22: Eingriffskräfte

Somit kann folgender mathematischer Zusammenhang der Kräfte abgeleitet werden.

$$\tan(\alpha_{\text{Zahn}}) = \frac{F_{\text{Antrieb}}}{(F_{\text{Hub}}/\epsilon)} \quad (4.14)$$

$$\Rightarrow F_{\text{Antrieb}} = (F_{\text{Hub}}/\epsilon) \cdot \tan(\alpha_{\text{Zahn}}) \quad (4.15)$$

- $\tan(\alpha_{Zahn})$... Steigung der Zahnflanke im Eingriffspunkt
 $F_{Antrieb}$... Kraft, die von dem Antriebssystem eingebracht wird
 F_{Hub} ... Kraft der zu hebenden Last
 ϵ ... Überdeckung der Getriebeeinheit
 → Die Überdeckung wird im Zuge dieses Abschnittes als gute, konservative Annahme auf eins festgelegt. Bei detaillierteren Analysen oder bei anderen Getriebeeinheiten spielt diese jedoch eine entscheidende Rolle. Daher wurde dieser Parameter hier der Vollständigkeit halber bereits eingeführt.

Da die Steigung der Zahnflanke benötigt wird, muss die bekannte Geometrie durch ein Polygon approximiert werden, um dieses anschließend ableiten zu können. Das Polygon wurde mithilfe eines Pythonskripts durch eine entsprechende Anzahl an Punkten auf der Zahnflanke bestimmt (Abb. 4.23).

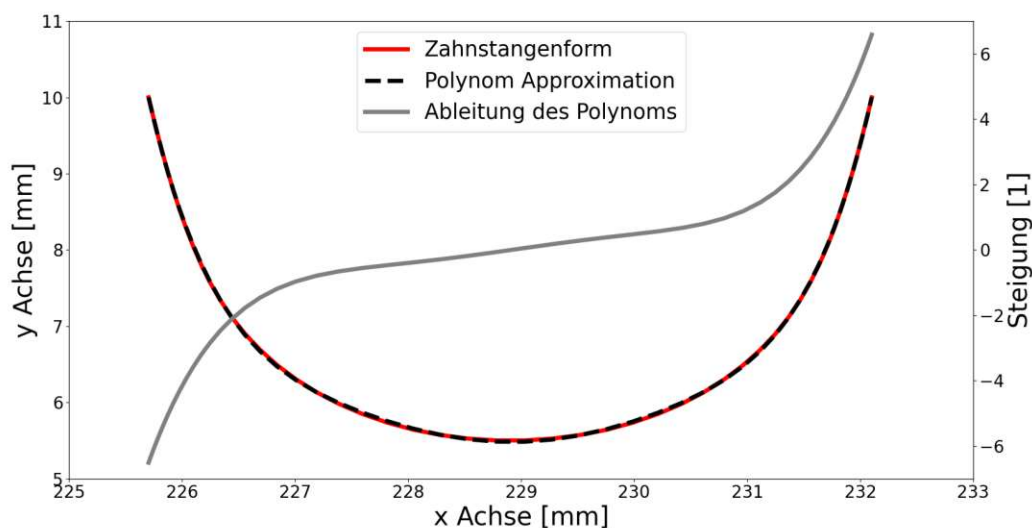


Abbildung 4.23: Approximation der Zahnflankenform und ermittelte Steigung

Weiters ist zu beachten, dass zu jedem Zeitpunkt mehrere Rollen im Eingriff sind. Ein entsprechender Faktor soll daher berücksichtigen, dass sich die Kraft nicht perfekt gleichmäßig auf die Kontaktstellen aufteilen wird. Der hier gezeigte Verlauf der Eingriffskräfte berücksichtigt mehrere Eingriffselemente, die sich aber nur in derselben Eingriffsphase befinden dürfen (Abb. 4.24). Durch Eingriffselemente, die gleichzeitig in unterschiedlichen Eingriffsphasen Kräfte übertragen, könnte ein gleichmäßigeres Kräfteprofil umgesetzt werden.

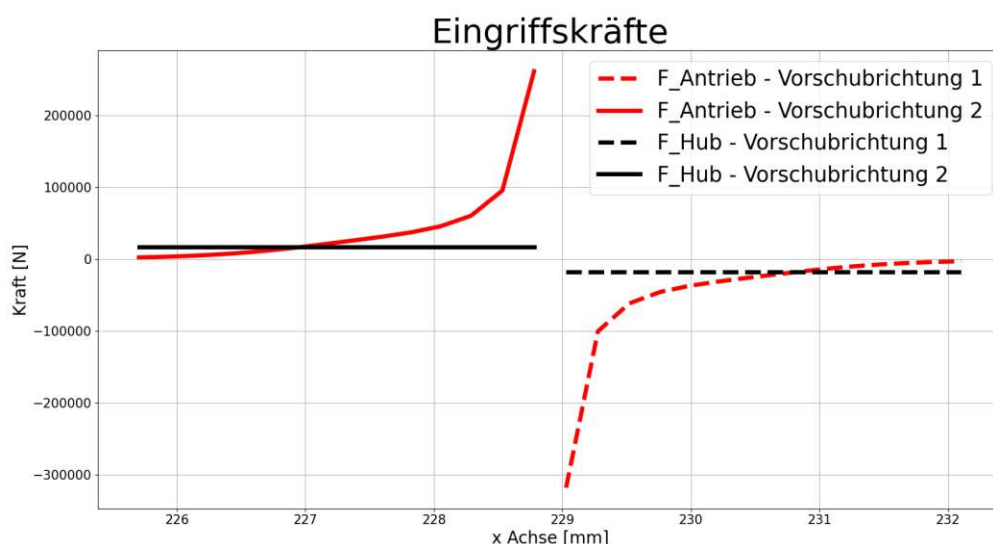


Abbildung 4.24: Eingriffskräfte

Es kann gezeigt werden, dass die entstehenden Kontaktkräfte bei gleichbleibenden Hubkräften stark schwanken. Somit entstehen ungünstigere Eingriffsstellungen, bei denen das System erhöhten Belastungen ausgesetzt ist. Da davon auszugehen ist, dass das System zu jedem Zeitpunkt unter voller Last zum Stillstand gebracht werden kann, sind diese Positionen auch maßgeblich zum Dimensionieren des Mechanismus heranzuziehen. Durch das Auslegen des Systems auf den „worst-case“, ist der Mechanismus sehr robust zu gestalten, wodurch die Baugröße und Wirtschaftlichkeit negativ beeinflusst werden.

4.5 Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform

Mit diesem Wellenkonzept sollten zwei Hauptnachteile des vorhergehenden behoben werden – die schwankenden Eingriffskräfte und die hohen Herstellkosten der Zahnstange. Beide können auf die durch die Wellenform entstehende, komplexe Flankengeometrien zurückgeführt werden. Durch die gleichmäßige Bewegung der Eingriffselemente bei der Dreieck-Wellenform entstehen gerade Zahnstangen- Flankengeometrien (Abb. 4.25). Somit kommt es während des gesamten Eingriffes immer zu denselben Reaktionskräften, auf die das gesamte System optimal ausgelegt werden kann. So soll die Baugröße des resultierenden Systems reduziert werden können. Weiters ermöglichen die geraden Flankengeometrien eine viel wirtschaftlichere Herstellung der Zahnstange, da die Form viel einfacher kommuniziert und ohne Spezialwerkzeug umgesetzt werden kann.

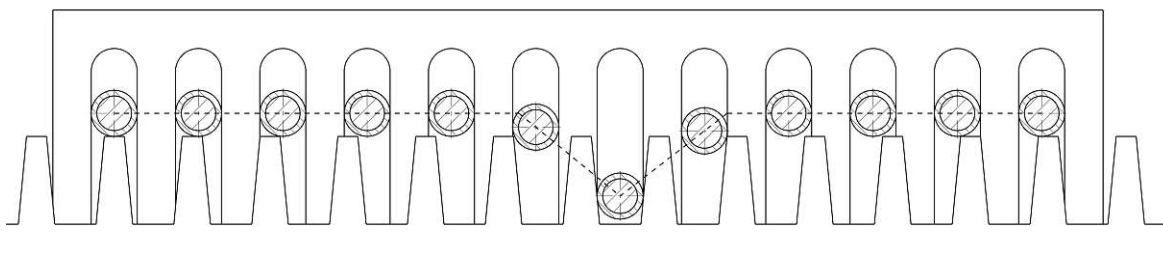


Abbildung 4.25: Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform

Design des Konzeptes Bei dieser Variante der Wellenform wurde erneut auf separate Bolzen gesetzt. Diese können die gewählte Wellenform abbilden und sorgen für eine gleichmäßige Vorschubbewegung. Weiters sind die Bolzen auch wieder mit reibungsreduzierenden Rollen ausgeführt, da während des Eingriffes ansonsten Gleitreibung auftreten würde. Bei der gewählten Wellenform folgen die im Eingriff befindenden Bolzen einer Dreiecksform. Alle anderen verharren möglichst knapp oberhalb der Zahnstange. Somit entsteht ein sehr flaches Wellenprofil, das den benötigten Bauraum nicht unnötig vergrößert. Die Zahnstangenform besteht aus geraden Flanken, die, abhängig von der Wellenform, ihren Winkel zueinander verändern. Das dreiecksförmige Wellenkonzept wird durch zwei Hauptparameter definiert, der Höhe (h_{Δ}) und Breite (b_{Δ}) (Abb. 4.26). Diese beeinflussen die entstehenden Kräfte maßgeblich. Der Vorschub pro Wellendurchlauf entspricht, wie bei den zuvor behandelten Varianten, der Zahnstangenteilung ($p_{Zahnstange}$). Dies konnte erzielt werden, da auf der Referenzlänge (l_{ref}) genau ein Bolzen mehr angeordnet ist, als Zahnücken vorhanden sind. Durch die gewählte Wellenform kann die Flankengeometrie der Zahnstange mathematisch bestimmt werden (Gl. 4.17-Gl. 4.19).

$$v_{Welle} = \frac{l_{ref}}{t_{ref}} = \frac{b_{\Delta}}{t_{Bewegung}} \quad (4.16)$$

$$v_{Zahnstange} = \frac{p_{Zahnstange}}{t_{ref}} = \frac{b_{Zahnstange}}{t_{Bewegung}} \quad (4.17)$$

$$\Rightarrow b_{Zahnstange} = p_{Zahnstange} \cdot \frac{b_{\Delta}}{l_{ref}} \quad (4.18)$$

$$\Rightarrow \alpha_{Zahnstange} = \arctan\left(\frac{b_{Zahnstange}}{h_{\Delta} \cdot 2}\right) \quad (4.19)$$

v_{Welle}	... Geschwindigkeit, mit der sich die Dreieck-Wellenform fortbewegt
l_{ref}	... Referenzlänge (Länge zwischen erstem und letztem Eingriffselement)
t_{ref}	... Zeit, die die Dreieck-Wellenform benötigt, um l_{ref} zurückzulegen
$v_{Zahnstange}$... Geschwindigkeit der Zahnstange
$p_{Zahnstange}$... Teilung der Zahnstange
$t_{Bewegung}$... Zeit, die ein Eingriffselement bei einmaligem Wellendurchlauf in Bewegung ist.
$b_{Zahnstange}$... Strecke, die die Zahnstange während des Eingriffes eines Elements zurücklegt
b_{Δ}	... Breite der Wellenform
h_{Δ}	... Höhe der Wellenform
α_{Zahn}	... Flankenwinkel

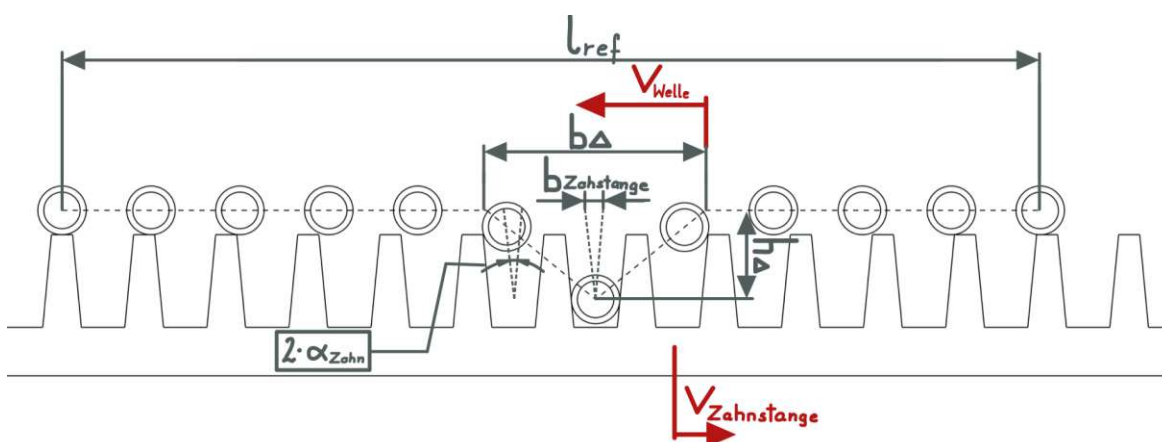


Abbildung 4.26: Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform

Simulationsmodell des Konzeptes Da bei diesem Wellenkonzept alle Parameter vorab ermittelt werden konnten, war es nicht nötig, weitere Annahmen zu treffen. Um die zuvor beschriebenen Eigenschaften zu verifizieren, wurde auf Basis dessen eine Creo Analyse durchgeführt.

Erkenntnisse der Simulation Mithilfe der Simulation konnte die erwartete Gleichmäßigkeit des Vorschubs verifiziert werden. Auch konnte die Zahnstangenform diesbezüglich überprüft werden, da ein kollisions- und abhebungsfreier Eingriff auftritt. Wie erwartet kann aufgrund der gerade Flankenform gezeigt werden, dass bei konstanter Hubkraft die benötigte vertikale Antriebskraft ebenfalls konstant ist (Gl. 4.4). Weiters muss angemerkt werden, dass die, bei diesem Wellenkonzept, benötigten Flanken sehr steil sind. Dies führt zu einem sehr sanften Eingriff, wodurch nur geringe Antriebskräfte benötigt werden um hohe Hubkräfte zu erzeugen.

Nachteil dieser Flankengeometrie ist, dass sehr hohe und schmale Zähne entstehen die somit nicht sehr robust sind. Diese können in manchen Fällen den limitierenden Faktor der Stabilität des Systems darstellen. Ein weiterer Nachteil dieses Wellenkonzeptes ist, dass nur sehr wenige Bolzen gleichzeitig im Eingriff sind. Somit teilen sich die entstehenden Kräfte nur auf sehr wenige Eingriffselemente auf, wodurch diese entsprechend robust ausgeführt werden müssen und somit der Bauraumbedarf des gesamten Systems steigt (Abb. 4.27).

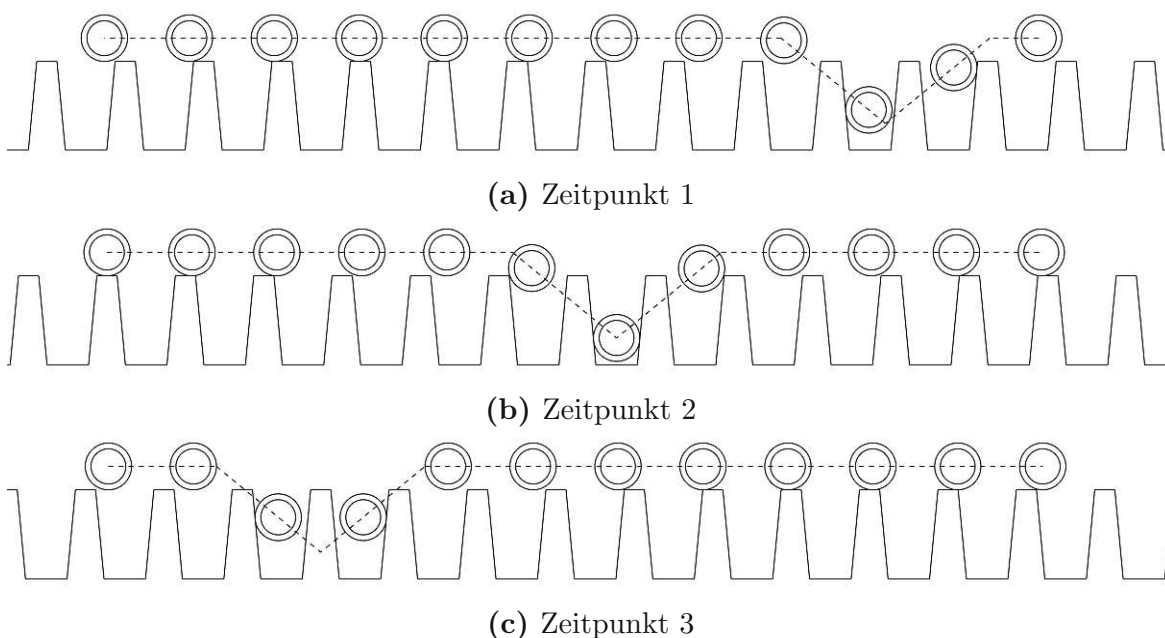


Abbildung 4.27: Eingriffsverhalten

4.6 Separate Bolzen in lückenloser Dreieck - Wellenform

Diese Wellenform stellt eine Weiterentwicklung der zuvor behandelten Dreiecksform dar. Dabei sollen bei diesem Wellenkonzept mehrere Dreiecksformen hintereinander angeordnet werden, wodurch alle Eingriffselemente immer in Bewegung bleiben (Abb. 4.28). Somit sind zu jedem Zeitpunkt mehrere Bolzen im Eingriff, auf die sich die auftretenden Belastungen aufteilen.

Eine weitere Verbesserung des neuen Konzeptes soll in der Flankengeometrie liegen. Die Zahnflanken wird viel breiter ausgeführt, um widerstandsfähigere Zähne zu erzeugen. Dies kann umgesetzt werden, indem nicht wie zuvor ein Eingriffselement in eine Zahnücke eingreift, sondern nun mehrere Bolzen in einer Zahnücke in Eingriff gehen. Durch die breitere Zahngeometrie entsteht jedoch eine ungünstigere Kraftübersetzung. So sind sehr hohe vertikale Druckkräfte aufzubringen, um eine entsprechende Hubkraft zu erzeugen.

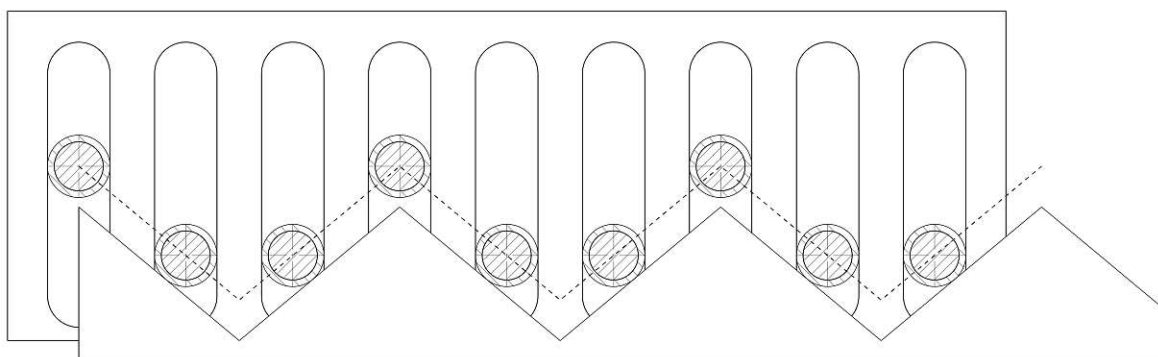


Abbildung 4.28: Lückenlose Dreieck-Wellenform separate Bolzen

Design des Konzeptes Als Eingriffselement werden separate Bolzen mit reibungsreduzierenden Rollen gewählt. Diese können die Wellenform darstellen und nehmen die Relativbewegung an den Kontaktstellen auf. Die Wellenform entspricht aneinandergereihten Dreiecken, wodurch alle Eingriffselemente zu jedem Zeitpunkt in Bewegung sind. Da so mehrere Wellenmaxima existieren, befinden sich auch mehr Bolzen zugleich in Eingriff, auf die die auftretenden Belastungen aufgeteilt werden. Der Vorschub des Systems ist viel größer als bei den bereits behandelten Wellenformen. Um einen kontinuierlichen Vorschub zu gewährleisten, muss die Zahnstange, zwischen den Zeitpunkten, an denen der Bolzen die tiefste Eingriffsposition einnimmt, um eine Teilung nach vorne geschoben werden. Somit muss die Zahnstange bei einmaligem Durchlauf der Wellenfront einen Vorschub der Zahnstangenteilung mal der Anzahl an versetzten Wellen zurücklegen.

Um die Zahnstange robuster zu gestalten, wird der grundlegende Zahneingriff angepasst. So greifen nun mehrere Eingriffselemente in dieselbe Zahnücke ein, wodurch die Flankengeometrie der Zahnstange viel breiter ausgeführt werden kann. Durch das neue Eingriffskonzept entspricht die Zahnflankengeometrie der Wellenform. Die Bolzen, die sich in der gleichen Zahnücke befinden, bilden eine Art virtuelles Dreieck, das sich langsam nach vorne schiebt und somit die Zahnstange antreibt. Ein weiterer Effekt der durch die breite Wellenform entsteht, ist die schlechte Kraftübersetzung. Dadurch sind sehr hohe vertikale Druckkräfte nötig, um eine entsprechende Vorschubkraft zu generieren. Die gewählte Flankenform kann nur umgesetzt werden, wenn man eine theoretisch spitze Flankenform zulässt. Dies wurde bei den zuvor behandelten Wellenkonzepten versucht zu vermeiden, da diese Einschränkung eine bekannte Voraussetzung bei Stirnrädern ist. Durch anschließendes Abrunden der Spitze kann diesen negativen Effekten aber entgegen gewirkt werden, während die größere Flexibilität in der Wellengestaltung weiterhin aufrechterhalten werden kann.

Simulationsmodell des Konzeptes Da die Flankengeometrie, wie bereits erwähnt, durch die Wellenform bekannt ist, kann der Mechanismus direkt in Creo umgesetzt und analysiert werden, ohne eine grobe Python Simulation davor durchführen zu müssen. Somit ist es nicht nötig weitere Annahmen zu treffen.

Erkenntnisse der Simulation Da der Mechanismus bereits vor der Simulation gut abgeschätzt und mathematisch beschrieben werden konnte, lieferte die Simulation wenig neue Erkenntnisse. Aus diesem Grund wurde die Analyse mehr als Verifizierung der zuvor angenommenen Eigenschaften verstanden. Die Simulation bestätigt den gleichmäßigen, kollisionsfreien Antrieb mit diesem Wellenkonzept (Abb. 4.29).

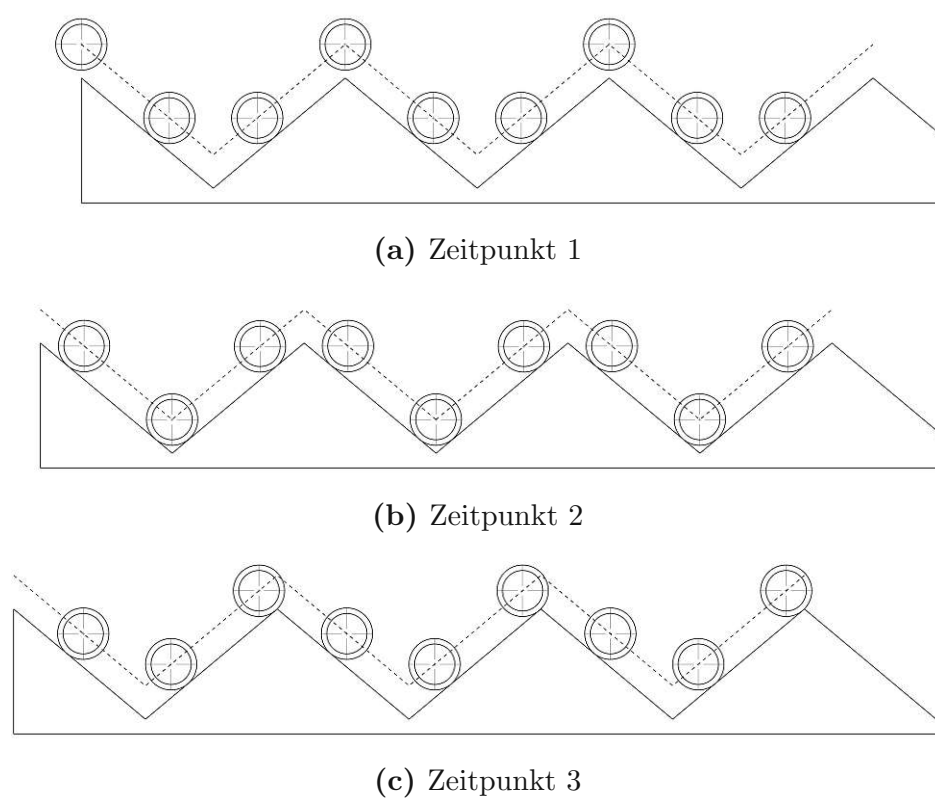


Abbildung 4.29: Eingriffsverhalten

4.7 Separate Dreiecke in lückenloser Dreieck - Wellenform

Die Weiterentwicklung dieses Konzeptes besteht darin, dass die Eingriffsbolzen durch dreiecksförmige Eingriffselemente ersetzt werden (Abb. 4.30). Das hat den Vorteil, dass der Flankenwinkel wieder steiler gewählt werden kann, da die Spitzen der Eingriffselemente auch bei kleineren Winkel die volle Dreiecksbewegung noch weiterhin ausführen können. Dieser Effekt wird dadurch verstärkt, dass jedes Eingriffselement

erneut in eine Zahnücke eingreift. Somit sinken die benötigten Druckkräfte bei gleicher Hubkraft wieder. Der Nachteil des Systems ist jedoch, dass reine Gleitreibung zwischen den Flanken herrscht. Die dabei entstehende Reibung, die zu erhöhtem Verschleiß und einem schlechten Wirkungsgrad führt, kann zu dem derzeitigen Wissensstand noch schwer abgeschätzt werden, da diese sehr stark von dem jeweiligen Schmierzustand abhängig ist.

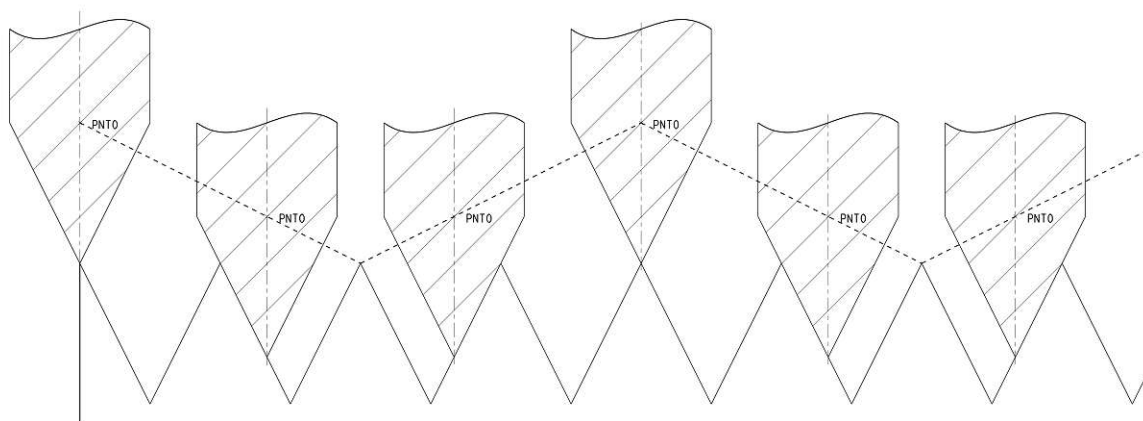


Abbildung 4.30: Lückenlose Dreieck-Wellenform separate Dreiecke

Design des Konzeptes Bei diesem Wellenkonzept wird erneut auf aneinandergereihte dreiecksförmige Wellen gesetzt. Dadurch bewegen sich alle Eingriffselemente zu jedem Zeitpunkt. Dies führt zu einer sehr hohen Überdeckung. Somit reduziert sich der Bauraumbedarf des Gesamtsystems, da sich so die Belastung auf mehrere Komponenten verteilt. Als Eingriffselement werden separate Dreiecke verwendet. Diese können auch schmalere Zahnücken besser ausfüllen, wodurch die Flankenform steiler gewählt werden kann. Weiters bietet diese Form einige festigkeitstechnische Vorteile. So kann das System, durch den nach oben hin breiten Querschnitt, höheren Biegebeanspruchungen standhalten. Auch ist die Pressung an den Flanken viel kleiner, da Zahnstange und Eingriffselement entlang einer Fläche in Kontakt treten. Bei den zuvor behandelten Eingriffselementen trat stets eine Linienberührung auf, welche mithilfe der Hertz'schen Pressung beschrieben werden kann. Dies führt auch zu einer erhöhten Belastung des Systems. Das Eingriffsverhalten wird so gewählt, dass jedes Eingriffselement in eine andere Zahnücke eingreift. Somit entspricht die Zahnflanke der Form des Eingriffselements. Durch die steile Flankengeometrie kann eine vorteilhaftere Kraftübersetzung erzielt werden.

Simulation des Konzeptes Da sowohl die Geometrie der Eingriffselemente als auch die der Zahnstange bekannt waren konnte die gesamte Analyse, ohne weitere Annahmen, in Creo durchgeführt werden.

Erkenntnisse der Simulation Erneut diente die Simulation als Verifizierung der getroffenen Annahmen. Dabei konnte ein kollisionsfreier Eingriff gezeigt werden, der die Zahnstange gleichmäßig nach vorne schiebt (Abb. 4.31).

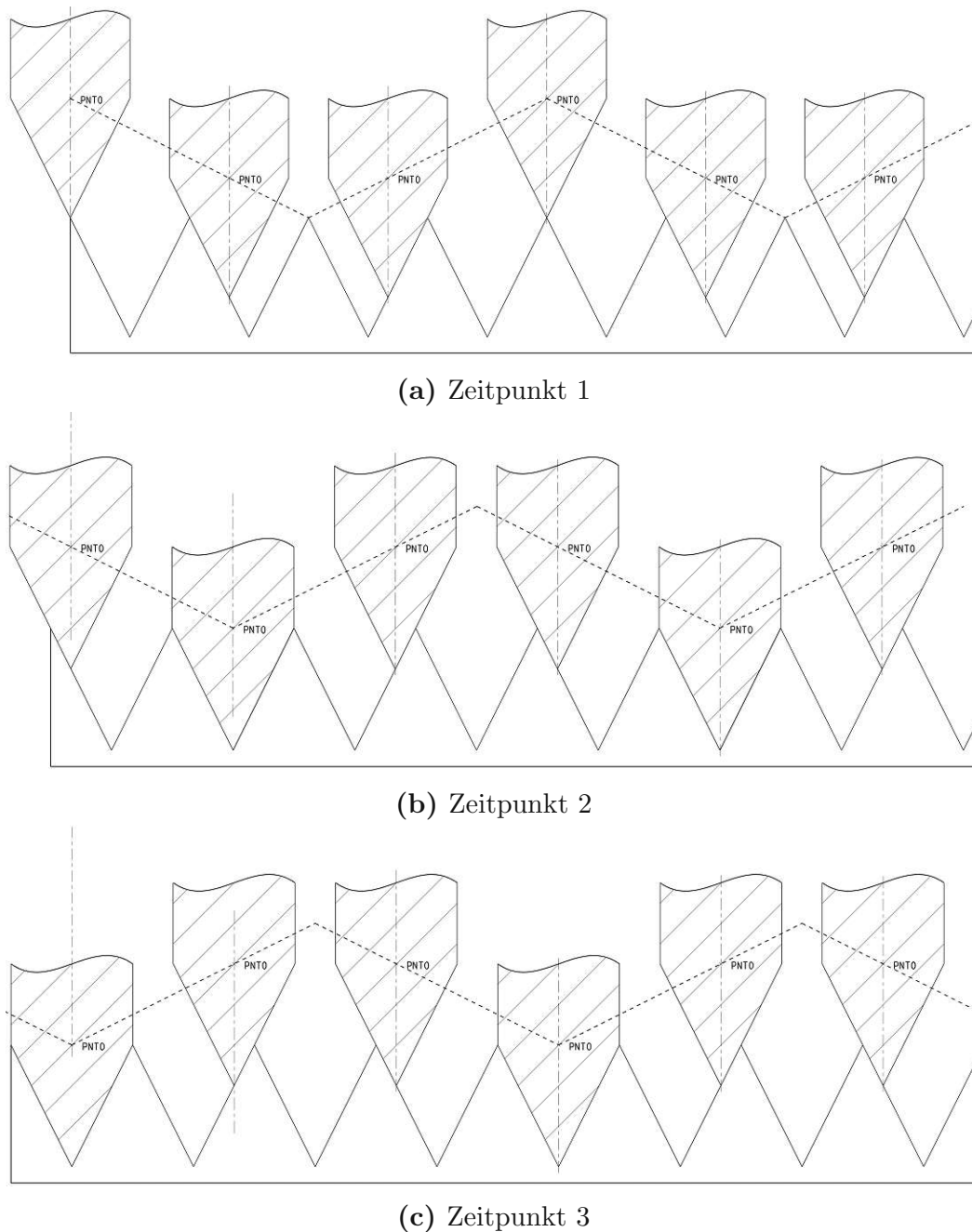


Abbildung 4.31: Eingriffsverhalten

4.8 Vergleich der Wellenformen

In diesem Abschnitt sollen die oben beschriebenen Wellenformen gegenübergestellt werden. Dabei werden Bewertungskriterien herangezogen, die im Zuge der kontinuierlichen Weiterentwicklung erarbeitet wurden. Im Folgenden werden alle Bewertungskriterien kurz erläutert:

- **Wirungsgrad**
 - Durch Reibung kann eine erhebliche Verlustleistung anfallen. Tritt Gleitreibung auf, verstärkt sich dieser Effekt, daher sind in solchen Fällen reibungsreduzierende Elemente vorzusehen.
 - Auch durch das kontinuierliche Verformen von Bauteilen geht nutzbare Energie verloren, da ein gewisser Bestandteil in Walkarbeit umgewandelt wird.
- **Gleichförmige Vorschubbewegung**
 - Eine ungleichmäßige Vorschubbewegung kann die Ursache von Schwingungen sein und das System erheblich belasten. Daher sind möglichst gleichförmige Vorschubbewegungen zu bevorzugen.
- **Flächenpressung an den Zahnflanken**
 - Bei Überschreiten der zulässigen Flächenpressung kann es zum Eindringen der Oberfläche kommen, wodurch die Oberflächenqualität herabsetzt und die Lebensdauer des Mechanismus stark reduziert wird. Treten Linienberührungen auf, können schon geringer Kräfte zu erheblichen Belastungen führen. Vollflächiger Kontakt ermöglicht es, die Kräfte über einen größeren Bereich zu verteilen, somit entstehen geringere Flächenpressungen.
- **Vertikaler Platzbedarf**
 - Die Wellenhöhe hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Kompaktheit des gesamten Systems und ist daher möglichst gering zu halten.
- **Komplexität der Zahnstangen-Flankengeometrie**
 - Eine komplexe Flankengeometrie ist meist schwer mit der Fertigung zu kommunizieren und kann Spezialwerkzeug erfordern. Somit hat diese einen maßgeblichen Einfluss auf die Herstellkosten.
 - Auch führt eine komplexe Flankengeometrie, bei konstanter Hubkraft, zu veränderlichen Reaktionskräften im Zuge des Eingriffs. Diese Schwankungen können das Antriebssystem unnötig stark belasten. (Abb. 4.31)
- **Überdeckung**
 - Die Überdeckung beschreibt die Anzahl an Eingriffselementen die gleichzeitig im Eingriff sind. Durch eine hohe Anzahl können auftretende Belastungen besser aufgeteilt werden. Somit erfahren die einzelne Teile geringere Kräfte, wodurch der Bauraumbedarf des Gesamtsystems reduziert werden kann.

- Robustheit der Zähne der Zahnstange
→ Sehr schmale und hohe Zähne können die Dimensionierungsgrundlage darstellen und somit Tragfähigkeit des gesamten Systems herabsetzen. Dies kann auch bei entsprechend kleinen Eingriffselementen der Fall sein, weshalb entsprechend robuste Bauteile bevorzugt werden sollten.
- Kraftübersetzung
→ Stellt den Zusammenhang zwischen Antriebs- und Hubkraft dar. Dieser wird maßgeblich durch die Steigung der Zahnflanke beeinflusst. Der Mechanismus soll möglich große Hubkräfte aufgrund der Antriebskräfte erzeugen.

Um alle Wellenformen gegenüberstellen zu können, ist jede einzelne nach allen Kriterien zu bewerten. Anzumerken ist, dass die angeführten Kategorien unterschiedliche Gewichtungen besitzen und somit nur schwer miteinander vergleichbar sind. Das Ergebnis dieser Bewertung soll die Möglichkeit bieten, einen raschen Überblick über die Vor- und Nachteile der verschiedenen Welleformen zu erhalten, um die, für die jeweilige Anwendung, optimale Wahl zu treffen. Die vollständige Bewertung der einzelnen Wellenformen kann im Anhang (Kap. A) nachgeschlagen werden.

	Elastisches Eingriffselement Sinus-Welle	Rollenkette Sinus-Welle	Separate Bolzen Sinus-Welle	Separate Bolzen Kreis-Welle	Separate Bolzen Dreieck-Welle	Separate Bolzen lückenlose Dreieck-Welle	Separate Dreiecke lückenlose Dreieck-Welle
Wirkungsgrad	-	+	+	+	+	+	-
Gleichförmige Vorschubbewegung	-	-	+	+	+	+	+
Flächenpressung Zahnflanke	o	-	-	-	-	-	+
Vertikaler Platzbedarf	-	-	-	+	+	+	o
Komplexität der Zahnstange	o	-	-	-	+	+	+
Überdeckung	-	-	-	-	-	+	+
Robustheit der Zähne der Zahnstange	+	+	-	-	-	+	+
Kraftübersetzung	+	o	o	o	+	-	-

+ ... Eigenschaft wird sehr gut erfüllt o ... Eigenschaft wird nur teilweise erfüllt - ... Eigenschaft wird schlecht erfüllt

Tabelle 4.2: Vergleich der Wellenformen

4.9 Abwandlungsmöglichkeiten der behandelten Systeme

Zu beachten ist, dass die, im Zuge dieser Arbeit behandelten Systeme, auch in einer abgewandelter Form genutzt werden können. So ist denkbar, die Geometrien von Zahnstange und Eingriffselement bei entsprechenden Getriebekonzepten zu vertauschen (Abb. 4.32). Dadurch kann das System wirtschaftlicher umgesetzt werden, da die um ein Vielfaches größere Zahnstange durch eine Rollenkette ersetzt wird. Die Kette wäre dabei nicht über die gesamte Länge am Ausleger zu fixieren, sondern könnte nur an den Enden angebracht werden. So ist es nicht notwendig die Stabilität des Auslegerprofils durch entsprechende Fixierungsstellen zu reduzieren.

Anzumerken ist, dass die Adaptierbarkeit nicht aller behandelten Konzepte möglich sein wird. Wellenkonzepte, bei denen mehrere Eingriffselemente in eine Zahnücke eingreifen, sind nur schwer abänderbar, da die Kette dabei nicht gerade ausgerichtet werden könnte.

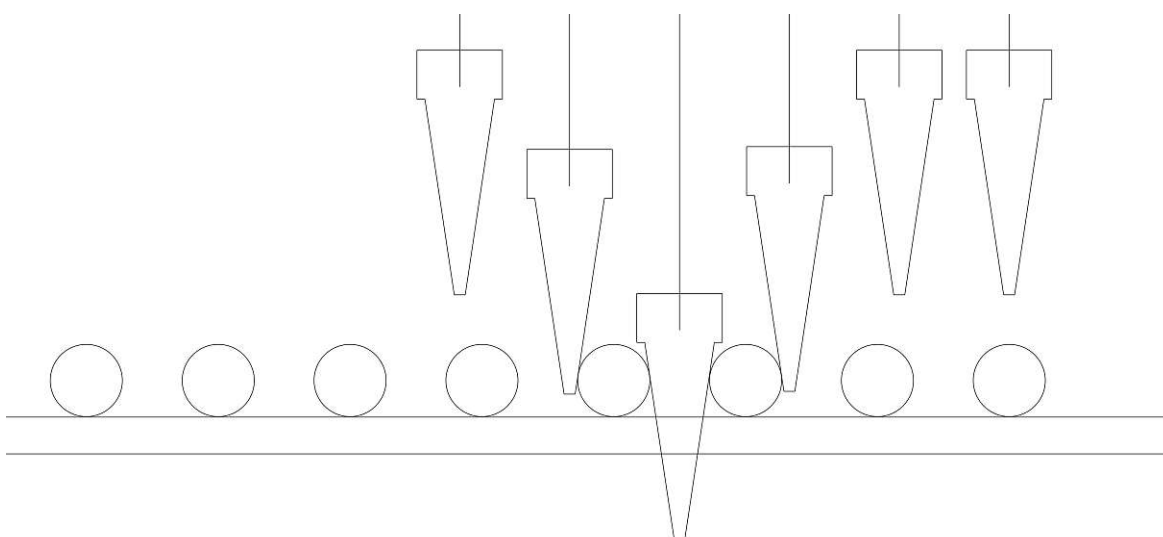


Abbildung 4.32: Abwandlungsmöglichkeiten der behandelten Systeme

Eine weitere Möglichkeit die behandelten Systeme einzusetzen, stellen Konzepte dar, in denen zwei Wellenformen symmetrisch um eine zweiseitige Zahnstange angeordnet werden. So heben sich die Kräfte innerhalb des Systems auf und belasten nicht zusätzlich das Auslegersystem. Auch eignet sich diese Variante speziell dafür in eigenen, externen Zylindersystemen eingesetzt zu werden.

5. Antriebssysteme

In diesem Kapitel sollen verschiedene Mechanismen behandelt werden, die zur Generierung der zuvor besprochenen Wellenformen herangezogen werden können. Dabei sind deren Eigenschaften, wie bevorzugte Einsatzgebiete, umsetzbare Wellenformen und generelle Vor- und Nachteile aufzuzeigen. Durch die Vielzahl an Lösungsvarianten konnten nicht alle möglichen Antriebssysteme behandelt werden. So wurde versucht, ein möglichst breites Spektrum an Mechanismen zu analysieren, mit dem Fokus auf den vielversprechendsten Varianten. Angemerkt muss auch werden, dass es nur schwer möglich ist, die verschiedenen Konzepte einander gegenüber zu stellen ohne ein Wellenform zu definieren. So soll dieses Kapitel nur über die Möglichkeiten informieren. Eine eindeutige Empfehlung kann erst im Zuge der Kombination von Getriebeeinheit und Antriebssystem ausgesprochen werden (Kap. 6.1).

5.1 Nockenwelle - „Einfach“-Nocke

Die „Einfach“-Nocke stellt die einfachste Form eines Nockentriebes dar. Dabei wird ein einseitig exzentrisch gelagertes Element (die Nocke) zum Rotieren gebracht. Eine entsprechende Außenkontur des Nockens ist dabei in ständigem Kontakt mit einem rein einachsigen translatorisch gelagerten Bauteil (der Druckplatte). So wandelt der Mechanismus rotatorische Bewegungen in translatorische um. Als rotatorischer Antrieb kann beispielsweise ein Elektromotor herangezogen werden. Durch die parallele Anordnung mehrerer versetzter Nocken können die gewünschten Wellenformen umgesetzt werden.

Im Zuge der Kraftübertragung treten an der Kontaktstelle zwischen der Nocke und der Druckplatte Relativbewegungen auf. Diese würden zu erhöhtem Verschleiß und einem schlechteren Wirkungsgrad führen. Durch eine spezielle Ausführung der Nocke kann die Reibung jedoch stark reduziert werden. Dabei ist am Kontaktpunkt von Nocke und Druckplatte eine Rolle vorgesehen. Somit kann die auftretende Relativbewegung durch Rollreibung aufgenommen werden. (Abb. 5.1)

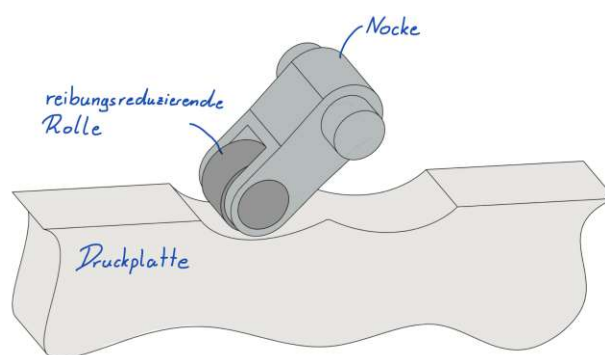


Abbildung 5.1: „Einfach“-Nocke mit reibungsreduzierender Rolle

Es gibt eine Vielzahl verschiedener Ausführungsformen von „Einfach“-Nocken, die für unterschiedliche Anwendungsbereiche/Wellenformen herangezogen werden. Im Folgenden wird auf einige näher eingegangen:

- Durch eine „Einfach“-Nocke kann eine Sinushalbwellenform erzeugt werden. Dabei steht die Druckplatte bei 180 Grad der Nockenrotation still (Abb. 5.2 - Zeitpunkt 1-3). Während der restlichen 180 Grad wird die Druckplatte in einer negativen Sinushalbwellenform (über der Zeit) vertikal bewegt (Abb. 5.2 - Zeitpunkt 3-1). Dabei wird die Nocke rein auf Druck beansprucht. Um einen kontinuierlichen Kontakt sicherzustellen, ist es sinnvoll, die Druckplatte durch Federn nach oben vorzuspannen.

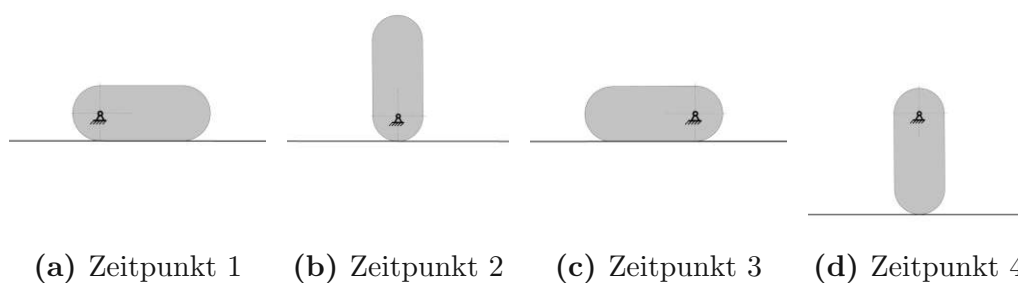


Abbildung 5.2: „Einfach“-Nocke - Sinus-Halbwellenform

- Durch diese Ausführungsvariante lässt sich eine kontinuierliche Sinus-Wellenform generieren (Abb. 5.3 - Zeitpunkt 1-4). Dabei muss die Nocke versetzt zu der Druckplatte angeordnet werden, sodass nur ein Querbolzen an der Nockenspitze den Kontakt herstellt. Um den konstanten Kontakt von Druckplatte und Nocken sicherzustellen, können Federn verwendet werden, die die Druckplatte nach oben zieht. Eine andere Ausführungsform wäre es, den Querbolzen der Nocke in einem horizontalen Langloch in der Druckplatte zu führen. Somit könnte die Nocke Kräfte in beide Richtungen (oben und unten) auf die Druckplatte übertragen.

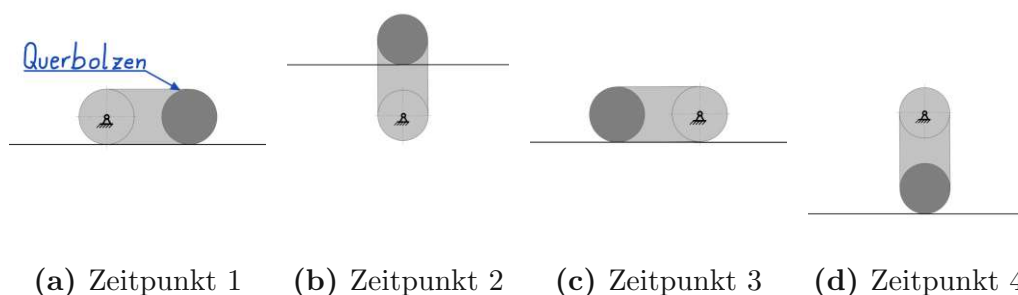


Abbildung 5.3: „Einfach“-Nocke - Sinuswellenform

- Durch spezielle Konturen der Druckplatte lassen sich unterschiedliche Wellenformen generieren. Die Wellenformen können aber nur lückenbehaftet umgesetzt werden. So steht die Druckplatte mindestens während 180 Grad Nockenrotation still (Abb. 5.4 - Zeitpunkt 1-3). Die in der folgenden Abbildung (Abb. 5.4) gezeigte Druckplattenkontur ermöglicht eine dreieckförmige Wellenform bei konstanter Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle. Die Druckplattenkontur entspricht der Überlagerung der Sinusbewegung der Nockenspitze mit der geforderten Bewegung der Druckplatte.

Durch die angepasste Druckplattenkontur entstehen jedoch auch noch weitere positive und negative Effekte, die bei detaillierter Betrachtung identifiziert werden können (Kontaktverlust, optimiertes Antriebsmoment, ...). Diese werden im Kapitel 5.2 näher erläutert. Die dort aufgezeigten Phänomene können adaptiert auch auf die „Einfach“-Nocke angewendet werden.

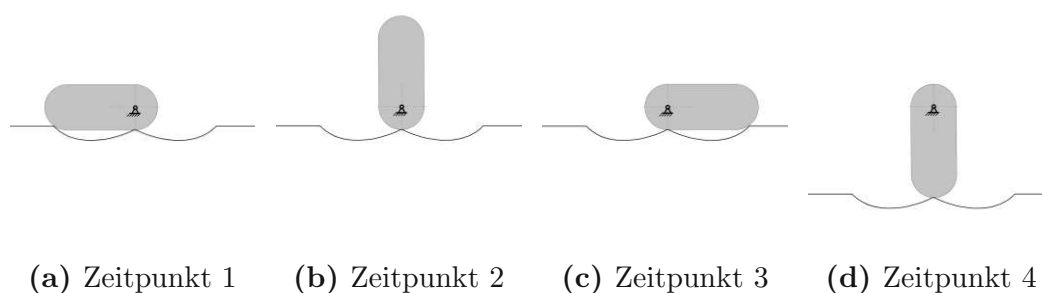


Abbildung 5.4: „Einfach“-Nocke - lückenbehaftete Dreieckwellenform

Im Zuge dieser Arbeit konnte lediglich eine sinusförmige, kontinuierliche Wellenform mit einer „Einfach“-Nocke umgesetzt werden. Ansonsten waren nur Wellenformen mit Lücken generierbar. Es konnte aber gezeigt werden, dass durch Anpassen der Druckplatte beinahe beliebige lückenbehaftete Wellenformen realisiert werden können.

5.2 Nockenwelle - „Doppel“-Nocke

Grundsätzlich besteht der „Doppel“-Nocken Antrieb aus zwei, um 180 Grad versetzte „Einfach“-Nocken (Abb. 5.5). Durch die Anordnung beginnt die eine genau zu dem Zeitpunkt in Eingriff zu gehen, wenn die andere den Eingriff verlässt. Somit ist eine lückenlose Wellenform umsetzbar. Die Anzahl möglicher Ausführungsformen ist im Vergleich zur „Einfach“-Nocke geringer. So übertragen diese Antriebsvarianten immer Kräfte rein auf Druck an der untersten Nockenspitze. Wie bereits in Kapitel 5.1 beschrieben, erzeugen Nocken von Grund auf eine Sinuswellenform. Komplexere Wellenformen, wie eine dreieckförmige Welle, sind weiterhin durch spezielle Druckplattenkonturen möglich.

Zwischen Nockenspitze und Druckplatte tritt während des Eingriffs permanent eine Relativbewegung auf. Um negative Auswirkungen durch die entstehende Reibung zu reduzieren, wurde die Spitze als Rolle ausgeführt. Diese soll die auftretenden Relativbewegungen durch Rollreibung aufnehmen, somit kann der Verschleiß reduziert und der Wirkungsgrad verbessert werden.

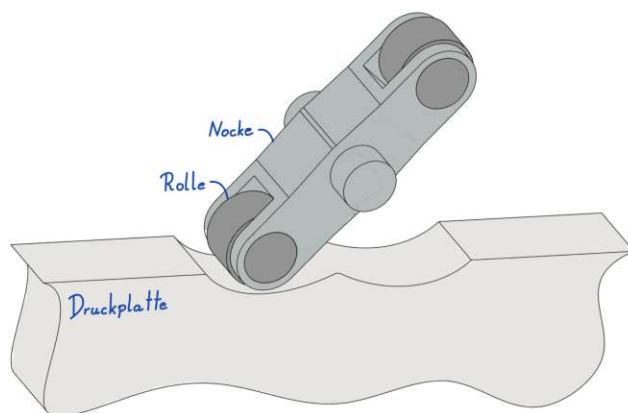


Abbildung 5.5: „Doppel“-Nocke - dreiecksförmige Wellenform

Meist wird die Nocke nach der geforderten Wellenform designend. Dabei spielt die maximale Wellenhöhe (h_{Welle}) eine entscheidende Rolle, da diese dem Abstand zwischen Antriebswellenmittelpunkt und Rollenmittelpunkt entspricht (R - Abb. 5.12). Bei gerader Druckplatte entsteht so eine lückenlose Sinushalbwellenform der Form:

$$y_{Hub} = -h_{Welle} \cdot \left| \sin\left(2\pi \cdot \frac{t}{t_{Periode}}\right) \right| \quad (5.1)$$

y_{Hub} ... vertikale Druckplattenposition

t ... Zeit-Parameter

h_{Welle} ... maximale Wellenhöhe

$t_{Periode}$... Zeitintervall (Zeit, die eine Wellenfront benötigt um einmal durchzulaufen)

Durch Anpassen der Druckplattenkontur sind auch andere Wellenformen umsetzbar. Ein Beispiel dafür ist die lückenlose Dreieckwellenform. Diese kann durch die folgende Gleichung beschrieben werden:

$$y_{Hub} = \begin{cases} -h_{Welle} \cdot \frac{t-2 \cdot n \cdot t_{int.}}{t_{int.}}, & (2 \cdot n + 0) < \frac{t}{t_{int.}} \leq (2 \cdot n + 1) \\ -h_{Welle} + h_{Welle} \cdot \frac{t-(2 \cdot n + 1) \cdot t_{int.}}{t_{int.}}, & (2 \cdot n + 1) < \frac{t}{t_{int.}} \leq (2 \cdot n + 2) \end{cases} \quad (5.2)$$

$n \in \mathbb{Z}$; idealisierte Form (berücksichtigt keine Effekte des Kontaktverlustes)

$t_{int.}$... Zeitintervall (Zeit, die für eine 90° Nockendrehung benötigt wird)

5.2.1 Analyse des Kontaktverlustes

Bei speziellen Druckplattenkonturen, wenn beispielsweise dreieckförmige Wellenformen umgesetzt werden sollen, tritt nahe der vertikalen Nockenlage ein Problem auf. Zu diesem Zeitpunkt kann die geforderte Druckplattenposition nicht durch die Nocke sichergestellt werden, da es zum Kontaktverlust kommt (Abb. 5.6). Somit kann die Nocke nur eine abgewandelte Wellenform erzeugen. Im Folgenden sollen die konstruktiven Einflüsse auf die abgewandelte Wellenform aufgezeigt werden, um so diese möglichst gut der geforderten annähern zu können.

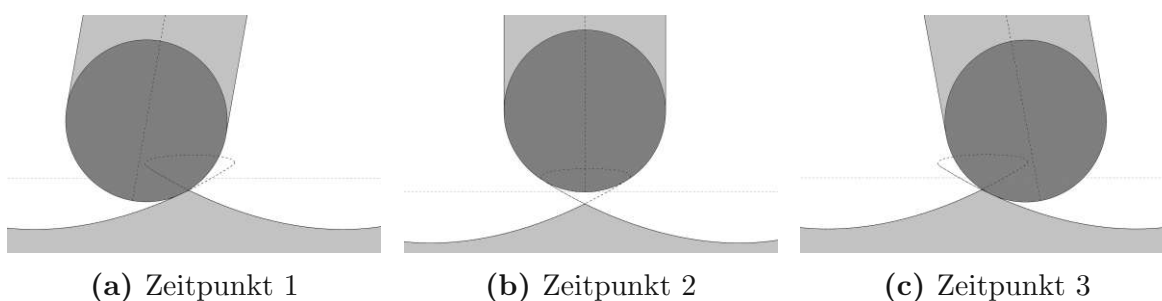


Abbildung 5.6: Kontaktverlust - „Doppel“-Nocke - dreieckförmige Wellenform

1. Simulationsmodell Die Auswirkungen des Kontaktverlustes wurde mithilfe des Programmes Creo Parametrics weiter untersucht. Für die Bewegungsabläufe bildet die zuvor ermittelte mathematische Beschreibung (Gl. 5.3) die Grundlage. Im Zuge der Simulation wurde die Spurkurve der Nockenspitze für unterschiedliche Nockenspitzen-Radien erstellt.

Es kann gezeigt werden, dass das Phänomen umso stärker auftritt, je größer der Nocken-Rollendurchmesser ist (Abb. 5.7). Mithilfe der Simulation kann festgestellt werden, dass der Kontaktverlust auf eine Überschneidung der benötigten Druckplattenkontur zurückzuführen ist. Da dieser Überschneidungsbereich konstruktiv nicht realisierbar ist, wird daher die Druckplattenkontur nur bis zu diesem Punkt erzeugt. Im Bereich der Überschneidung wird ein gewisser Teil der Wellenform so nicht dargestellt werden können.

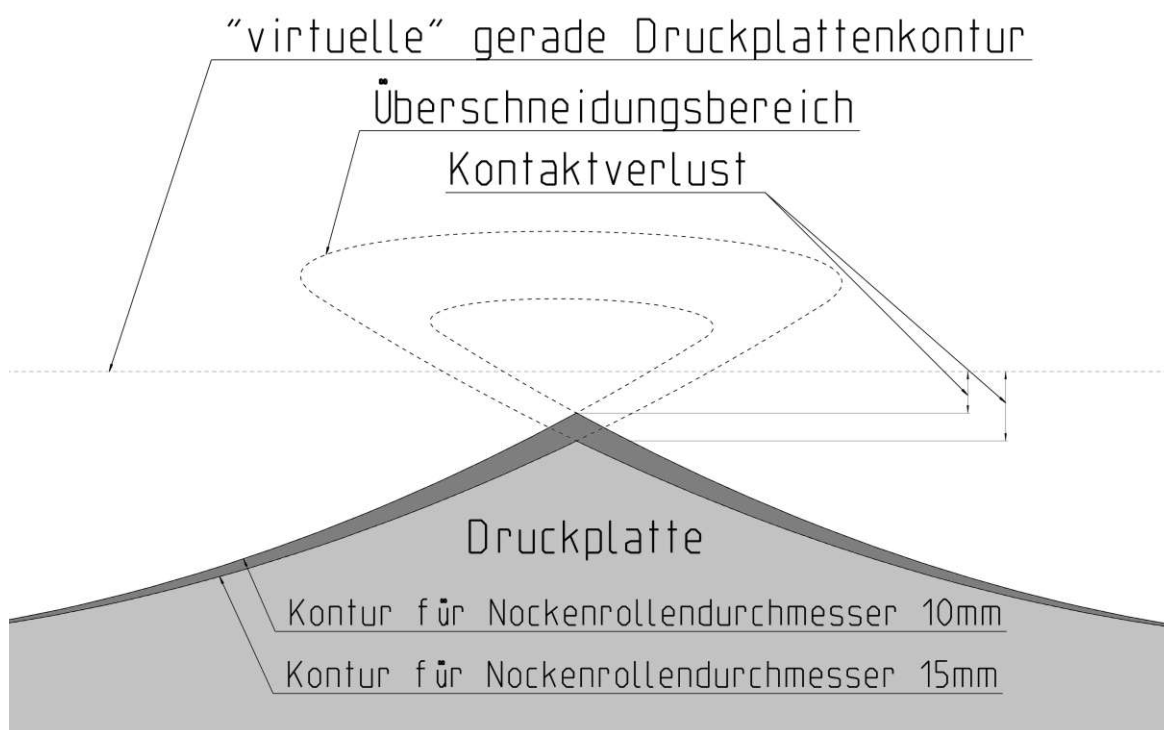


Abbildung 5.7: Detail-Analyse: Überschneidungsbereich - Kontaktverlust

2.Simulationsmodell Weiters war der Einfluss des Kontaktverlustes auf die entstehende Wellenform mittels einer zweiten Simulation zu analysieren. Unter der Annahme der zuvor entwickelten Druckplattenkontur, wurde nun die Druckplattenbewegung auf Grundlage einer Kontaktbedingung zwischen Nocke und Druckplatte ermittelt (Abb. 5.8). Somit konnte der reale Bewegungsablauf visualisiert werden. Dabei tritt stets ein kontinuierlicher Kontakt zwischen Nocke und Druckplatte auf (kein Kontaktverlust). In der Auswertung (Abb. 5.9) wurden die somit bestimmte Druckplattenpositionen der gewünschten Dreieckwellenform gegenübergestellt. Es konnte nachgewiesen werden, dass der zuvor formulierte Kontaktverlust die untere „Spitze“ der Dreieckwellenform abrundet.

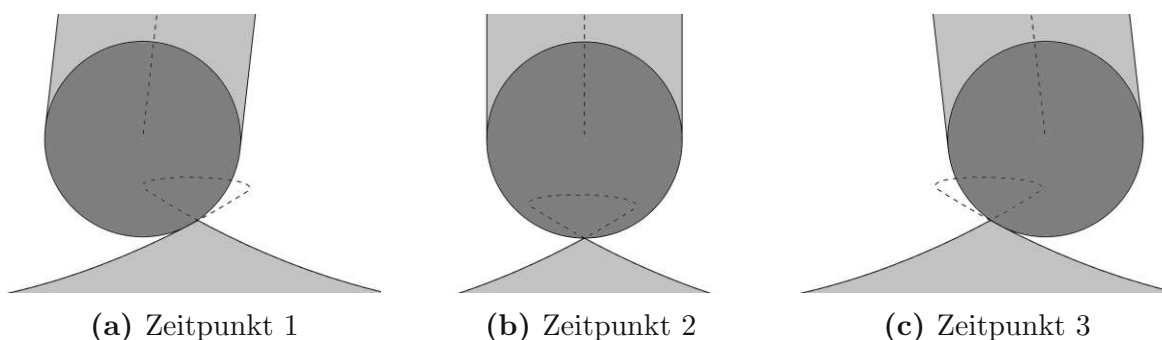


Abbildung 5.8: Bewegungsablauf auf Basis der Kontaktbedingung

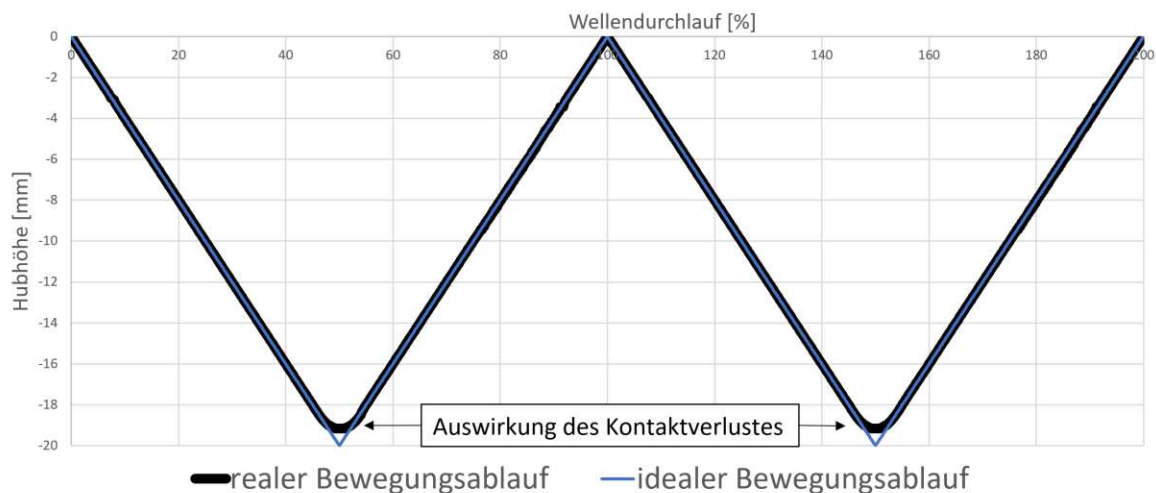


Abbildung 5.9: Einfluss des Kontaktverlustes auf die Dreieckswellenform

Auswirkungen des Phänomens Da die untersten Eingriffspositionen nicht korrekt erzeugt werden können, sinkt die Eingriffsdauer der einzelnen Eingriffselemente. Die Auswirkungen dieses Effekts sollte für jede Variante des Mechanismus vor dem Einsatz überprüft werden, dabei ist es wichtig, dass die Überdeckung des Systems nie kleiner 1 wird. Somit wäre keine konstante Kraftübertragung mehr sichergestellt.

5.2.2 „Tote“-Winkel

Unter „Tote“-Winkel sind Bereiche des Bewegungsablaufs der Nocke gemeint, in denen sich die Nocke dreht, die Druckplatte aber still steht. Diese können nahe horizontaler Nockenstellungen auftreten, wenn die Breite des Nockenstegs in der Mitte breiter ist als an den Seiten. Dabei kommt es zum Kontakt der Nockenmitte mit der Druckplatte (Abb. 5.10).

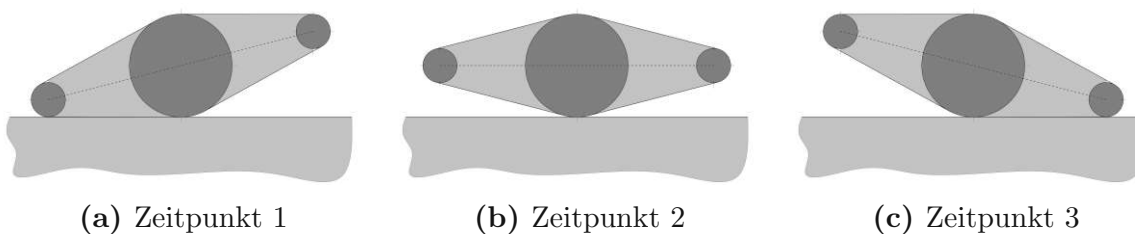


Abbildung 5.10: „Tote“-Winkel

So führt der Bereich in dem die eine Nockenspitze aus dem Eingriff geht und die andere dann wieder in Eingriff geht zu keinerlei Druckplattenbewegung. Die „Toten“-Winkel (α_{Tot}) stehen daher im direkten Zusammenhang mit den Nockenabmaßen.

$$\alpha_{Tot} = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{(d_2 - d_1) \cdot 0.5}{R}\right) \quad (5.3)$$

α_{Tot} ... „Tote“-Winkel

d_2 ... Durchmesser des inneren Bereichs des Stegs

d_1 ... Durchmesser der Nockenspitze

R ... Abstand vom Drehpunkt zu dem Mittelpunkt der Nockenspitze

Auswirkungen Diese Art des Nockendesigns hat den Vorteil, dass größere Antriebswellendurchmesser umsetzbar sind, während weiterhin die Nockenrollenradien verhältnismäßig klein bleiben. Dadurch sollen die Auswirkungen des Kontaktverlusts gering gehalten und gleichzeitig ein robuster Antriebsstrang realisiert werden können.

Somit sind durch diese Design-Variante die höchsten Eingriffspositionen des geforderten Wellenprofils nicht mehr realisierbar. So kommt es beispielsweise bei dreieckförmigen Wellen dazu, dass die oberen Spitzen abgeschnitten/abgeflacht werden. Dies kann aber auch von Vorteil sein. Durch die spezielle Druckplattenkontur entstehen sehr hohe Kontaktkräfte rund um die horizontale Nockenlage. Das kann darauf zurückgeführt werden, dass zu diesen Zeitpunkten die Tangente der Druckplattenkontur im Kontaktpunkt (nahezu) vertikal ist. Mit einem entsprechenden Nockendesign, welches einen gewissen „Tote-Winkel“ Bereich besitzt, können diese extremen Kontaktkräfte umgangen werden. (Kap.: 5.2.3 & Abb.: 5.17).

Weiters wird durch die Abflachung des Wellenprofils dessen Höhe reduziert. So kann der benötigte Bauraumbedarf in manchen Situationen verringert werden. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass auch die Überdeckung der Wellenform reduziert werden kann. Dies stellt im Falle, dass die Überdeckung kleiner eins wird ein Problem für die kontinuierliche Kraftübertragung dar.

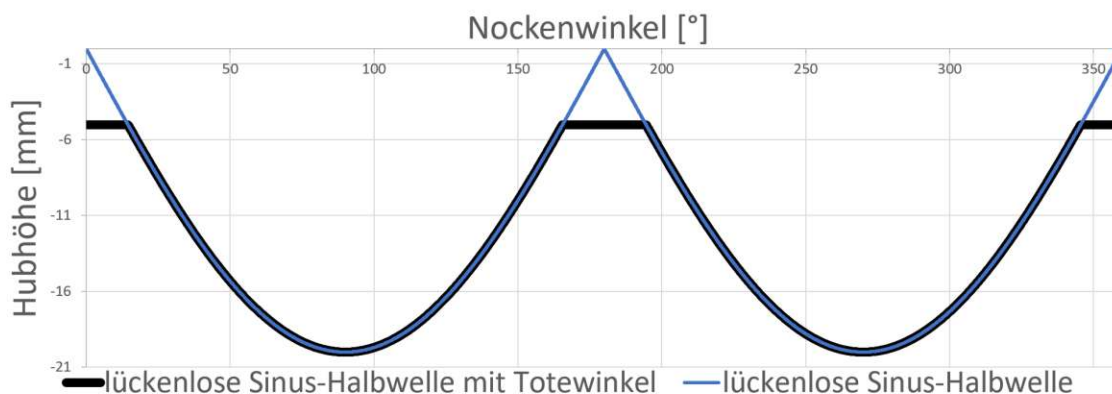


Abbildung 5.11: Bewegungsablauf - „Tote“ Winkel

Auf Grundlage des nun erstellten Ersatzmodells kann der Zusammenhang zwischen Antriebsmoment ($M_{Antrieb}$) und Antriebskraft ($F_{Antrieb}$) formuliert werden (Gl. 5.7).

$$F_{Kontakt} = F_{Antrieb} \quad (5.4)$$

$$M_{Antrieb} = F_{Kontakt} \cdot x_{Nocke} \quad (5.5)$$

$$x_{Nocke} = R \cdot \cos(\alpha_{Nocke}) \quad (5.6)$$

$$\Rightarrow M_{Antrieb} = F_{Antrieb} \cdot R \cdot \cos(\alpha_{Nocke}) \quad (5.7)$$

- $F_{Kontakt}$... Kontaktkraft im Eingriffspunkt
 $F_{Antrieb}$... vertikale Kraft mit der die Eingriffselemente in die Zahnstange gepresst werden
 $M_{Antrieb}$... Antriebsmoment der Nockenwelle
 x_{Nocke} ... horizontaler Abstand des Nockenrollenmittelpunkts zum Drehpunkt
 α_{Nocke} ... Winkel, der die Nockenstellung beschreibt

Es kann aufgezeigt werden, dass bei konstanter Antriebskraft ($F_{Antrieb}$) ein schwankendes Antriebsmoment ($M_{Antrieb}$) entsteht. Dies kann dazu führen, dass der nachfolgende Antriebsstrang und auch speziell der Motor stärker belastet wird. Anzumerken ist jedoch noch, dass abhängig von der Zahnstangenform auch schwankende Antriebskräfte auftreten können. Wie der finale Zusammenhang zwischen der zu hebenden Last (F_{Hub}) und dem benötigten Antriebsmoment ($M_{Antrieb}$) an der Nockenwelle ist, muss je nach Zahnstangendesign und Antriebsart bei Bedarf im Detail ermittelt werden. Als Beispiel wird daher im Folgenden dieser Zusammenhang für eine lückenlose Sinus-Halbwellen ermittelt.

Kraft- und Momentenverlauf der lückenlosen Sinus-Halbwellen (separate Bolzen) betrieben durch „Doppel“-Nocke Aus Kapitel Wellenformen (Kap. 4 / Abb. 4.22) ist bekannt, dass die Antriebskraft bei sinusförmigen Wellen meist nicht konstant ist. Im Folgenden soll untersucht werden, wie sich die schwankenden Antriebskräfte (aufgrund des Zahnstangendesigns) und die schwankenden Antriebsmomente (aufgrund des Nockendesigns) in Kombination verhalten.

Vertikale Druckplattenbewegung aufgrund der Nockenbewegung:

$$y_{Hub} = (-h_{Welle}) \cdot \left| \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{t_{Periode}}\right) \right| \quad (5.8)$$

Zahnstangenvorschub über die Zeit:

$$x_{Zahnstange} = 2 \cdot p \cdot \frac{t}{t_{Periode}} \quad (5.9)$$

Aus den beiden Gleichungen (Gl. 5.8 & Gl. 5.9) kann die Eingriffsbolzenmittelpunktposition zur Zahnstangenposition ermittelt werden:

$$\Rightarrow y_{Hub} = (-h_{Welle}) \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{x_{Zahnstange}}{2 \cdot p}\right), \quad 0 \leq t \leq \frac{t_{Periode}}{2} \quad (5.10)$$

Die Ableitung der Funktion Gl. 5.10 entspricht der Steigung im Eingriffspunkt:

$$\left(-\frac{\partial y_{Hub}}{\partial x_{Zahnstange}}\right) = \tan(\alpha_{Kontakt}) = \frac{F_{Hub}/\epsilon}{F_{Antrieb}} \quad (5.11)$$

Somit kann der Zusammenhang der entstehenden Antriebskraft ($F_{Antrieb}$) auf Grund der zu hebenden Last (F_{Hub}) ermittelt werden.

$$\Rightarrow F_{Antrieb} = \frac{F_{Hub}/\epsilon \cdot p}{\pi \cdot h_{Welle}} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{t_{Periode}}\right)^{-1} \quad (5.12)$$

Mithilfe der Gleichung 5.7 kann abschließend das geforderte Antriebsmoment an der Nockenwelle auf Grundlage der zu hebenden Last ermittelt werden. Angemerkt muss werden, dass die Überdeckung nicht zu berücksichtigen ist, da alle Nocken auf derselben Welle sitzen und daher unabhängig von der Anzahl an Eingriffen immer dasselbe Moment entsteht.

$$\Rightarrow M_{Antrieb-\Sigma} = \frac{F_{Hub} \cdot p}{\pi} \quad (5.13)$$

Es kann nachgewiesen werden, dass trotz schwankender Antriebskräfte ($F_{Antrieb}$) das benötigte Antriebsmoment ($M_{Antrieb-\Sigma}$) bei gleichbleibender Last (F_{Hub}) konstant ist. Dies ist von Vorteil, da so der Antriebsmotor und mögliche weitere Getriebestufen weniger stark belastet werden.

Komplexe Druckplattenkontur am Beispiel der Dreieck-Welle

Um die entstehenden Reaktionskräfte und Momente berechnen zu können, muss zuerst ein Ersatzmodell erstellt werden (Abb. 5.13). Dabei werden ähnliche Annahmen getroffen, wie bei der Analyse der geraden Druckplattenkontur. Somit sind erneut keine Reibkräfte an der Kontaktstelle zu berücksichtigen. Ebenfalls wird im Zuge der Auslegung davon ausgegangen, dass die Winkelgeschwindigkeit des Nockens konstant ist.

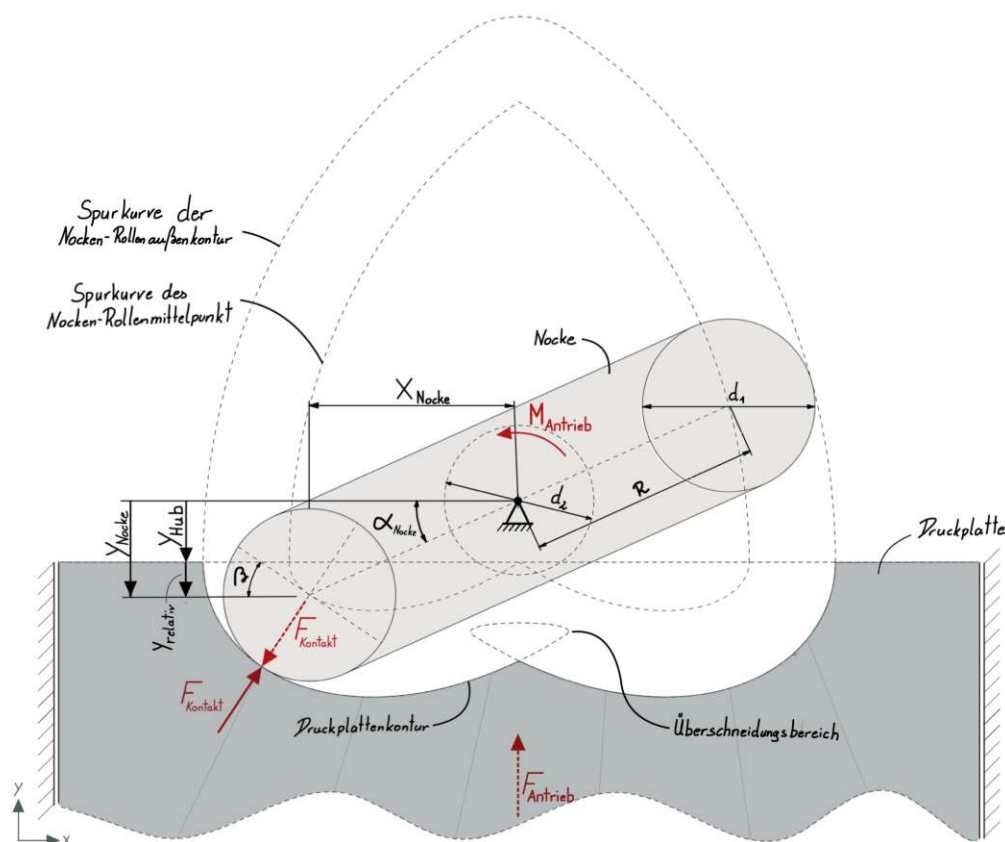


Abbildung 5.13: „Doppel“-Nocke Ersatzmodell

Druckplattenkontur und Eingriffspunkt In diesem Schritt soll die Position des Nocken-Rollenmittelpunkts im Verhältnis zur Druckplatte ermittelt und mathematisch beschrieben werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass sich die Druckplatte über die Zeit entlang einer Dreiecksform bewegt, der Mittelpunkt der Nocke in vertikaler Richtung aber eine Sinusbewegung ausführt. Die Relativbewegung der beiden Komponenten kann so durch die Differenz der beiden Bewegungsgleichungen ermittelt werden (Abb. 5.14a).

$$y_{\text{relativ}} = \begin{cases} +R \cdot \frac{\alpha_{\text{Nocke}}}{\pi/2} - R \cdot \sin(\alpha_{\text{Nocke}}), & 0 \leq \alpha_{\text{Nocke}} < \pi/2 \\ 2 \cdot R - R \cdot \frac{\alpha_{\text{Nocke}}}{\pi/2} - R \cdot \sin(\alpha_{\text{Nocke}}), & \pi/2 \leq \alpha_{\text{Nocke}} \leq \pi \end{cases} \quad (5.14)$$

Um nun die Relativbewegung im Verhältnis zur horizontalen Position auf der Druckplatte zu erhalten, ist die Zeitabhängigkeit auf eine Wegabhängigkeit abzuändern. Dafür wird die x-Position des Mittelpunkts der Nockenrolle, die einer Cosinusbewegung (Gl. 5.15) folgt, herangezogen und die beschreibende Gleichung auf den Winkel umgestellt. Somit kann ein Zusammenhang zwischen dem Winkel und der x-Position formuliert werden. Da angenommen wird, dass der Nocken mit konstanter Winkelgeschwindigkeit rotiert, ist eine Abhängigkeit vom Nockenwinkel mit einer Zeitabhängigkeit gleichzusetzen. Die so ermittelbare Gleichung beschreibt nun sehr gut die Druckplattenkontur, entspricht dieser aber nicht. Es handelt sich dabei um den Bewegungsablauf des Nocken-Rollenmittelpunkts auf der Druckplatte (Abb. 5.14b).

$$x_{Nocke} = -R \cdot \cos(\alpha_{Nocke}) \Rightarrow \alpha_{Nocke} = \arccos\left(-\frac{x_{Nocke}}{R}\right) \quad (5.15)$$

$$y_{relativ} = \begin{cases} R \cdot \left(\frac{\arccos\left(-\frac{x_{Nocke}}{R}\right)}{\pi/2} - \sin\left(\arccos\left(-\frac{x_{Nocke}}{R}\right)\right) \right), & 0 \leq \alpha_{Nocke} < \pi/2 \\ R \cdot \left(2 - \frac{\arccos\left(-\frac{x_{Nocke}}{R}\right)}{\pi/2} - \sin\left(\arccos\left(-\frac{x_{Nocke}}{R}\right)\right) \right), & \pi/2 \leq \alpha_{Nocke} \leq \pi \end{cases} \quad (5.16)$$

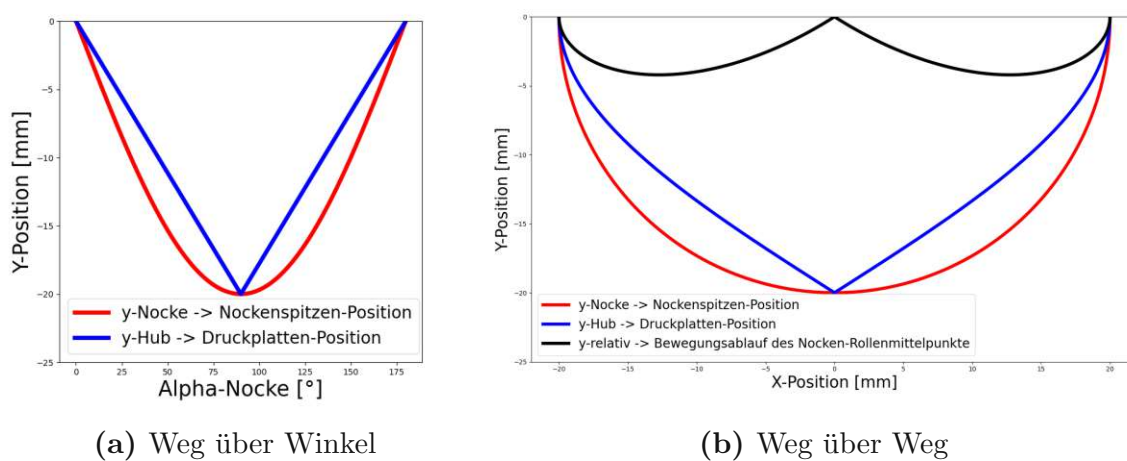


Abbildung 5.14: Druckplattenkontur - Nockenverlauf

Eingriffswinkel (β) Auf Basis des nun bekannten Bewegungsablaufs des Nocken-Rollenmittelpunkts (Gl. 5.16) kann nun der Eingriffswinkel (β) ermittelt werden (Gl. 5.18, Abb. 5.15). Da die Spitze der Nocke mit einer rotierbaren Rolle ausgeführt wird, (Annahme: reines Rollen) muss die Reaktionskraft zwischen Rolle und Druckplatte ($F_{Kontakt}$) immer durch den Rollenmittelpunkt gehen. Der Kontaktpunkt zwischen Druckplatte und Nocken-Rolle befindet sich immer in Normalenrichtung auf die Tangente des Bewegungsablaufes des Nocken-Rollenmittelpunkts. Somit ist die Wirkrichtung der Kontaktkraft ($F_{Kontakt}$) nicht nur stets normal auf die Tangente der

Druckplattenkontur sondern auch normal auf die Tangente des Bewegungsablaufes des Nocken-Rollenmittelpunkts.

$$\frac{\partial y_{\text{relativ}}}{\partial x_{\text{Nocke}}} = \begin{cases} \frac{2 \cdot R + \pi \cdot x_{\text{Nocke}}}{\pi \cdot \sqrt{R^2 - x_{\text{Nocke}}^2}} = \frac{2 - \pi \cdot \cos(\alpha_{\text{Nocke}})}{\pi \cdot \sin(\alpha_{\text{Nocke}})}, & 0 \leq \alpha_{\text{Nocke}} < \pi/2 \\ \frac{-2 \cdot R + \pi \cdot x_{\text{Nocke}}}{\pi \cdot \sqrt{R^2 - x_{\text{Nocke}}^2}} = \frac{-2 - \pi \cdot \cos(\alpha_{\text{Nocke}})}{\pi \cdot \sin(\alpha_{\text{Nocke}})}, & \pi/2 \leq \alpha_{\text{Nocke}} \leq \pi \end{cases} \quad (5.17)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{\partial y_{\text{relativ}}}{\partial x_{\text{Nocke}}}\right) \quad (5.18)$$

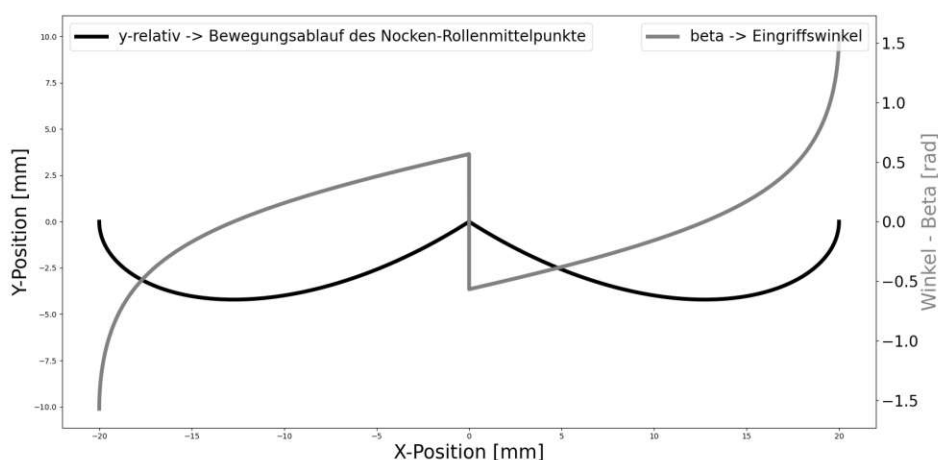


Abbildung 5.15: Eingriffswinkel über Weg

Kontaktkraft ($F_{Kontakt}$) Die entstehende Reaktionskraft ($F_{Kontakt}$) kann aus dem Eingriffswinkel (β) und der bekannten Druckkraft, mit der der Eingriffsbolzen vertikal auf die Zahnstange gepresst wird ($F_{Antrieb}$), ermittelt werden.

$$F_{Kontakt} = \frac{F_{Antrieb}}{\cos(-\beta)} \quad (5.19)$$

Nahe der horizontalen Stellung der Nocke tritt theoretisch eine unendlich große Kontaktkraft auf. Diese überschreitet die zulässigen Werte für die Flächenpressung an der Kontaktstelle und die Biegung der Antriebswelle. In der Praxis tritt dieses Extremum jedoch nicht auf, da der Eingriffsbolzen im Bereich der oberen Endlage nicht in Eingriff ist und somit keinerlei Kräfte überträgt. Somit sind die Reaktionskräfte in diesen Winkelstellungen gleich Null. Die maximale Kontaktkraft ist jedoch bei jedem Konzept zu überprüfen, da abhängig von der individuellen Konstruktion diese um ein Vielfaches größer als die Antriebskraft sein kann. Im Folgenden werden die auftretenden Kontaktkräfte anhand der Wellenform – lückenlosen Dreieck-Wellen betrieben durch „Doppel“-Nocken – beispielhaft aufgezeigt.

Lücken im Kontaktkraftverlauf anhand einer lückenlosen Dreieck-Wellen betrieben durch „Doppel“-Nocken Im ersten Schritt werden jene Nockenwinkel gesucht, in denen der Eingriffsbolzen in Eingriff geht, beziehungsweise der Kontakt mit der Zahnstange wieder verloren geht.

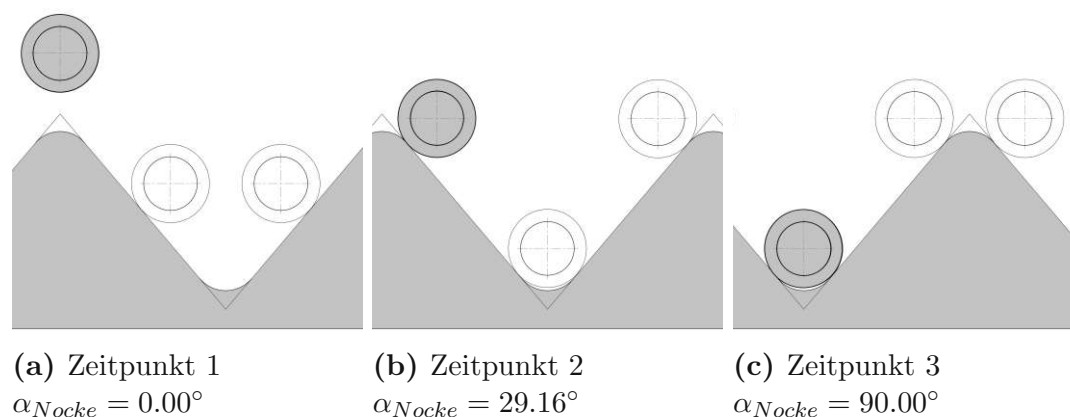


Abbildung 5.16: Eingriffsverhalten

Da in diesem Beispiel eine gerade Flankenform gewählt wurde und die zu hebende Last konstant sein soll, kann von einer konstanten Antriebskraft ausgegangen werden (Abb. 5.17). Diese hängt von der Flankenneigung, der Überdeckung und der zu hebenden Last ab.

Nun kann der, für dieses Beispiel finale Kontaktkraftverlauf veranschaulicht werden. Dabei bleibt die entstehende Schwankung verhältnismäßig gering aufgrund der auftretenden Lücken.

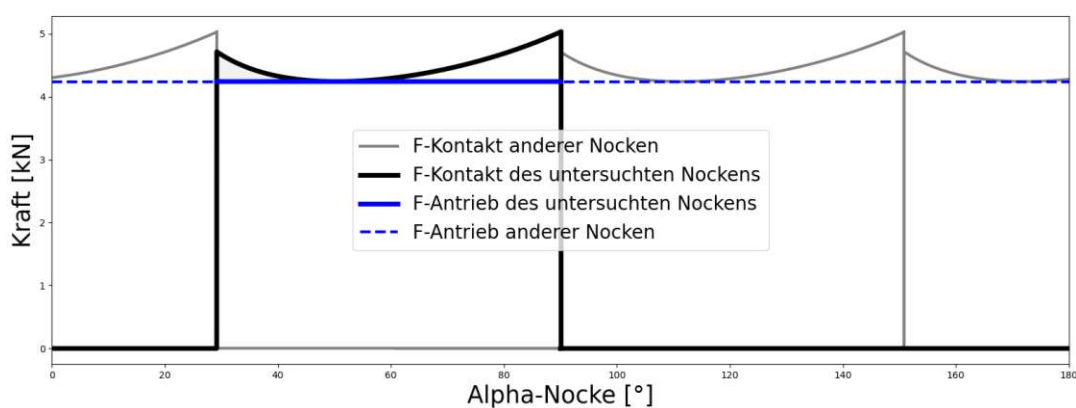


Abbildung 5.17: Kontaktkraft ($F_{Kontakt}$) über Winkel

Antriebsmoment ($M_{Antrieb}$) Für die Berechnung des Reaktionsmoments erscheint es sinnvoll, die Kontaktkraft in zwei Komponenten ($F_{Kontakt_V}$, $F_{Kontakt_H}$) zu zerlegen.

Dabei entspricht die vertikale Kontaktkraftkomponente der Antriebskraft (Gl. 5.20). Die horizontale Komponente ergibt sich aus dem Zusammenhang von Antriebskraft und Eingriffswinkel (Gl. 5.21). Abschließend kann mithilfe des zuvor formulierten Zusammenhangs von β und α_{Nocke} (Gl. 5.17 & 5.18) eine weitere Unbekannte aus der Gleichung eliminiert werden (Gl. 5.23).

$$F_{Kontakt-V} = F_{Antrieb} \quad (5.20)$$

$$F_{Kontakt-H} = F_{Antrieb} \cdot \tan(-\beta) \quad (5.21)$$

$$M_{Antrieb} = F_{Kontakt-H} \cdot R \cdot \sin(\alpha) - F_{Kontakt-V} \cdot R \cdot \cos(\alpha) \quad (5.22)$$

$$\Rightarrow M_{Antrieb} = F_{Antrieb} \cdot \frac{2 \cdot R}{\pi} \quad (5.23)$$

Es kann gezeigt werden, dass ein linearer Zusammenhang zwischen dem Antriebsmoment und der Antriebskraft besteht. Dies kann so erklärt werden, dass zu jenen Eingriffsphasen, an denen hohe Kontaktkräfte auftreten (nahe der horizontalen Nockenstellung), der Hebelarm aufgrund des Eingriffswinkels sehr gering wird. Dieser Effekt und die Schwankungen der Kontaktkräfte heben sich somit exakt auf. Da alle Nocken auf derselben Nockenwelle sitzen wird diese somit immer konstant mit demselben Moment belastet (Abb. 5.18). Dies hat positive Auswirkungen auf die Festigkeit und Langlebigkeit des treibenden Motors sowie mögliche weitere Getriebebestufen.

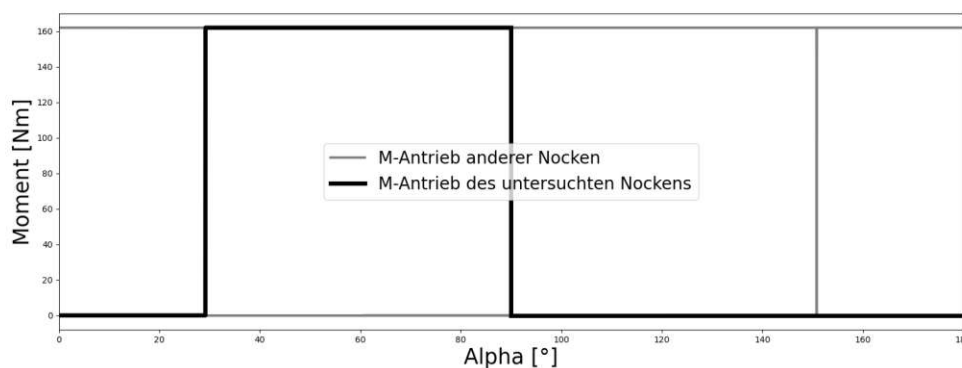


Abbildung 5.18: Moment über Winkel

5.3 Nockenwelle - „Dreifach“-Nocke

Bei der „Dreifach“-Nocke werden drei Nocken im Winkel von 120 Grad um die Antriebswelle angeordnet (Abb. 5.19). Die Kraftübertragung und die erzeugbaren Welleformen verhalten sich analog zu der „Doppel“-Nocke. Der große Vorteil dieses Antriebskonzeptes besteht darin, dass die Rollendurchmesser keinen Einfluss auf den Antriebswellendurchmesser haben, da die Gefahr, dass die „Dreifach“-Nocke zwischen den Nocken mit der Druckplatte in Kontakt geht nicht gegeben/ sehr ge-

ring ist. So können viel robustere Antriebswellen verbaut werden, ohne durch einen großen Rollendurchmesser die Wellenform durch „Kontaktverlust“ zu stark zu beeinflussen. Der limitierende Faktor des Rollendurchmessers ist lediglich die Stabilität des Rollenbolzens und die entstehende Pressung zwischen ihr und der Druckplatte. Als Nachteil muss noch angeführt werden, dass der benötigte Bauraumbedarf generell größer ist als bei der „Doppel“-Nocke, da die einzelnen Nocken in einem steileren Winkel in Eingriff gehen und diesen auch früher wieder verlassen. Somit muss der Abstand zwischen Antriebsmittelpunkt und Rollenmittelpunkt nun größer als die Wellenhöhe gewählt werden, um die gleiche Wellenform zu generieren (Gl. 5.24).

$$R = \frac{h_{Welle}}{1 - \sin(30^\circ)} \quad (5.24)$$

Eine weitere Eigenschaft der „Dreifach“-Nocke ist, dass durch die Anzahl der Nocken eine Art Übersetzung stattfindet. So entstehen bei einer Umdrehung der Nockenwelle drei Wellenmaxima, wodurch diese Art der Antriebssysteme größere vorgeschaltete Getriebe fordern um die gleiche Vorschubgeschwindigkeit zu erzielen.

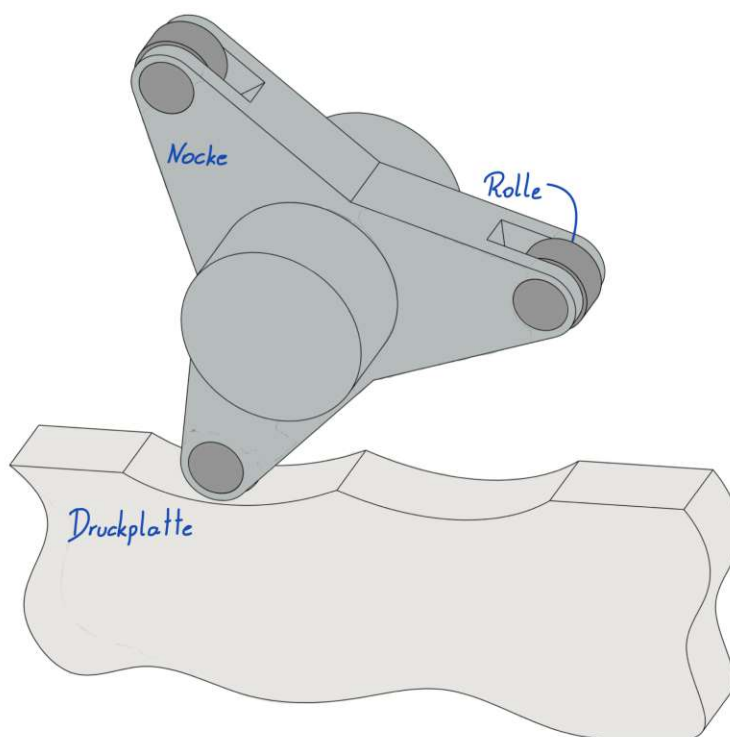


Abbildung 5.19: „Dreifach“-Nocke

5.4 Kette mit Wellenschablone

Grundlegend besteht dieses Antriebssystem aus vier Hauptbestandteilen: der Kette, den Kettenrädern, der Wellenschablone und den Gleitbacken. Dabei sind die Wel-

lenschablonenelemente mit den einzelnen Segmenten der Kette fix verbunden und laufen im Betrieb mit diesen um. Im Zuge der Bewegung werden die Wellenschablonenelemente entlang der Eingriffsbolzen in Vorschubrichtung bewegt. So folgen die Eingriffsbolzen der jeweiligen Kontur der Wellenschablone. In den untersten Positionen werden diese durch die Schablone in die Zahnstange gepresst und so ein Vorschub generiert. Angetrieben wird die Kette durch ein Kettenrad, welches mit einem Elektromotor verbunden ist. Es ist denkbar, dass je nach Bedarf zwischen der Welle des Kettenrads noch ein oder mehrere Getriebestufen zwischengeschaltet werden. Die Gleitbacken sind dafür vorgesehen, dass die Kette im Bereich des Eingriffes exakt geführt wird, um einen problemlosen, präzisen Eingriff sicherzustellen (Abb. 5.20).

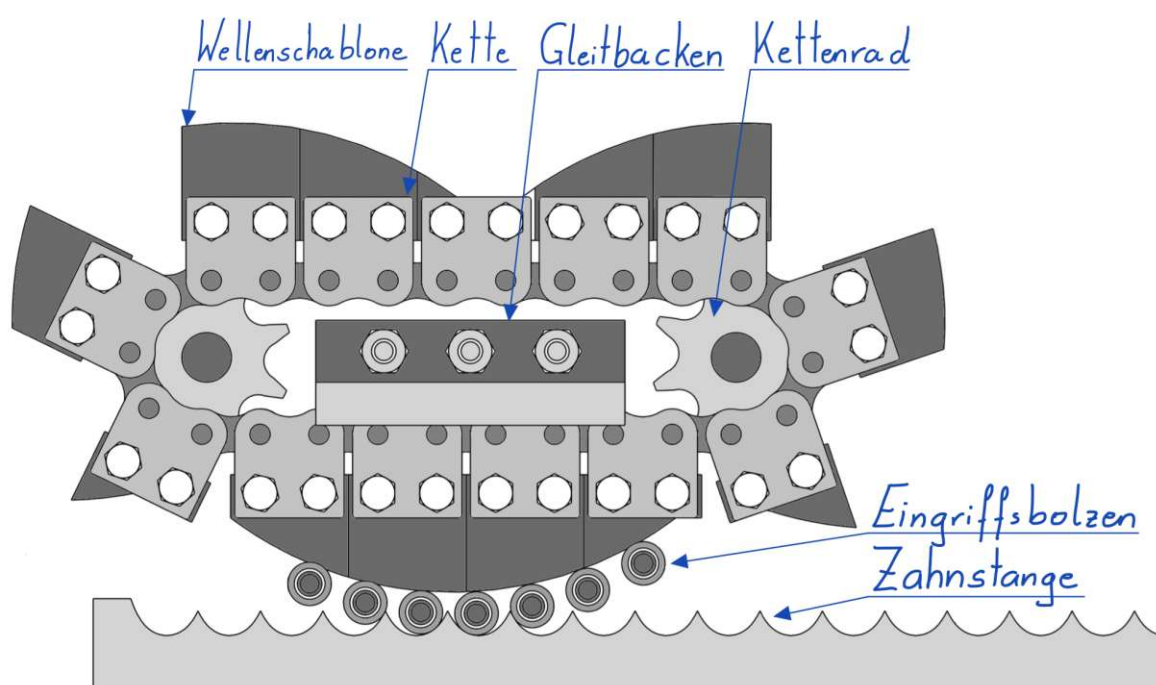


Abbildung 5.20: Kette mit Wellenschablone

Vorteilhaft bei dieser Art des Antriebssystems ist, dass die Wellenform sehr schnell und einfach angepasst und abgeändert werden kann. So ist nahezu jede Wellenform umsetzbar. Weiters ist positiv anzumerken, dass das System je nach Bedarf modular erweiterbar ist. Dadurch kann sehr kompakt eine weitere Kettenebene parallel ausgeführt werden, um die auftretenden Belastungen auf eine größere Anzahl an Komponenten aufzuteilen. Bezüglich der Stabilität des Systems muss ebenfalls eine Eigenschaft der Rollenkette hervorgehoben werden. Da sie ein bekanntes, häufig erprobtes Zukaufteil ist, bietet diese eine gewisse Ausfallsicherheit, wenn sie in dem vom Hersteller angegebenen Rahmen betrieben wird.

Aber auch die Nachteile des Systems sind aufzuzeigen. Das Höhenabmaß ist verhältnismäßig groß, da die Wellenschablonelemente an der Oberseite von der Kette wieder zurückgeführt werden müssen. In Hubrichtung ist der Bauraum aus einem ähnlichen Grund schlecht ausgenutzt. Im Übergangsbereich, in dem das Kettenrad in die Kette eingreift, sind die Schablonelemente nicht mehr horizontal ausgerichtet und können daher nicht zur Kraftübertragung herangezogen werden. Daher beschränkt sich der nutzbare Bereich auf jene Elemente auf der Unterseite, die exakt horizontal ausgerichtet sind. Durch die schlechte Ausnutzung dieses Abmaßes wird die Tragfähigkeit des Systems maßgeblich limitiert, da nur eine geringere Anzahl an Eingriffsbolzen angeordnet werden können. Somit teilt sich die auftretende Belastung auf nur weniger Elemente auf, welche dadurch höher beansprucht werden.

Bei der Betrachtung der Geschwindigkeitsverhältnisse der Kette muss berücksichtigt werden, dass die Kette das Kettenrad in einem Vieleck umschlingt. Aufgrund dessen schwankt der Abstand der ein-/auslaufenden Kette zum Radmittelpunkt im Zuge der Radrotation. Dieses Phänomen resultiert in einer sich periodisch ändernden Kettengeschwindigkeit. Der Effekt tritt umso stärker auf, je kleiner die Zähnezahl der Räder ist. So führen kleinere Zahnräder zu verhältnismäßig hohen prozentualen Geschwindigkeitsunterschieden, was einen unruhigen Lauf der Kette zur Folge hat. Im Bereich der Resonanz ist somit mit entstehenden Schwingungen zu rechnen, die sogar zu hohen Zusatzbelastungen führen können. [11]

Referenz-Produkte Um die Eigenschaften des Systems quantitativ abschätzen zu können, wurde auf Basis der Anforderungen (Kap. 3) eine grobe Auslegung durchgeführt. So soll bereits in einem frühen Projektstadium die Einsetzbarkeit des Mechanismus für den gegebenen Anwendungsfall überprüft werden.

Um im Zuge dieser ersten groben Berechnung quantitative Ergebnisse zu erhalten, wurden Komponenten aus dem Produktkatalog der Firma Mädler als Referenz herangezogen. Da der vorhandene Bauraum sehr klein ist, wurde zu Beginn das kleinste Kettenrad ausgewählt, welches die Kette mit zweiseitigen Winkellaschen noch antreiben kann. Dieses (Artikel 10188108) hat einen Außendurchmesser von 28 mm [12]. Die entsprechende Kette mit zweiseitigen Winkellaschen (Artikel 10100022) besitzt eine Teilung von 9.525 mm [13].

Auch die Höhe der Wellenform beeinflusst den maximalen Achsabstand, da die Segmente auf beiden Seiten umgelenkt werden müssen. Auf Basis von bekannten Wellenformen wurde als konservative Schätzung eine maximale Wellenhöhe (h_{Welle}) von 10 mm angenommen.

Somit kann der maximale Achsabstand ermittelt werden, da der maximale Bauraum in Vorschubrichtung aus der Anforderungsliste bekannt ist ($l_{max} = 70$ mm). Auf Grundlage dieses Parameters kann der für die Wellenform sinnvoll nutzbare Bereich berechnet werden. Da nur exakt horizontale Wellenschablonelemente dafür her-

angezogen werden können, entspricht dieser dem maximalen Achsabstand reduziert um die Länge eines Elements.

$$\begin{aligned} l_{ref} &= l_{max} - d_{Rad} - 2 * h_{Welle} - l_{Kettenglied} = \\ &= 70mm - 28mm - 2 * 10mm - 9.525mm = 12.475mm \end{aligned} \quad (5.25)$$

l_{ref}	...	maximale Länge des für den Eingriff nutzbaren Bereichs
l_{max}	...	maximale Länge des Mechanismus (auf Basis der Anforderungsliste \rightarrow 70 mm)
d_{Rad}	...	Durchmesser des Kettenrades (kleinstes Kettenrad der Firma Mädler \rightarrow 28 mm)
h_{Welle}	...	maximale Wellenhöhe (konservative Schätzung auf Basis bekannter Wellenformen \rightarrow 10 mm)
$l_{Kettenglied}$...	Länge eines Kettenglieds der Kette mit Doppellasse (dem Kettenrad entsprechende Kette der Firma Mädler \rightarrow 9.525 mm)

Aufgrund des so erhaltenen Wertes des für den Eingriff nutzbaren Bereiches wird angenommen, dass unabhängig von der Wahl des Wellenkonzeptes die kontinuierliche Kraftübertragung nicht (/nur sehr schwer) realisierbar ist. So konnte nun gezeigt werden, dass mithilfe von Ketten mit Wellenschablonen zwar eine Wellenform generiert werden kann, diese sich jedoch nicht dazu eignen, in bauraumkritischen Anforderungen verbaut zu werden.

5.5 Piezoaktuator

Alle Aktuatoren dieser Kategorie basieren auf dem (inversen) piezoelektrischen Effekt. Dieser bewirkt eine mechanische Deformation wenn ein elektrisches Feld auf den Körper einwirkt. Beispielhaft für Materialien, bei denen der piezoelektrische Effekt auftritt, können Quarz, Lithium-Niobat und keramischen Materialien wie Blei-Zirkonat-Titanat angeführt werden. [14]

Longitudinalaktoren Bei dieser Aktuatorvariate werden viele dünne Piezoaktuatoren in abwechselnder Polarität übereinander gestapelt. Die mechanische Ausdehnung des Aktors in Richtung seiner Polarisationsachse wird ausgenutzt. Durch die Stapelbauweise addiert sich der Hub der einzelnen Elemente auf. [14]

Solche Systeme bieten eine hohe Steifigkeit und präzise Hubbewegung. Weiters besitzt es durch dessen schnelle Anspruchszeit gute dynamische Eigenschaften. Nachteilig ist jedoch, dass trotz Stapelbauweise die maximalen Hubdistanzen im μm Bereich liegen. [15]

Somit eignet sich diese Aktuatorvariante nicht zum Einsatz in dem zu entwickelnden Antriebssystem.

Piezohydraulische Aktuatoren Eine neuartige Entwicklung stellt der piezohydraulische Aktuatoren dar. Diese nutzen den Piezoaktuator als eine Art Pumpeinheit um einen Druck in einem Hydraulikzylinder aufzubauen. Dabei erzeugt der Piezoaktuator winzige Auslenkungen, welche mithilfe des hydraulischen Systems aufsummiert werden. So können aus vielen kleinen Bewegungsabläufen des Piezoactuators verhältnismäßig große (bis zu einigen Zentimetern) Hübe realisiert werden. Das Hydrauliköl des Aktuators kommt dabei nicht aus einer Zentraleinheit, sondern verlässt den Aktuator nie. Dadurch muss das System nur mittels elektrischen Stroms angesteuert werden und eine hydraulische Versorgung entfällt. Ein Vorteil dieser System liegt darin, dass es hochdynamisch einsetzbar ist. Klassische, hydraulische Antriebskonzepte müssen, um Druck aufzubauen, immer das gesamte, in dem Leistungssystem vorhandene, Hydrauliköl mit einer zentralen Pumpe komprimieren. Da diese neuartigen piezohydraulischen Aktuatoren mit nur wenigen Milliliter Öl auskommen, ist es möglich, die guten dynamischen Eigenschaften des Piezoactuators nutzbar zu machen. Weiters kann der Aktuator durch die geringe Fluidmenge sehr präzise arbeiten und auch einmal angefahrene Positionen stabil halten. Auch noch anzumerken ist, dass dieses neue Konzept einige weitere Vorteile gegenüber konventionellen elektrischen Antriebseinheiten aufweist. So ist es viel unempfindlicher gegenüber Stößen, da sie von der Hydraulik besser aufgenommen werden können. In Getrieben würden diese zu Materialermüdung führen. Ein weiterer Vorteil gegenüber elektromagnetischen Aktoren besteht darin, dass das System in einer kleineren Ausführung nicht seine Effizienz verliert. Dadurch bietet es sich optimal zum Einsatz in sehr kompakten Anordnungen an. [16], [17]

Referenz-Produkte Als Referenzantriebssysteme wurden Piezoaktuatoren der Firma MetisMotion herangezogen. Diese sollen einen Überblick über die bereits am Markt erhältlichen Produkte geben, um deren Einsetzbarkeit in dem zu entwickelnden Antriebssystem abschätzen zu können. Die in der Tabelle 5.1 angeführten Produkte sind jene der Produkttabelle von MetisMotion, die in Bezug auf Hubhöhe und Kraft am besten mit den zu erfüllenden Anforderungen übereinstimmen.

Produkt	F_{Max}	v_{Max}	F_{PMax}	v_{PMax}	P_{Max}	Hub	Breite	Länge
naXture Go	[N]	[mm/s]	[N]	[mm/s]	[W]	[mm]	[mm]	[mm]
08.06	675	32	338	16	5.408	30	50	75.5
10.08	760	28	380	14	5.320	15	50	75.5
08.10	1880	12	940	6	5.640	10	50	75.5

Tabelle 5.1: Übersicht: Produkttabelle MetisMotion [18]

Wie in Kapitel 3 angeführt, soll das zu entwickelnde Antriebskonzept eine Hubkraft von bis zu 70 kN erreichen und dabei eine Ausschubgeschwindigkeit von bis zu 0.5 m/s realisieren. Aus diesen beiden Größen kann aufgezeigt werden, dass die benötigte Leistung bis zu 35 kW beträgt. Dafür würden 6206 naXture Go 08.10 Akutatoren benötigt, ohne jegliche Verlustleistungen zu berücksichtigen (Gl. 5.26). Anzumerken ist jedoch, dass diese Aktuatoren auf mehrere Auslegersegmente und mehrere Antriebseinheiten aufgeteilt würden. Unter der Annahme, dass es sich um drei Auslegersegmente handelt und vier Antriebseinheiten pro Ausschub platziert werden können, müsste somit jede Antriebseinheit aus 518 Einheiten bestehen (Gl. 5.27).

$$\begin{aligned} \text{Anzahl benötigter Aktuatoren} &= \\ &= \frac{\text{benötigte Leistung}}{\text{Leistung pro Aktuator}} = \\ &= \frac{70kN \cdot 0.5\frac{m}{s}}{5.64W} = 6206 \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} \text{benötigte Aktuatoren pro Antriebseinheit} &= \\ &= \frac{\text{Anzahl benötigter Aktuatoren}}{\text{Anzahl an Ausschüben} \cdot \text{Antriebseinheiten pro Ausschub}} = \\ &= \frac{6206}{3 \cdot 4} = 518 \end{aligned} \quad (5.27)$$

Aufgrund dieser überschlägigen Auslegung wurde das Antriebskonzept zum aktuellen Zeitpunkt, sowohl aus wirtschaftlichen als auch aus technischer Sicht, als unpassend eingestuft. Die Vorteile des Systems sind jedoch sehr vielversprechend und passen sehr gut für das geforderte Anwendungsgebiet. Leider sind entsprechende, aktuelle Systeme in dem geforderten Bauraum noch nicht leistungsstark genug, um im Folgenden herangezogen werden zu können. Bei weiteren Innovationsschritten in diesem Sektor könnten diese Systeme jedoch noch für den untersuchten Anwendungsbereich relevant werden.

6. Kombinationsmöglichkeiten

Auf Grundlage der im Kapitel Getriebeeinheit (Kap. 4) und der im Kapitel Antriebssysteme (Kap. 5) erarbeiteten Konzepte sind nun vollständige Lösungsvarianten zu bilden. Dabei sind die Teillösungen entsprechend zu kombinieren. Im Zuge dessen wurde ein Morphologischer Kasten (Kap. 6.1) aufgebaut der allen Teilfunktionen alle entsprechenden Teillösungen gegenüberstellt. Dieser ermöglicht einen raschen Überblick über die Kombinationsmöglichkeiten. Um effizient zu arbeiten, wurde im nächsten Schritt das sehr breite Lösungsfeld eingeschränkt. Dabei sollen mittels Verträglichkeitsmatrix (Kap. 6.2) jene Kombinationsmöglichkeiten, die nicht umsetzbar sind, gestrichen werden. Anschließend ist das Lösungsfeld um Konzepte, welche die grundlegenden Anforderungen nicht erfüllen, zu reduzieren. So wurde die Auswahlliste (Kap. 6.3) herangezogen, um strukturiert nicht vielversprechende Lösungsvarianten auszuschließen. Mittels entsprechender Kriterien soll dabei das Lösungsfeld in einem frühen Projektstadium stark eingeschränkt werden. Alle Konzepte, die in der Auswahlliste als potentiell anwendbar eingestuft werden, sind nun im nächsten Schritt näher zu konkretisieren. Dabei wurde eine standardisierte, adaptierbare Konstruktion (Kap. 6.4.1) erarbeitet, um jede Lösungsvariante damit realisieren zu können. So ist der Einfluss individueller Konstruktionen zu reduzieren, damit die tatsächlichen Lösungsprinzipien miteinander verglichen werden können. Auf Basis der standardisierten Konstruktion sind nun alle noch nicht ausgeschlossenen Lösungsvarianten einer ersten Dimensionierung mittels Festigkeitsnachweis zu unterziehen. Im Rahmen dieser Konkretisierung können die resultierenden Parameter mit geringeren Unsicherheiten erneut der Anforderungsliste gegenübergestellt werden. Abschließend ist auf Basis der Ergebnisse eine Empfehlung für ein finales System zu formulieren.

6.1 Morphologischer Kasten

Der aufgebaute Morphologische Kasten stellt allen Teilfunktionen alle entsprechenden Teillösungen gegenüber. So ermöglicht dieser einen raschen Überblick über die Kombinationsmöglichkeiten. Es können aus den sieben erarbeiteten Getriebeeinheiten und den fünf behandelten Antriebssystemen bis zu 35 Gesamtlösungen abgeleitet werden.

Anzumerken ist, dass allen Teillösungen Identifikationsnummern zugewiesen werden. Die Nummer einer Gesamtlösung entspricht den aneinander gereihten Nummern der Teillösungen. Dieser Erkennungscode wird im Folgenden vermehrt verwendet.



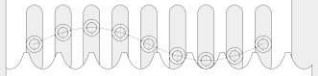




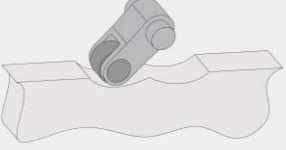

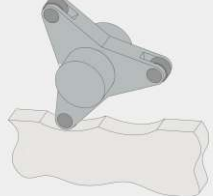
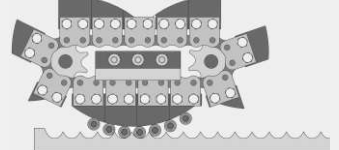
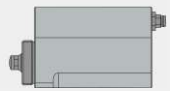
Fkt.		Lösungen			
1	Getriebeeinheit	1 Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform 	2 Rollenkette in Sinus-Wellenform 	3 Separate Bolzen in Sinus-Wellenform 	4 Separate Bolzen in Kreis-Wellenform 
		5 Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform 	6 Separate Bolzen in lückenloser Dreieck-Wellenform 	7 Separate Dreiecke in lückenloser Dreieck-Wellenform 	
2	Antriebssysteme	1 Nockenwelle Einfach-Nocke 	2 Nockenwelle Doppel-Nocke 	3 Nockenwelle Dreifach-Nocke 	4 Kette mit Wellenschablone 
		5 Piezoaktuator  [18]			

Tabelle 6.1: Morphologischer Kasten

6.2 Verträglichkeitsmatrix

Nun wurde auf Basis des Morphologischen Kastens eine Verträglichkeitsmatrix aufgebaut. Diese soll dazu dienen, nicht kombinierbare Teillösungen aufzuzeigen und somit das große Lösungsfeld, welches sich aus dem Morphologischen Kasten ergibt, einzuschränken.

		Getriebeeinheit							
		1	2	3	4	5	6	7	
		Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform	Rollenkette in Sinus-Wellenform	Separate Bolzen in Sinus-Wellenform	Separate Bolzen in Kreis-Wellenform	Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform	Separate Bolzen in lückenloser Dreieck-wellenform	Separate Dreiecke in lückenloser Dreieck-wellenform	
Antriebssysteme	1	Nockenwelle Einfach-Nocke	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Nein*	Nein*
	2	Nockenwelle Doppel-Nocke	Nein**	Nein**	Nein**	Nein**	Nein**	Ja	Ja
	3	Nockenwelle Dreifach-Nocke	Nein**	Nein**	Nein**	Nein**	Nein**	Ja	Ja
	4	Kette mit Wellenschablone	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja
	5	Piezoaktuator	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja

* ... „Einfach“-Nocken können keine lückenlosen Wellenformen außer Sinuswellenformen umsetzen (Kap. 5.1).

** ... „Doppel“- & „Dreifach“-Nocke können keine lückenbehafteten Wellenformen umsetzen (Kap. 5.2 & Kap. 5.3).

Tabelle 6.2: Verträglichkeitsmatrix

6.3 Auswahlliste

Die untersuchten Kombinationsmöglichkeiten wurden auf Basis des Morphologischen Kastens aufgestellt. Da das so gebildete Lösungsfeld auch nach der Verträglichkeitsmatrix noch sehr groß ist, war dieses mittels Auswahlliste (Tab. 6.3) weiter einzuschränken. Dabei wurden die Lösungsvarianten anhand folgender Kriterien analysiert:

- Verträglichkeit gegeben
- Grundsätzlich realisierbar
- Aufwand zulässig
- Forderungen der Anforderungsliste erfüllt
- Gleichmäßige Vorschubbewegung umsetzbar
- Energieeffizienz des Systems zulässig

Dabei konnten jene Lösungsvarianten, welche in der Verträglichkeitsmatrix als nicht kompatibel identifiziert wurden, im Zuge des ersten Kriteriums ausgeschlossen werden.

Das zweite Bewertungskriterium dient dazu Lösungsvarianten frühzeitig auszuschließen, welche die Anforderungen nicht erfüllen. Dabei ist wichtig nur Systeme auszuschließen, bei denen schon bei dem aktuell geringen Konkretisierungsgrad eindeutig aufgezeigt werden kann, dass diese die Parameter der Anforderungsliste nicht erreichen können. Wie bereits im Kapitel Kette mit Wellenschablone (Kap. 5.4) gezeigt werden konnte, kann dieses System die Anforderungen an die Baugröße nicht erfüllen. Daher werden Systeme mit diesem Antriebskonzept nicht weiter verfolgt. Auch wurden alle Lösungsvarianten, welche Piezoaktuatoren einsetzen nicht berücksichtigt, da diese bereits als „zum aktuellen Stand nicht leistungsstark genug“, klassifiziert wurden (Kap. 5.5).

Auch sind die Konzepte auf die grundsätzliche Realisierbarkeit und den benötigten Aufwand zu überprüfen.

Weiters wurde im Zuge eines Auswahlkriteriums die Gleichmäßigkeit der Vorschubbewegung betrachtet. Dabei sind Kombinationsmöglichkeiten mit elastischen Eingriffselementen oder mit Rollenketten als Eingriffselement aufgrund der auftretenden Ungleichförmigkeiten nicht weiter berücksichtigt worden (Kap. 4.1, Kap 4.2).

Ein weiteres Kriterium stellt die zu erwartende Energieeffizienz dar. So sollen nur Systeme näher behandelt und konkretisiert werden, die vertretbare Eigenschaften in diesem Bereich aufweisen. Lösungskonzepte mit dreieckigen Eingriffselemente schießen aus, da die zu erwartende Reibung zwischen den Flanken der Getriebeeinheit als zu groß eingestuft wurden (Kap. 4.7). Dieser Effekt kann weiters zu hohem Verschleiß und einem schlechten Wirkungsgrad führen, wodurch es nicht sinnvoll erscheint, Konzepte mit solchen Getriebeeinheiten weiter zu verfolgen.

So wurden das breite Lösungsfeld mithilfe der Auswahlliste auf fünf vielversprechende Lösungsvarianten reduziert. Diese sind nun näher zu konkretisieren und analysieren, um detailliertere Aussagen über deren Einsetzbarkeit zu formulieren.

Lösungsvariante							Verträglichkeit gegeben	Entscheidung
	A	B	C	D	E	F	Forderungen der Anforderungsliste erfüllt	
							Grundsätzlich realisierbar	
							Aufwand zulässig	
							Gleichmäßige Vorschubbewegung umsetzbar	
							Energieeffizienz des System zulässig	
							Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)	
11	+	+	+	+	-		Ungleichförmige Vorschubbewegung	-
12	+	+	+	+	-		(Kap. 4.1, Kap 4.2).	-
13	+	+	+	+	+	+		+
14	+	+	+	+	+	+		+
15	+	+	+	+	+	+		+
16	-						„Einfach“-Nocke: keine lückenlosen Wellen-	-
17	-						formen außer Sinuswelle umsetzbar (Kap. 5.1).	-
21	-						„Doppel“-Nocke kann keine lückenbehaftete Wellenformen umsetzen (Kap. 5.2)	-
22	-							-
23	-							-
24	-							-
25	-							-
26	+	+	+	+	+	+		+
27	+	+	+	+	+	-	hohe Reibung & Verschleiß (Kap. 4.7)	-
31	-						„Dreifach“-Nocke kann keine lückenbehaftete Wellenformen umsetzen (Kap. 5.3)	-
32	-							-
33	-							-
34	-							-
35	-							-
36	+	+	+	+	+	+		+
37	+	+	+	+	+	-	hohe Reibung & Verschleiß (Kap. 4.7)	-
41	+	-					Kette mit Wellenschablone Bauraumanforderung kann nicht eingehalten werden (Kap. 5.4)	-
42	+	-						-
43	+	-						-
44	+	-						-
45	+	-						-
46	+	-						-
47	+	-						-
51	+	-					Alle Lösungsvarianten, welche Piezoaktuatoren einsetzen, wurden nicht berücksichtigt, da diese zum aktuellen Stand als nicht leistungsstark genug klassifiziert wurden (Kap. 5.5).	-
52	+	-						-
53	+	-						-
54	+	-						-
55	+	-						-
56	+	-						-
57	+	-						-

Tabelle 6.3: Auswahlliste

6.4 Untersuchte Kombinationsmöglichkeiten

Die im Zuge der Auswahlliste als vielversprechend identifizierten Lösungsvarianten sind nun weiter zu konkretisieren. So sollen diese im Detail analysiert werden, um das beste Konzept identifizieren zu können.

6.4.1 Grundlegender Aufbau der Konstruktion/des Berechnungsschemas

Standardisierte Konstruktion Um die Lösungsvarianten im nächsten Schritt möglichst aussagekräftig miteinander vergleichen zu können, wurde versucht diese mit einer ähnlichen Konstruktion umzusetzen. So soll der Einfluss konstruktiver Details minimiert werden, um tatsächlich die gewählten Lösungsvarianten gegenüber zu stellen.

Aufbau der standardisierten Konstruktion Prinzipiell besteht die Konstruktion aus vier verschiedenen Arten von Teilen: Führungselemente, am Eingriff beteiligte Elemente, Druckplatten und der Zahnstange (Abb. 6.1). Dabei nehmen die Druckplatten die Kräfte vom Antriebssystem auf und geben diese an die, am Eingriff beteiligten Elemente weiter. Die Führungselemente sind dazu da, die rein vertikale Bewegung der Eingriffselemente sicherzustellen. Im unteren Bereich gibt die Druckplatte die Kräfte an die Eingriffselemente weiter. Diese werden dabei in die Zahnstange gepresst und bewirken so den Vorschub. Um die Reibung und somit die Verluste zu reduzieren, wurden die Eingriffselemente mit reibungsreduzierenden Rollen an allen Kontaktstellen ausgeführt.

Vorteile der Konstruktion Ein wichtiger Punkt bei der Gestaltung der grundlegenden Konstruktion war die einfache Fertigbarkeit. So soll von Beginn an das System so gestaltet werden, dass eine schnelle und kostengünstige Prototypenherstellung möglich ist. Es wurde daher vermehrt auf Teile gesetzt die mittels Laserschneiden hergestellt werden können, da dieses Fertigungsverfahren mit nur sehr geringem Personalaufwand verbunden ist. Im Zuge der Konstruktion konnten letztendlich die Druckplatten und die Führungsbleche mittels dieses Verfahrens umgesetzt werden. Dabei wurde die Führung aus mehreren Ebenen aufgebaut, um trotz der kompakten Bauweise eine hohe Festigkeit zu ermöglichen. So befinden sich an den Außenseiten der Führungspakete nach oben geschlossene Führungslanglöcher. In diesen gleitet der Eingriffsbolzen (mit reibungsreduzierender Rolle) und stützt sich vertikal ab. Da das Langloch nach oben geschlossen ist, erhält die Konstruktion zusätzliche Stabilität. Das innere Blech des Führungspaketes ist nach oben hin offen, um die Druckplatte aufnehmen zu können.

Die Führungspakete sind mehrfach auf der Länge eines Eingriffsbolzens angeordnet. So wird der Eingriffsbolzen an mehreren Stellen abgestützt, wodurch sich die freie Biegelänge reduziert und damit die Belastbarkeit des Systems erhöht. Dies ist wichtig, da der Durchmesser des Eingriffselements möglichst gering gewählt werden muss, um eine robuste Flankengeometrie zu ermöglichen.

Ein weiterer Vorteil der Konstruktion besteht darin, dass das System sehr einfach individuell angepasst werden kann. So können je nach Bedarf mehrere parallele Ebenen oder Eingriffsebenen hinzugefügt werden, um alle Wellenformen mit allen Antriebskonzepten umsetzen zu können.

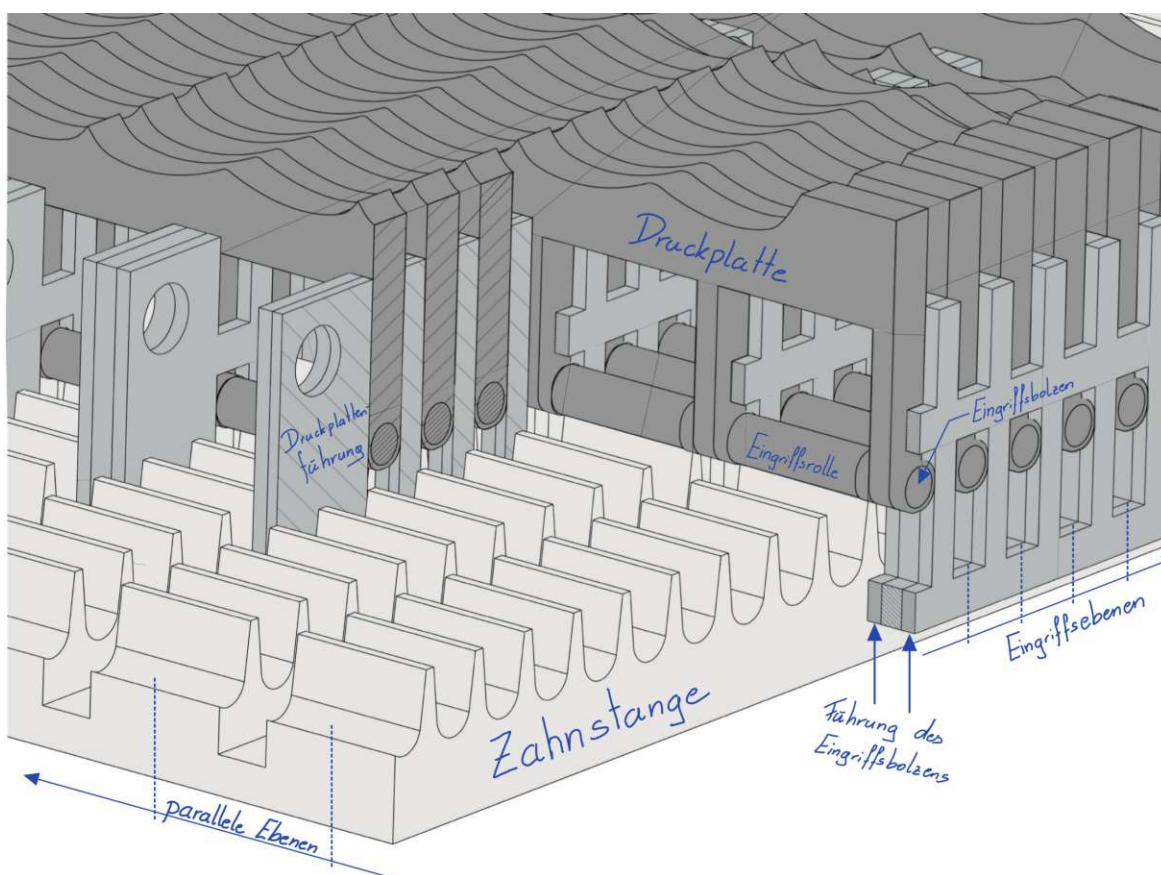


Abbildung 6.1: Grundlegende Konstruktion

Erste Dimensionierung Auf Basis der nun festgelegten Gestalt des Systems können die maßgeblichen Parameter der Konstruktion ermittelt werden. Dabei sollen die einzelnen Systeme so konfiguriert werden, dass sie den Angaben der Anforderungsliste entsprechen. Im Zuge dessen sind alle Lösungsvarianten den gleichen Berechnungen zu unterziehen, wodurch gut vergleichbare Ergebnisse entstehen.

Die Systeme wurden anhand folgender Parameter analysiert:

- Biegebeanspruchung - Eingriffsbolzen
- Flächenpressung - Eingriffsbolzen/Eingriffsrolle
- Flächenpressung - Eingriffsrolle/Zahnstange
- Flächenpressung - Eingriffsbolzen/Druckplatte
- Flächenpressung - Eingriffsrolle/vertikale Führung
- Flächenpressung - Druckplatte/Nocken-Rolle
- Vergleichsspannung von Mises Nockenwelle
- Antriebsparameter

Ergebnisse der Berechnung Mithilfe dieser ersten Berechnung (Kap. B) konnte gezeigt werden, dass drei der fünf ausgewerteten Lösungsvarianten die Anforderungen des Anwendungsgebietes nicht erfüllen (Tab. 6.4). Bei den Lösungsvarianten 13, 14 und 15 wurden im Zuge der Auslegung alle Parameter der Anforderungsliste berücksichtigt, wobei die Anforderung an die Breite von 200 mm nicht erfüllt werden konnte. Daher werden diese im Weiteren nicht mehr näher analysiert. So bilden nun nur mehr zwei Konzepte das Lösungsfeld - die separaten Bolzen in lückenloser Dreieck-Wellenform betrieben durch eine „Doppel“-Nocke (L.v. 26) und die separaten Bolzen in lückenloser Dreieck-Wellenform betrieben durch eine „Dreifach“-Nocke (L.v. 36).

Lösungsvariante		Breite des Systems [mm]	Höhe des Systems [mm]	Anzahl an Antriebswellen	Anzahl an verbauten Elementen	Drehzahl Antriebswellen [U/min]
Nr.	Beschreibung					
13	Einfach-Nocke Separate Bolzen Sinus-Wellenform	338	87.5	4	364	2778
14	Einfach-Nocke Separate Bolzen Kreis-Wellenform	490	87.5	20	679	2778
15	Einfach-Nocke Separate Bolzen Dreieck-Wellenform	338	87.5	2	322	2778
26	Doppel-Nocke Separate Bolzen lückenlose Dreieckwellenform	200	87.5	2	283	556
36	Dreifach-Nocke Separate Bolzen lückenlose Dreieckwellenform	200	115	1	262	370

Tabelle 6.4: Berechnungsergebnisse

Gegenüberstellen der finalen Lösungskonzepte Da nach der ersten Auslegung das Lösungsfeld bereits auf nur zwei Lösungsvarianten, die sich sehr ähnlich sind, reduziert werden konnte, wurde auf eine Bewertung mittels Nutzwertanalyse oder VDI 2225 verzichtet. Bei den beiden Lösungsvarianten, die weiter zu verfolgen sind, handelt es sich um Konzepte, bei denen entweder durch eine „Doppel“-Nocke oder durch eine „Dreifach“-Nocke separate Bolzen in einer lückenlosen Dreieck-Wellenform bewegt werden, um einen Vorschub zu generieren. Daher wurde davon ausgegangen, dass die geringen Unterschiede mittels eines Bewertungsverfahrens nur schwer aufgezeigt werden können. Auch weichen die beiden Varianten in nur sehr wenigen Parametern voneinander ab, weshalb nicht viele sinnvolle Bewertungskriterien formuliert werden könnten, die nicht abhängig voneinander sind. So sollen die Vor- und Nachteile der beiden Varianten nun im Folgenden dargelegt werden, um auf Basis dieser eine Empfehlung formulieren zu können.

Der größte Vorteil des Systems, betrieben durch die „Dreifach“-Nocke, liegt darin, dass nur eine Nockenwelle benötigt wird, um die erforderlichen Kräfte auf die Druckplatten übertragen zu können (Tab. 6.4). Somit reicht es aus, nur einen Elektromotor mit Getriebe zu verbauen. Dadurch soll der Bauraumbedarf und die Kos-

ten des benötigten Antriebsstranges gering gehalten werden. Weiters entfallen eine Vielzahl an Komponenten für weitere Nocken und die Lagerung einer weiteren Welle, wodurch das Konzept wirtschaftlicher umgesetzt werden kann. Der maßgebliche Faktor für die benötigte Anzahl an Antriebswellen ist die Hertz'sche Pressung zwischen der Nockenspitze und der Druckplatte. Da ein größerer Durchmesser der Kontaktpartner diesen Wert reduziert, kann mittels „Dreifach“-Nocken eine vorteilhaftere Konfiguration umgesetzt werden. Dies ist möglich, da die Nockenlänge (R) bei „Dreifach“-Nocken bei gleicher Wellenhöhe (h_{Welle}) größer ist. So können auch die Nockenrollen größer gewählt werden, ohne mit der Antriebswelle zu kollidieren. Als Vorteil der „Doppel“-Nocke kann angeführt werden, dass dieses Konzept kompakter ist. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass der Nockentyp mit verhältnismäßig geringen Nockenlängen (R) entsprechende Wellenhöhen (h_{Welle}) realisieren kann. Die „Dreifach“-Nocke benötigt, wie bereits behandelt, für gleiche Wellenhöhen einen größeren Bauraum (Tab. 6.4).

Auch sollten die unterschiedlichen Antriebsparameter der beiden Lösungskonzepte berücksichtigt werden. Da eine „Dreifach“-Nocke im Zuge einer Umdrehung drei Wellenmaxima realisiert, benötigt dieses Konzept geringere Antriebsgeschwindigkeiten. „Doppel“-Nocken hingegen erzeugen nur zwei Wellenmaxima während einer Umdrehung, wodurch diese zum Erzeugen der gleichen Vorschubgeschwindigkeit schneller umlaufen müssen. Elektromotoren besitzen oft die Eigenschaft, dass sie im Nennbetrieb sehr hohe Drehzahlen vorweisen. Somit würde die Charakteristik der „Doppel“-Nocke dem Antriebskonzept besser entsprechen. Aufgrund dessen sind geringere Übersetzungen zwischen Antriebsmotor und Nockenwelle nötig, wodurch sowohl der Bauraumbedarf reduziert wird, als auch das System kostengünstiger umgesetzt werden kann.

Empfehlung auf Basis der Gegenüberstellung Da die resultierenden Lösungsvarianten sehr ähnlich sind, ist es schwierig eine eindeutige Empfehlung zu geben. Diese unterliegt immer subjektiven Einschätzungen, welche das Ergebnis beeinflussen. Trotz dieser Unsicherheiten ist jedoch das Antriebskonzept, in welchem separate Bolzen in einer lückenlosen Dreieck-Wellenform durch „Dreifach“-Nocken betrieben werden, zu bevorzugen. Dies wird dadurch begründet, dass nur eine Antriebswelle verbaut werden muss. Die Vorteile, die mit einer geringeren Anzahl an Teilen verbunden ist, wie die geringere Fehleranfälligkeit und die generelle verbesserte Wirtschaftlichkeit, überwiegen.

6.5 Finales System

Diese Lösungsvarinate verbindet eine Getriebeeinheit mit separaten Bolzen in einer lückenlosen Dreieck-Wellenform (Kap. 4.6) mit einer „Dreifach“-Nocke Antriebseinheit (Kap. 5.3).

Diese Kombination ermöglicht es sehr kompakt die geforderten Kräfte übertragen zu können, da zu jedem Zeitpunkt mehrere Bolzen im Eingriff sind. So können sich die Belastungen besser auf die beteiligten Komponenten verteilen, wodurch die einzelnen geringer beansprucht werden. Weiters ermöglicht die separate Führung der Eingriffsbolzen in Kombination mit der geraden Flankenometrie der Zahnstange eine gleichmäßige Vorschubbewegung. Dies ist von Vorteil, da ansonsten die Gefahr besteht, dass das System aufgrund der ungleichförmigen Anregung zu schwingen beginnt. Auch sind die guten Festigkeitseigenschaften der Zahnstange hervorzuheben. Durch das breite Flankenprofil kann dieses hohen Belastungen standhalten. Somit wird meist der Eingriffsbolzen die Dimensionierungsgrundlage bilden. Durch den Einsatz der „Dreifach“-Nocke und die spezielle Druckplattenkontur kann das System mit einem konstanten Antriebsmoment betrieben werden. Dies ist speziell für den benötigten Elektromotor und das zwischengeschaltete Getriebe von Vorteil. Ein periodisch schwankendes Moment würde diese Komponenten einer erhöhten Belastung aussetzen und speziell die Lebensdauer des Getriebes stark vermindern. Weiters ermöglicht das Design der Nocke größere Nockenrollen zu verbauen, wodurch die Pressung an der Linienberührung von Druckplatte und Nocke reduziert wird. Auch wurde beim Design des gesamten Systems darauf geachtet, dass an alle Kontaktstellen reibungsreduzierende Elementen verbaut werden. So sind Rollen am Eingriffsbolzen und an den Nockenspitzen vorzusehen, um einen möglichst guten Wirkungsgrad zu realisieren. Im Zuge dessen kann auch der Verschleiß des Systems reduziert werden, weshalb eine entsprechend lange Lebensdauer erreichbar zu sein scheint.

Als Nachteil wird erwartet, dass das System hohe Antriebsmomente benötigt, um die entsprechende Vorschubkraft zu generieren, da die Flankenform der Zahnstange verhältnismäßig flach ist. Auch muss angeführt werden, dass aufgrund der „Dreifach“-Nocke mit einem erhöhten Bauraumbedarf zu rechnen ist. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass dieser Nockentyp zum Erzeugen entsprechender Wellenhöhen größere Nockenlängen (R) benötigt als vergleichbare „Doppel“- oder „Einfach“-Nocken.

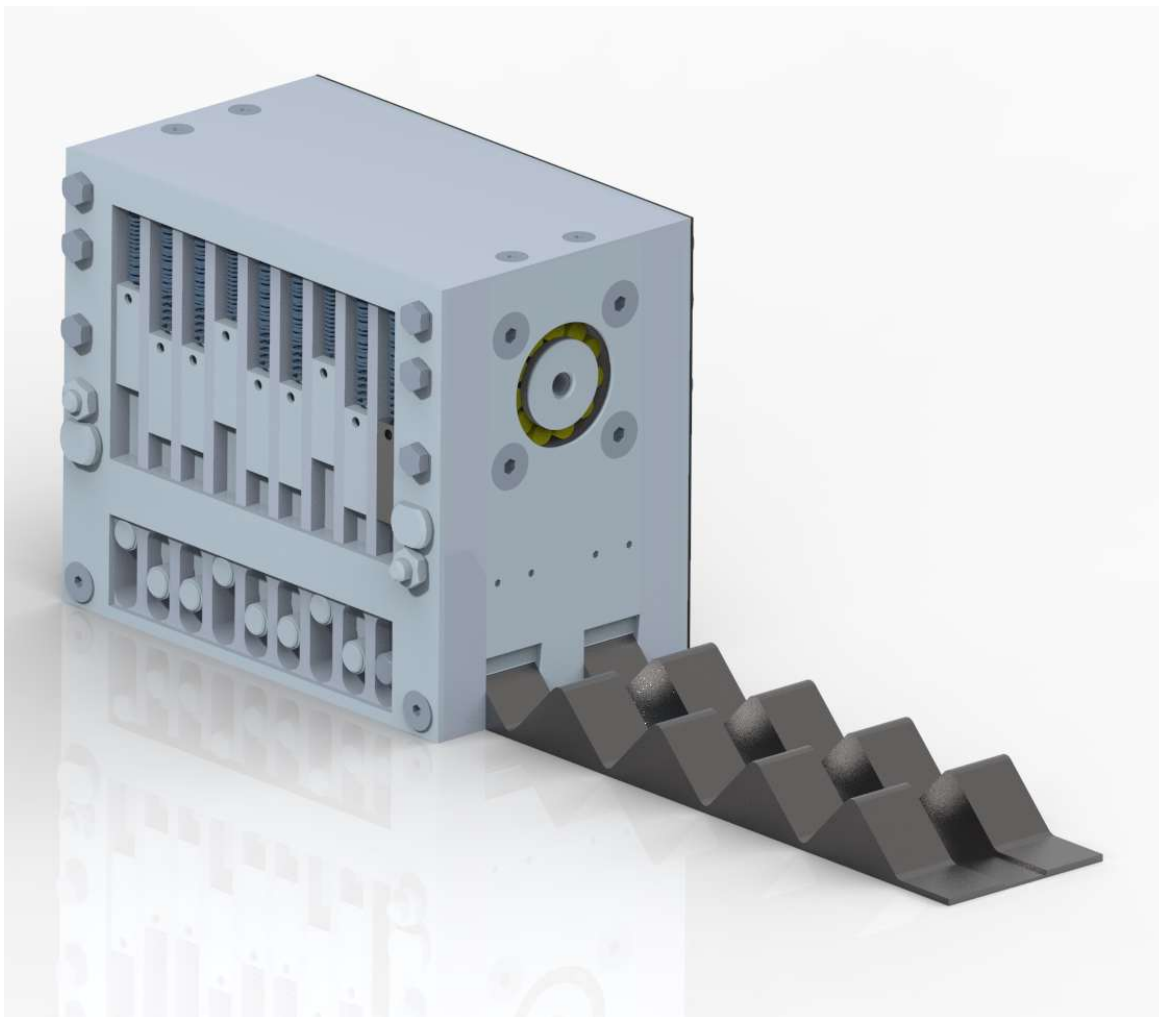


Abbildung 6.2: „Dreifach“-Nocke Nockentrieb - Separate Bolzen - lückenlose Dreieck-Wellenform¹

¹Die Abbildung entspricht nicht der in der Berechnung behandelten Konfiguration der Lösungsvariante sondern soll lediglich beispielhaft die Kombination von Getriebe- und Antriebssystem veranschaulichen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Arbeit war eine Antriebseinheit für Teleskopausleger von Ladekränen zu entwickeln. Dabei sollten, ausgehend vom „Harmonic-Drive“ Prinzip, weitere Lösungskonzepte abgeleitet werden, um dessen positive Eigenschaften für das gegebene Anwendungsgebiet nutzbar zu machen. Dieser Ausgangspunkt wurde in Kooperation mit den Firmen Gear Systems GmbH und Palfinger AG definiert, welche als Partner dieses Projekt unterstützten. Speziell letztere konnte durch ihre langjährige Erfahrung das Innovationspotential in der Branche gut einschätzen. Auf Basis der so definierten Grundlage wurde das System schrittweise weiterentwickelt, um es an die Anforderungen des Anwendungsgebietes anzupassen.

Auch war es notwendig Antriebskonzepte zu erarbeiten, welche die, auf Grundlage des „Harmonic-Drives“, ermittelten Getriebeneinheiten betreiben konnten. In dieser Projektphase konnten sieben verschiedene Getriebekonzepte und fünf verschiedene Antriebskonzepte erarbeitet werden.

Um möglichst effizient die vielversprechendsten Kombinationsmöglichkeiten zu ermitteln, war eine methodische Vorgehensweise heranzuziehen. So wurde mittels eines Morphologischen Kastens ein möglichst breites Lösungsfeld aufgestellt. Anschließend war dieses mithilfe der Verträglichkeitsmatrix und der Auswahlliste einzuschränken, um Konzepte, welche die grundlegenden Bedingungen nicht erfüllen, auszuschließen. So konnte das Lösungsfeld auf fünf Lösungsvarianten reduziert werden, welche im nächsten Schritt näher zu konkretisieren waren.

Dafür wurde eine standardisierte Grundkonstruktion erarbeitet, mit welcher alle Konzepte umgesetzt werden können. Dadurch sollte die Vergleichbarkeit der Konzepte ermöglicht werden, da der Einfluss individueller konstruktiver Details minimiert wurde. Auf Basis der nun umgesetzten Konstruktionen waren die einzelnen Konzepte einer ersten Dimensionierung zu unterziehen. Im Zuge der Entwicklung stellten jedoch die hohen Anforderungen des Anwendungsgebietes an den Bauraum und die zu hebenden Lasten eine große Hürde dar. Speziell die Pressungen an den Kontaktstellen Zahnstange/Eingriffselemente und Nocken/Druckplatte stellten sich als maßgeblich heraus. Aufgrund dieser Einschränkung wurden so eine Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten von Getriebe- und Antriebseinheiten als nicht für das Anwendungsgebiet passend eingestuft und so für die weitere Entwicklung ausgeschlossen.

Schlussendlich konnten zwei Lösungsvarianten identifiziert werden, welche die Anforderungen erfüllen. Aufgrund der ermittelten Parameter und diverser Eigenschaften der analysierten Konstruktionen konnte eine Empfehlung für ein finales System formuliert werden. Bei diesem Konzept handelt es sich um eine Variante, welche mittels „Dreifach“-Nocke eine lückenlose Dreieck-Wellenform durch separate Bolzen erzeugt, um so den Vorschub zu generieren.

Im Weiteren soll die Anwendbarkeit des System mithilfe eines Prototypen überprüft werden. So ist es möglich die Konzepte und Berechnungsergebnisse unter realen Bedingungen zu verifizieren.

In nachfolgenden Arbeiten ist das im Kapitel 4.9 behandelte Konzept im Detail zu analysieren. Durch die dort beschriebenen Abwandlungsmöglichkeiten können noch weitere Konzepte entstehen, deren Eigenschaften sich gut für das untersuchte Anwendungsgebiet eignen.

Auch bietet die grundlegende Problemstellung noch viel Potential für weitere Innovationen. Dabei ist denkbar, sich von dem Konzept des „Harmonic-Drives“ zu lösen, um ein breiteres Spektrum an Ansätzen zu verfolgen.

Weiters sind Antriebssysteme vorstellbar, die nicht direkt am Ausleger verbaut werden, sondern ähnlich wie konventionelle, hydraulische Systeme außerhalb in separaten Zylindern eingesetzt werden. So könnten viele Einschränkungen an die Baugröße umgangen werden, wodurch eine Vielzahl neuer, konstruktiver Möglichkeiten entstehen.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Prinzipskizze des neuen Antriebskonzeptes	2
2.1	Straßenfahrzeug mit Ladekran [4]	5
2.2	Harmonic Drive [9]	7
3.1	Überdeckungsbereich	10
4.1	Elastisches Eingriffselement in Sinus-Wellenform	12
4.2	Aufbau des Simulationsmodelles	13
4.3	Vorschubbewegung während einmaligen Wellendurchlaufs	14
4.4	Bewegungsablauf ($\Delta s_1 = \Delta s_2 \Rightarrow \Delta x_1 < \Delta x_2$ & $\Delta y_1 > \Delta y_2$)	15
4.5	Position der Zahn-Basispunkte über die Zeit	16
4.6	Eingriffsverhalten des Mechanismus	16
4.7	Rollenkette in Sinus-Wellenform	17
4.8	Kettenrad-Parameter	18
4.9	grobes Python-Simulationsmodell	19
4.10	Grund für die Bewegung der Rollen in x-Richtung	20
4.11	Ungleichförmigkeit der Zahnstange	21
4.12	Entwicklung der Zahnflankengeometrie	22
4.13	Eingriffsverhalten des Mechanismus	23
4.14	Separate Bolzen in Sinus-Wellenform	23
4.15	Python Simulationsmodell	25
4.16	Separate Bolzen in Sinus-Wellenform - Vorschubbewegung	25
4.17	Separate Bolzen in Sinus-Wellenform - Eingriffsverhalten	26
4.18	Separate Bolzen in Kreis-Wellenform	26
4.19	grobes Python-Simulationsmodell	27
4.20	Vorschubbewegung	28
4.21	Eingriffsverhalten	28
4.22	Eingriffskräfte	29
4.23	Approximation der Zahnflankenform und ermittelte Steigung	30

4.24	Eingriffskräfte	31
4.25	Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform	32
4.26	Separate Bolzen in Dreieck-Wellenform	33
4.27	Eingriffsverhalten	34
4.28	Lückenlose Dreieck-Wellenform separate Bolzen	35
4.29	Eingriffsverhalten	36
4.30	Lückenlose Dreieck-Wellenform separate Dreiecke	37
4.31	Eingriffsverhalten	38
4.32	Abwandlungsmöglichkeiten der behandelten Systeme	42
5.1	„Einfach“-Nocke mit reibungsreduzierender Rolle	43
5.2	„Einfach“-Nocke - Sinus-Halbwellenform	44
5.3	„Einfach“-Nocke - Sinuswellenform	44
5.4	„Einfach“-Nocke - lückenbehaftete Dreieckwellenform	45
5.5	„Doppel“-Nocke - dreiecksförmige Wellenform	46
5.6	Kontaktverlust - „Doppel“-Nocke - dreiecksförmige Wellenform	47
5.7	Detail-Analyse: Überschneidungsbereich - Kontaktverlust	48
5.8	Bewegungsablauf auf Basis der Kontaktbedingung	48
5.9	Einfluss des Kontaktverlustes auf die Dreieckwellenform	49
5.10	„Tote“-Winkel	49
5.11	Bewegungsablauf - „Tote“ Winkel	50
5.12	Ersatzmodell - Eingriffsverhalten bei gerader Druckplatte	51
5.13	„Doppel“-Nocke Ersatzmodell	54
5.14	Druckplattenkontur - Nockenverlauf	55
5.15	Eingriffswinkel über Weg	56
5.16	Eingriffsverhalten	57
5.17	Kontaktkraft ($F_{Kontakt}$) über Winkel	57
5.18	Moment über Winkel	58
5.19	„Dreifach“-Nocke	59
5.20	Kette mit Wellenschablone	60

6.1	Grundlegende Konstruktion	71
6.2	„Dreifach“-Nocke Nockentrieb - Separate Bolzen - lückenlose Dreieck-Wellenform ¹	76

Tabellenverzeichnis

4.1	Resultierende Parameter	18
4.2	Vergleich der Wellenformen	41
5.1	Übersicht: Produkttabelle MetisMotion [18]	63
6.1	Morphologischer Kasten	66
6.2	Verträglichkeitsmatrix	67
6.3	Auswahlliste	69
6.4	Berechnungsergebnisse	73

Symbolverzeichnis

$F_{Antrieb}$	Antriebskraft (Abb. 5.12 & 4.22)
F_{Hub}	Hubkraft (Abb. 4.22)
$F_{Kontakt_H}$	horizontale Komponente der Kontaktkraft (Abb. 5.12)
$F_{Kontakt_V}$	vertikale Komponente der Kontaktkraft (Abb. 5.12)
$F_{Kontakt}$	Kontaktkraft (Abb. 5.12)
$M_{Antrieb-\Sigma}$	Antriebsmoment der Nockenwelle (Summe aller Antriebsmomente ($M_{Antrieb}$))
$M_{Antrieb}$	Antriebsmoment der Nockenwelle auf eine Druckplatte (Abb. 5.12)
R	Abstand vom Drehpunkt zu dem Mittelpunkt der Nockenspitze (Abb. 5.12)
R_1	Rollenbettradius (Abb. 4.8)
R_2	Zahnflankenradius (Abb. 4.8)
α_{Nocke}	Nockenwinkel (Abb. 5.12)
α_{Tot}	„Tot“-Winkel (Abb. 5.10)
α_{Zahn}	Kontaktwinkel im Eingriffspunkt (Abb. 4.22)
β	Neigungswinkel der Druckplattenkontur im Eingriffspunkt (Abb. 5.13)
χ	Rollenbettwinkel (Abb. 4.8)
ϵ	Überdeckung der Getriebeeinheit
$b_{Zahnstange}$	Strecke die die Zahnstange während des Eingriffes eines Elementes zurücklegt (Abb. 4.26)
b_{Δ}	Breite der Dreieckswellenform (Abb. 4.26)
d_{1-R}	Rollendurchmesser der Kette
d_1	Rollendurchmesser (Abb. 5.12)
d_2	Durchmesser des inneren Bereiches des Steges der „Doppel“-Nocke (Abb. 5.12)
d_{Rad}	Durchmesser des Kettenrades des Konzeptes „Kette mit Wellenschablone“ (Kap. 5.4)
h_{Welle}	Wellenhöhe
h_{Δ}	Höhe der Dreieckswellenform (Abb. 4.26)
k	Zahnhöhe über Teilungspolygon (Abb. 4.8)
$l_{Kettenglied}$	Länge eines Kettengliedes der Kette mit Doppelasche des Konzeptes „Kette mit Wellenschablone“ (Kap. 5.4)

l_{max}	Maximale Länge des Antriebssystems auf der Anforderungsliste (Kap. 3)
l_{ref}	Referenzlänge (Länge zwischen Erstem und Letztem Eingriffselement) (Abb. 4.26)
$n_{Zahnluecken}$	Anzahl an Zahnlücken innerhalb der Referenzlänge
p_{Bolzen}	Abstand der Eingriffsbolzen bei Getriebeeinheiten mit separaten Bolzen
p_{Kette}	Teilung der Zahnstange
$p_{Zahnstange}$	Teilung der Zahnstange
t	Zeitparameter
$t_{Bewegung}$	Zeit die ein Eingriffselement für einen einmaligen Eingriff benötigt
$t_{Periode}$	Periodendauer der Welle
$t_{int.}$	Zeitintervall bei einer Dreieckswellenform; entspricht der Zeit die die Druckplatte von der obersten bis zur untersten Endlage zurücklegt
t_{ref}	Zeit die eine Welle benötigt um l_{ref} zurückzulegen
v_{Welle}	Geschwindigkeit mit dem sich die Wellenform fortbewegt (Abb. 4.26)
$v_{Zahnstange}$	Geschwindigkeit der Zahnstange (Abb. 4.26)
x_{Nocke}	horizontaler Abstand des Nocken-Rollenmittelpunktes zum Drehpunkt (Abb. 5.12)
$x_{Zahnstange}$	Zahnstangenposition (Vorschubskoordinate)
y_{Hub}	Druckplattenposition (Abb. 5.12)

Literaturverzeichnis

- [1] „DIN EN 12999:2020, Krane - Ladekrane“, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1. Nov. 2021.
- [2] o. V. „Geschäftsbericht 2021“, Palfinger.com. (23. Feb. 2022), Adresse: https://assets.palfinger.com/cache-buster-1654168812/importdata/corporate/newsroom/de/publikationen/2021/PALFINGER_GB_2021_DE.pdf (besucht am 16. 11. 2022).
- [3] M. Stoschka, F. Kessler und W. Eichlseder, *Antriebskonzept für mehrteilige, teleskopierbare Ausleger*, 31. März 2006. Adresse: <https://docplayer.org/62081056-Antriebskonzept-fuer-mehrteilige-teleskopierbare-ausleger.html> (besucht am 18. 11. 2022).
- [4] o. V. „PK 14502 SH | PK 18502 SH“, Palfinger.com. (o. D.), Adresse: https://assets.palfinger.com/importdata/product-data/loader-cranes/brochures/pk-1405-sh-pk-18502-sh/KP-H1418502M3%5C%2BEN_Ansicht.pdf (besucht am 16. 11. 2022).
- [5] o. V. „PK 200002 L SH“, Palfinger.com. (o. D.), Adresse: <https://assets.palfinger.com/importdata/product-data/loader-cranes/brochures/pk-200002-1-sh/pk-2000021-sh-de.pdf> (besucht am 18. 11. 2022).
- [6] o. V. „SMART CONTROL“, Palfinger.com. (1. Mai 2021), Adresse: https://assets.palfinger.com/importdata/product-data/loader-cranes/brochures/Smart%20Control/KP-SMARTCONM1%2BDE_Ansicht.pdf (besucht am 16. 11. 2022).
- [7] o. V. „eDRIVE“, Palfinger.com. (1. Dez. 2022), Adresse: https://assets.palfinger.com/importdata/product-data/loader-cranes/brochures/eDRIVE/KP-EDRIVEM2%2BDE_Ansicht.pdf (besucht am 16. 11. 2022).
- [8] B. Bender und D. Göhlich, *Doppel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen*, 26. Aufl., 3 Bde. Heidelberger Platz 3, 14197 Berlin, Germany: Springer, Bd. 2, 1374 S., ISBN: 978-3-662-59712-5.
- [9] o. V. „Harmonic Drive - Technology“, HarmonicDrive.net. (o. D.), Adresse: <https://www.harmonicdrive.net/technology/harmonicdrive> (besucht am 05. 01. 2023).
- [10] K. Zeimer u. a., *Tabellenbuch für Metalltechnik*, 14. Aufl. Hamburg: Verlag Handwerk und Technik GmbH, 2012, ISBN: 978-3-582-03291-1.
- [11] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente*, 22. Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015, ISBN: 978-3-658-09081-4.

- [12] o. V. „Kettenräder, Rundstahlketten“, Maedler.de. (1. Sep. 2021), Adresse: https://smarthost.maedler.de/datenblaetter/K42_88.pdf (besucht am 05.12.2022).
- [13] o. V. „Rollenketten“, Maedler.de. (1. Sep. 2021), Adresse: https://smarthost.maedler.de/datenblaetter/K42_52.pdf (besucht am 23.12.2022).
- [14] A. Albers u. a., *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2* (Springer-Lehrbuch), 7. Aufl., W. Steinhilper und B. Sauer, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012, 718 S., ISBN: 978-3-642-24302-8.
- [15] o. V. „P-882-Datenblatt.pdf“, Pliceramic.de. (30. Nov. 2017), Adresse: https://www.pliceramic.de/fileadmin/user_upload/physik_instrumente/files/datasheets/P-882-Datenblatt.pdf (besucht am 23.11.2022).
- [16] N. Aschenbrenner. „Piezohydraulik: Winzling mit viel Kraft“, idw - Informationsdienst Wissenschaft. (10. Sep. 2014), Adresse: <https://idw-online.de/en/news?print=1&id=607255> (besucht am 23.11.2022).
- [17] G. Bachmaier, *EP 3 443 230 B1 - Piezohydraulischer Aktor*. Europäisches Patentamt, 21. Apr. 2017. Adresse: <https://data.epo.org/publication-server/document?iDocId=6185518&iFormat=0> (besucht am 22.11.2022).
- [18] o. V. „Das MetisMotion Mustertool - Aktuatoren mit naXture-Technologie“, MetisMotion.com. (o. D.), Adresse: <https://metismotion.com/mustertool/> (besucht am 23.11.2022).

A. Vor-/Nachteile - Wellenformen

A.1 Elastisches Eingriffselement - Sinus-Welle

+) Vorteile:

- Robustheit der Zähne/der Zahnstange
→ Durch die beiden keilförmigen Zahngeometrien sollte eine robuste Ausführungsform umsetzbar sein (Abb. 4.1).
- Kraftübersetzung
→ Da meist eher steilere Eingriffswinkel auftreten, können durch geringere Antriebskräfte verhältnismäßig hohe Hubkräfte umgesetzt werden (Abb. 4.6, Abb. 4.22 & Gl. 4.15).

o) Durchschnittlich:

- Flächenpressung Zahnflanke
→ Beim Eingriff tritt Linienberührung an der Kontaktstelle auf. Somit kommt es zu erhöhten Beanspruchungen. Durch die leicht abgerundete Flankenform wirkt sich der Effekt jedoch nicht so stark aus wie bei anderen Eingriffselementen (Abb. 4.1).
- Komplexe Flankengeometrie des Eingriffselements
→ Die Flankengeometrie des elastischen Elements entspricht einer leicht bauchigen Form. Daher entstehen geringfügig schwankende Reaktionskräfte (Abb. 4.1).
→ Durch die Kürze des Eingriffselements sind die geringfügig erhöhten Herstellkosten mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht ausschlaggebend.
→ Die Zahnstange besitzt eine einfache Flankengeometrie, wodurch dessen Herstellung verhältnismäßig günstig realisierbar sein sollte (Abb. 4.1).

-) Nachteile:

- Wirkungsgrad
→ Die zum Verformen des Eingriffselements benötigte Walkarbeit reduziert den Wirkungsgrad (Abb. 4.6).
→ An den Kontaktstellen tritt Gleitreibung auf. Dabei entsteht eine Verlustleistung, die in Wärme übergeführt wird (Kap. 4.2).
- Gleichförmige Vorschubbewegung
→ Da entlang der neutralen Faser die Bogenlänge zwischen den Zähnen des

Eingriffselements konstant bleibt, entsteht eine ungleichförmige Vorschubbewegung (Abb. 4.4 & Abb. 4.3). Dadurch können Schwingungen in das System eingebracht werden, die zu erhöhten Belastungen führen.

- Vertikaler Platzbedarf
→ Durch die positive Sinushalbwellen wird der Bauraumbedarf unnötig vergrößert (Abb. 4.1). Dies hat direkte Auswirkungen auf die Baugröße des Gesamtsystems.
- Überdeckung
→ Die Referenzlänge wird nur schlecht ausgenutzt, weshalb auftretende Hubkräfte auf nur wenige Kontaktstellen aufgeteilt werden (Abb. 4.6). Somit ist an diesen Stellen mit erhöhten Belastungen zu rechnen.

A.2 Rollenkette - Sinus-Welle

+) Vorteile:

- Wirkungsgrad
→ Während des Eingriffs ist keine Walkarbeit zu verrichten. Die Rollen reduzieren die an den Kontaktstellen auftretende Reibung (Abb. 4.7).
- Robustheit des Eingriffselements und der Zahnstange
→ Das Eingriffselement (Kette) ist ein erprobtes und standardisiertes Normteil welches verlässlich den angegebenen Belastungen standhält. Durch die kurze Länge der Bolzen ist die Biegebeanspruchung auf diese verhältnismäßig gering wodurch sie entsprechend hohen Belastungen standhalten.
→ Die Zahnstangenzähne der meisten Konfigurationen weisen eine entsprechende Breite auf, um den auftretenden Belastungen standzuhalten (Abb. 4.7). Dies sollte jedoch im Zuge der Dimensionierung immer überprüft werden.

o) Durchschnittlich:

- Kraftübersetzung
→ Durch die komplexe Zahnstangeform ändert sich die Kraftübersetzung im Zuge des Eingriffs sehr stark (Abb. 4.13, Abb. 4.22 & Gl. 4.15). Daher treten, abhängig von der Eingriffsphase mehr oder weniger vorteilhafte Kraftübersetzungen auf.

-) Nachteile:

- Gleichförmige Vorschubbewegung
→ Bei dieser Wellenform entsteht ein ungleichförmiger Vorschub der Zahnstange (Abb. 4.11). Dieser kann Schwingungen in das System einbringen, die zu erhöhten Belastungen führen können.
- Flächenpressung an Kontaktstelle
→ An der Kontaktstelle tritt Linienberührung auf. Dadurch entsteht eine erhöhte Pressung bei entsprechender Belastung (Abb. 4.7). Diese ist umso größer, je kleiner der Durchmesser der Kettenrolle ist.
- Vertikaler Platzbedarf
→ Durch die, nicht am Vorschub beteiligte, positive Sinushalbwellen entsteht ein erhöhter Platzbedarf (Abb. 4.7). Dieser beeinflusst direkt den Bauraum des Gesamtsystems.
- Komplexität der Zahnstange
→ Die Zahnstangenform bedingt sich durch die Bewegungsabläufe der verschiedenen Komponenten und der Geometrie des Eingriffselements. Somit entsteht eine komplexe, abgerundete Flankengeometrie (Abb. 4.12).
- Überdeckung
→ Die Anzahl an Rollen, die gleichzeitig zur Kraftübertragung beitragen, ist im Verhältnis zur Gesamtanzahl gering (Abb. 4.13).

A.3 Separate Bolzen - Sinus-Welle

+) Vorteile:

- Wirkungsgrad
→ Durch die reibungsreduzierenden Rollen kann die Relativbewegung an den Kontaktstellen aufgenommen werden (Abb. 4.14). Weiters ist keinerlei Walkarbeit im Zuge des Eingriffs zu verrichten. Somit sollte ein akzeptabler Wirkungsgrad umgesetzt werden können.
- Gleichmäßige Vorschubbewegung
→ Durch die vertikale Führung der Eingriffsbolzen liefert diese Wellenform eine gleichmäßige Vorschubbewegung (Abb. 4.16).

o) Durchschnittlich:

- Kraftübersetzung
→ Durch die komplexe Zahnstangenform ändert sich die Kraftübersetzung im Zuge des Eingriffs sehr stark (Abb. 4.14, Abb. 4.22 & Gl. 4.15).

-) Nachteile:

- Flächenpressung an Kontaktstelle
→ An der Kontaktstelle tritt Linienberührung auf (Abb. 4.14). Dadurch entsteht eine erhöhte Pressung bei entsprechender Belastung. Diese ist umso größer, je kleiner der Durchmesser der Eingriffsrolle ist.
- Vertikaler Platzbedarf
→ Ein erhöhter Bauraumbedarf entsteht durch die positive Sinus-Halbwelle, die nicht zur Vorschubbewegung beiträgt (Abb. 4.14).
- Komplexe Flankengeometrie
→ Aufgrund der Geometrie des Eingriffselements und der entsprechenden Vorschubbewegung entsteht eine komplexe Flankengeometrie (Abb. 4.14).
- Überdeckung
→ Die Anzahl an Eingriffselementen die gleichzeitig an der Kraftübertragung beteiligt sind, ist im Vergleich zur Gesamtanzahl gering (Abb. 4.17).
- Robustheit des Eingriffselements/der Zahnstange
→ Durch die verhältnismäßig große Baulänge im Vergleich zum Durchmesser wird der Bolzen sehr stark auf Biegung beansprucht (Abb. 4.14).
→ Aufgrund der gegebenen Radbedingungen entsteht ein sehr schmales Zahnstangen-Flankenprofil (Abb. 4.14). Dieses kann maßgeblich für die Belastbarkeit des Systems sein.

A.4 Separate Bolzen - Kreis-Welle

+) Vorteile:

- Wirkungsgrad
→ Da Rollen verbaut sind, die die Relativbewegungen an den Kontaktstellen aufnehmen können und keinerlei Walkarbeit im Zuge des Eingriffes verrichtet werden muss, ist ein vorteilhafter Wirkungsgrad umsetzbar (Abb. 4.18).
- Gleichförmige Vorschubbewegung
→ Durch die separate, rein vertikale Führung der Eingriffselemente ist eine gleichförmige Vorschubbewegung realisierbar (Abb. 4.20).
- Vertikaler Platzbedarf
→ Bolzen werden nur sehr knapp über die Zahnstange herausgehoben. Somit entsteht ein sehr niedriges Wellenprofil (Abb. 4.18).

○) Durchschnittlich:

- Kraftübersetzung
→ Durch die komplexe Zahnstangeform ändert sich die Kraftübersetzung im Zuge des Eingriffs sehr stark (Abb. 4.24).

-) Nachteile:

- Flächenpressung Zahnflanke
→ An der Kontaktstelle tritt eine Linienberührung auf (Abb. 4.18). Dadurch entsteht eine erhöhte Pressung bei entsprechender Belastung. Diese ist umso größer, je kleiner der Durchmesser der Eingriffsrolle ist.
- Komplexität der Zahnstange
→ Die Flankenform ergibt sich aus den Bewegungsmustern der Einzelkomponenten und der Geometrie des Eingriffselements. Somit entsteht eine komplex abgerundete Flankenform (Abb. 4.18).
- Überdeckung
→ Nur eine geringe Anzahl an Eingriffselementen, im Verhältnis zur Gesamtanzahl, sind gleichzeitig im Eingriff (Abb. 4.21).
- Robustheit des Eingriffselements und der Zahnstange
→ Der Bolzen wird sehr stark auf Biegung beansprucht aufgrund der großen Baulänge im Verhältnis zum Durchmesser (Abb. 4.18).
→ Unter den gegebenen Radbedingungen entsteht ein sehr schmales Zahnstangen-Flankenprofil (Abb. 4.18). Dieses kann maßgeblich für die Belastbarkeit des Systems sein.

A.5 Separate Bolzen - Dreieck-Welle

+) Vorteile:

- Wirkungsgrad
→ Die, an den Eingriffselementen angeordneten Rollen nehmen die Relativbewegungen in der Kontaktstelle auf und können so die Reibungsverluste reduzieren. Weiters ist durch die separate Lagerung der Eingriffselemente keinerlei Walkarbeit im Zuge des Eingriffs zu verrichten (Abb. 4.25).
- Gleichmäßige Vorschubbewegung
→ Im Zuge der Analysen konnte eine gleichmäßige Vorschubbewegung ermittelt werden. Dies wird darauf zurückgeführt, dass die Eingriffselemente separat, rein vertikal gelagert werden (Abb. 4.27).

- Vertikaler Platzbedarf
→ Die Eingriffselemente werden nur sehr knapp über die Spitzen der Zahnstange hinaus gehoben, somit kann ein sehr niedriges Wellenprofil erreicht werden (Abb. 4.25).
- Komplexität der Flankengeometrie
→ Die Flanken der Zahnstange sind gerade ausgeführt (Abb. 4.25). Diese entstehen durch die Bewegungsabläufe der am Eingriff beteiligten Komponenten und der Form des Eingriffselements.
- Kraftübersetzung
→ Das gerade, steile Flankenprofil der Zahnstange führt zu einer vorteilhaften, gleichmäßigen Kraftübersetzung (Abb. 4.22, Gl. 4.15 & Gl. 4.19).

-) Nachteile:

- Flächenpressung
→ An der Kontaktstelle von Zahnstange und Eingriffselement tritt Linienberührung auf (Abb. 4.25). Dadurch entsteht eine erhöhte Pressung bei entsprechender Belastung. Diese ist umso größer, je kleiner der Durchmesser der Eingriffsrolle ist.
- Überdeckung
→ Es sind nur wenige Eingriffselemente am Vorschub beteiligt, somit sind diese stärker belastet (Abb. 4.27).
- Robustheit der Eingriffselemente und der Zahnstange
→ Die entstehenden Zahnflanken weisen eine schmale und hohe Form auf und sind somit eher instabil (Abb. 4.25). Deshalb ist damit zu rechnen, dass die Belastbarkeit der Zahnstange maßgeblich sein wird.

A.6 Separate Bolzen - Lückenlose Dreieck-Welle

+) Vorteile:

- Wirkungsgrad
→ An alle Kontaktstellen an denen Relativbewegungen auftreten sind reibungsreduzierende Elemente, wie beispielsweise Rollen vorgesehen (Abb. 4.28).
- Gleichmäßige Vorschubbewegung
→ Im Zuge der Simulation konnte eine gleichmäßige Vorschubbewegung nachgewiesen werden (Abb. 4.29).

- Vertikaler Platzbedarf
→ Die Eingriffselemente werden immer nur sehr knapp über die Zahnstange hinaus gehoben. Somit entsteht eine sehr niedrige Wellenform (Abb. 4.29).
- Komplexität der Zahnstange
→ Die Flankengeometrie der Zahnstange ist gerade (Abb. 4.28). Diese Form bedingt sich aus den Bewegungsabläufen der am Eingriff beteiligten Komponenten und der Geometrie des Eingriffselements .
- Überdeckung
→ Da zu jedem Zeitpunkt alle Eingriffselemente in Bewegung sind, kann eine sehr hohe Überdeckung realisiert werden (Abb. 4.29).
- Robustheit des Eingriffselements und der Zahnstange
→ Die Zahnstange weist eine sehr breite Flankenform auf, wodurch diese sehr hohen Beanspruchungen standhält (Abb. 4.28).
→ Als Eingriffselement wird weiterhin ein Bolzen mit Rolle verwendet. Dieser wird höchst wahrscheinlich als Dimensionierungsgrundlage herangezogen werden müssen (Abb. 4.28).

-) Nachteile:

- Flächenpressung
→ An der Kontaktstelle kommt es zu einer Linienberührung zwischen Zahnstange und Eingriffselement (Abb. 4.28). Dadurch entsteht eine erhöhte Pressung bei entsprechender Belastung. Diese ist umso größer, je kleiner der Durchmesser der Eingriffsrolle ist.
- Kraftübersetzung
→ Durch die breite Flankengeometrie entsteht ein sehr flacher Eingriffswinkel (Abb. 4.28). Somit sind hohe Antriebskräfte nötig, um entsprechende Hubkräfte zu generieren (Abb. 4.22 & Gl. 4.15).

A.7 Separate Dreiecke - Lückenlose Dreieck-Welle

+) Vorteile:

- Gleichförmige Vorschubbewegung
→ Mithilfe der durchgeführten Analysen konnte gezeigt werden, dass die Vorschubbewegung gleichmäßig ist (Abb. 4.31).

- Flächenpressung
 - Da die Steigung der Flankegeometrie des Eingriffselements und der Zahnstange exakt gleich ist, kommt es zu einem flächigen Kontakt (Abb. 4.30). Somit können die auftretenden Kontaktkräfte über eine größere Fläche aufgeteilt werden wodurch die Oberfläche weniger stark belastet wird.
 - Komplexität der Zahnstange
 - Die Flankenform der Zahnstange und der Eingriffselemente sind gerade (Abb. 4.30).
 - Überdeckung
 - Da zu jedem Zeitpunkt alle Eingriffselemente in Bewegung sind, entsteht eine hohe Überdeckung (Abb. 4.31).
 - Robustheit des Eingriffselements und der Zahnstange
 - Die Zahnstange weist eine sehr breite Flankenform auf, wodurch diese sehr hohen Beanspruchungen standhält (Abb. 4.30).
 - Als Eingriffselement wird ein Dreiecksprofil herangezogen. Dieses entspricht der komplementäre Geometrie der Zahnstangenflankenform und wird daher ebenfalls hohen Beanspruchungen standhalten können (Abb. 4.30).
-) Durchschnittlich:
- Vertikaler Platzbedarf
 - Die Eingriffselemente werden nur knapp über die Zahnstange hinausgehoben. Durch die längliche Dreiecksform des Eingriffselements wird jedoch eine entsprechende Höhe gefordert, damit die Zahnstange unter den Eingriffselementen hindurch gleiten kann (Abb. 4.30).
-) Nachteile:
- Wirkungsgrad
 - Durch den flächigen Kontakt im Eingriff tritt Gleitreibung an der Kontaktstelle auf (Abb. 4.30). Diese reduziert den Wirkungsgrad des Systems maßgeblich.
 - Kraftübersetzung
 - Der verhältnismäßig steile Flankenwinkel der Zahnstange erlaubt es mittels geringer Antriebskräfte hohe Hubkräfte zu erzeugen (Abb. 4.30, Abb. 4.22 & Gl. 4.15).

B. Berechnung Kombinationen

B.1 „Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Sinusform

Allgemeine Parameter definieren

Allgemeine Parameter

Parameter aus Anforderungsliste:

$$F_{Vorschub} := 70 \text{ kN}$$

$$b_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$h_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$l_{max} := 75 \text{ mm}$$

$$v_{Vorschub} := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n_{Ausschübe} := 3$$

gewählte Parameter:

$$n_1 := 4 \quad \text{Anzahl an Antriebseinheiten pro Teleskopierstück}$$

$$S_R := 1.5 \quad \text{Faktor der Reibkräfte (Wirkungsgrad) die zu diesem Zeitpunkt noch nicht genauer bestimmt werden können berücksichtigt}$$

Parameter der Getriebeeinheit

$$n_2 := 12 \quad \text{Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit}$$

$$n_3 := 1 \quad \text{Überdeckung}$$

$$n_5 := 6 \quad \text{Anzahl der Eingriffsbolzen}$$

$$l_1 := 13 \text{ mm} \quad \text{Eingriffslänge}$$

$$l_2 := 6 \text{ mm} \quad \text{Führungslänge}$$

$$l_3 := 2 \text{ mm} \quad \text{Druckplatteneingriffslänge}$$

$$d_1 := 5 \text{ mm} \quad \text{Bolzendurchmesser}$$

$$d_2 := 6 \text{ mm} \quad \text{Rollendurchmesser}$$

$$p_B := 9 \text{ mm} \quad \text{Bolzenabstand}$$

$$\alpha := 21.78^\circ \quad \text{repräsentativer Eingriffswinkel im Zahnstangenkontakt}$$

Parameter der Antriebseinheit

$$n_6 := 4 \quad \text{Anzahl an Antriebswellen}$$

$$l_4 := 7 \text{ mm} \quad \text{Nockenrollen-Breite}$$

$$l_A := 10 \text{ mm} \quad \text{Antriebswelle antriebsseitig: Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist}$$

$$l_B := 10 \text{ mm} \quad \text{Antriebswelle nicht angetriebene Wellenseite - Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist}$$

$$d_{4,1} := 11 \text{ mm} \quad \text{Antriebswellendurchmesser - Wellenanfang - Antriebsseitig}$$

$$R := 20 \text{ mm} \quad \text{Nockenlänge}$$

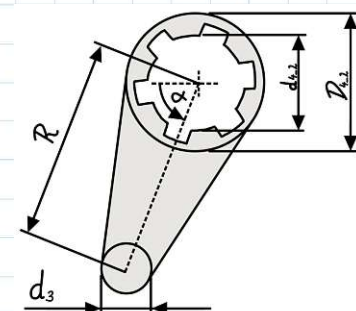
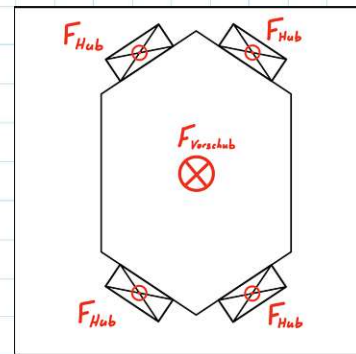
$$d_3 := 15 \text{ mm} \quad \text{Nockenrollendurchmesser}$$

Werte der Keilwellen basieren auf dem Produktkatalog der Firma Mädler

$$d_{4,2} := 11 \text{ mm} \quad \text{Keilwelle - mindest Durchmesser}$$

$$D_{4,2} := 14 \text{ mm} \quad \text{Keilwelle - größter Durchmesser}$$

$$\beta_{\text{Eingriff}} := 0^\circ \quad \text{Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle variabel über Zeit --> repräsentativer Winkel --> steilster Winkel bei erster Eingriffsposition bei der Kraft übertragen wird}$$



Werkstoffkennwerte

C45E (Vergütungsstahl)

42CrMo4 (Vergütungsstahl)

16MnCr5 (gehärteter Einsatzstahl)

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 20.Auflage --> TB 3-1 b&c + TB1-1 + TB 12-6 b

$$R_{p0.2_C45E} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_42CrMo4} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_16MnCr5} := 695 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_42CrMo4} := 1080 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_16MnCr5} := 835 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_42CrMo4} := 855 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_16MnCr5} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_C45E} := 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_42CrMo4} := 565 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_16MnCr5} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{C45E} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{42CrMo4} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{16MnCr5} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{C45E} := 0.3$$

$$\nu_{42CrMo4} := 0.3$$

$$\nu_{16MnCr5} := 0.3$$

Quelle: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen

3.3.3 Festigkeitsgrenzen / Zulässige Flächenpressung (S.159)

Annahme: duktiler Werkstoff - schwelende Beanspruchung

$$pZul_{C45E} := \frac{R_{p0.2_C45E}}{2}$$

$$pZul_{42CrMo4} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{2}$$

$$pZul_{16MnCr5} := \frac{R_{p0.2_16MnCr5}}{2}$$

$$pZul_{C45E} = 245 \frac{N}{mm^2}$$

$$pZul_{42CrMo4} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

$$pZul_{16MnCr5} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$$

Quelle: DIN 3990-5 Tragfähigkeit von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten & DIN 3990-2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Grubchentrugfähigkeit
Staubstahl: 16MnCr5, 42CrMo4, C45W

$$pHertz_{C45E} := 850 \text{ MPa}$$

$$pHertz_{42CrMo4} := 850 \text{ MPa}$$

$$pHertz_{16MnCr5} := 1500 \text{ MPa}$$

Werkstoffe zuweisen:

Zahnstange:

Bolzen:

Rolle:

$$R_{p0.2_Zahnstange} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Bolzen} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Rollen} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$pHertz_{Zahnstange} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Bolzen} := pHertz_{42CrMo4}$$

$$pHertz_{Rollen} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Zahnstange} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Bolzen} := pZul_{42CrMo4}$$

$$pZul_{Rollen} := pZul_{16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Zahnstange} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Bolzen} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Rollen} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Zahnstange} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Bolzen} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Rollen} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$E_{Zahnstange} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Bolzen} := E_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Rollen} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Zahnstange} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Bolzen} := \nu_{42CrMo4}$$

$$E_{Rollen} := E_{16MnCr5}$$

Führung:

Druckplatte:

Nocke:

$$R_{p0.2_Führung} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Druckplatte} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Nocken} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$pHertz_{Führung} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Druckplatte} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Nocken} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Führung} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Druckplatte} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Nocken} := pZul_{16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Führung} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Druckplatte} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Nocken} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Führung} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Druckplatte} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Nocken} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Führung} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Druckplatte} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Nocken} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Führung} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Druckplatte} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Nocken} := E_{16MnCr5}$$

Antriebswelle:

$$pZul_{Antriebswelle} := pZul_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Antriebswelle} := \nu_{42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Antriebswelle} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Antriebswelle} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$E_{Antriebswelle} := E_{42CrMo4}$$

$$pHertz_{Antriebswelle} := pHertz_{42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Antriebswelle} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

Getriebeeinheit

Zahnstangenteilung

$$p_Z := p_B \cdot \left(\frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = 10.8 \text{ mm}$$

Länge des Mechanismus

$$l_Y := p_B \cdot (n_5 - 1) + 1.5 \cdot l_A + 1.5 \cdot l_B = 75 \text{ mm}$$

Breite des Mechanismus

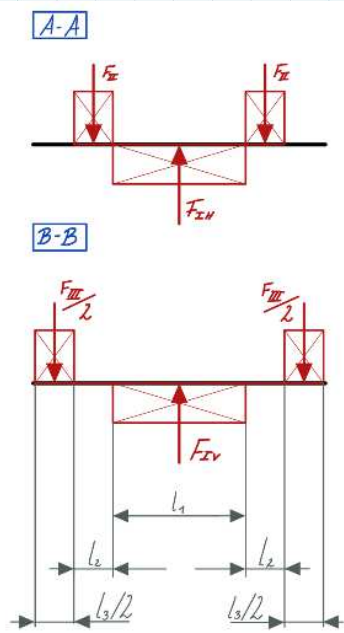
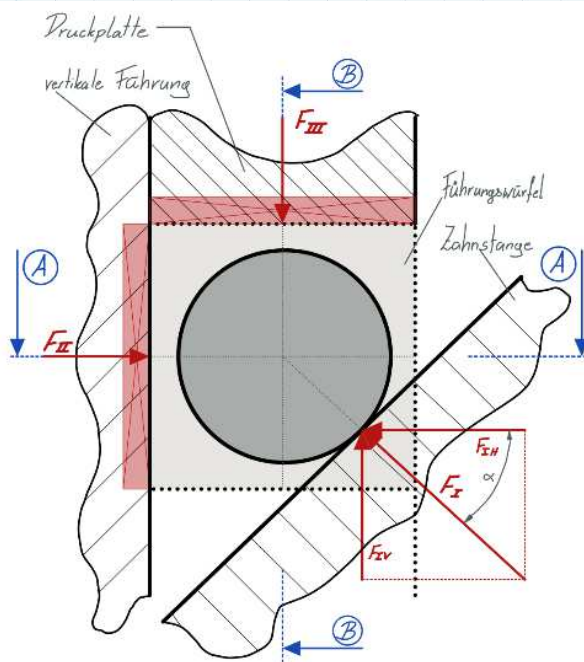
$$b_{\text{max_Getriebe}} := (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) \cdot n_2 + l_3 + 2 \cdot l_2 = 338 \text{ mm}$$

Widerstandsmoment - Eingriffsbolzen

$$W_{0,F} := \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = 12.3 \text{ mm}^3$$

Führungslänge:

$$l_F := p_B - d_2 = 3 \text{ mm}$$



•) $F_{IH} = F_{\text{Verschub}}$

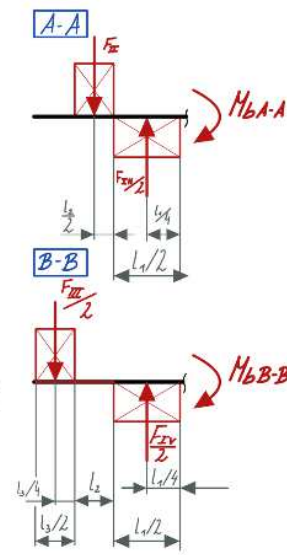
•) $F_{IV} = F_{IH} \cdot \tan(\alpha)$

•) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{II} = F_{IH} / 2$

•) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bA-A} = F_{II} \cdot (l_3/2 + l_3/2) - F_{IH} / 2 \cdot (l_3/4)$

•) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{III} / 2 = F_{IV} / 2$

•) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bB-B} = F_{III} / 2 \cdot (l_3/4 + l_2 + l_2) - F_{IV} / 2 \cdot (l_3/4)$



Eingriffsbolzen - Biegefestigkeit

$$F_{IH} := F_{Vorschub} \cdot \frac{S_R}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = 2187.5 \text{ N}$$

$$F_{IV} := F_{IH} \cdot \tan(\alpha) = 874.1 \text{ N}$$

$$F_I := \sqrt{F_{IH}^2 + F_{IV}^2} = 2355.7 \text{ N}$$

$$F_{II} := \frac{F_{IH}}{2} = 1093.8 \text{ N}$$

$$F_{III} := F_{IV} = 874.1 \text{ N}$$

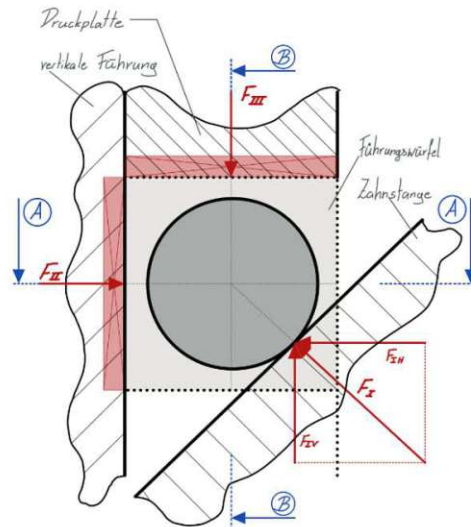
$$M_{b_{AA}E} := F_{II} \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IH}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 6.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{b_{BB}E} := \frac{F_{III}}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{4} + l_2 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IV}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 4.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{b_{AA}E} := \frac{M_{b_{AA}E}}{W_{b_E}} = 557 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{BB}E} := \frac{M_{b_{BB}E}}{W_{b_E}} = 347.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_E} := \sqrt{\sigma_{b_{AA}E}^2 + \sigma_{b_{BB}E}^2} = 656.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Zahnstange/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{RZ} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Zahnstange}}{(1 - \nu_{Zahnstange}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Zahnstange}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_{ZR}} := \sqrt[2]{\frac{F_I \cdot E_{RZ}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_1}} = 1489.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER}} := \frac{F_I}{d_1 \cdot l_1} = 36.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Druckplatte - Flächenpressung

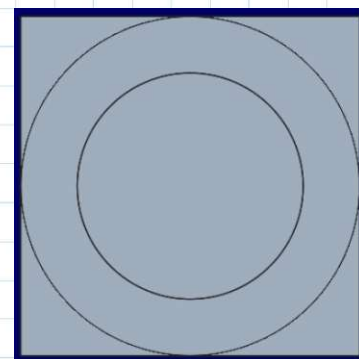
Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ED}} := \frac{F_{III}}{d_1 \cdot l_3} = 87.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER_2}} := \frac{F_{II}}{d_1 \cdot l_2} = 36.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



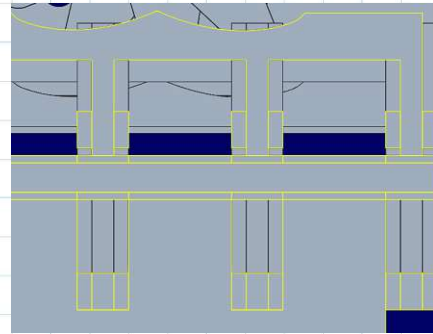
Vertikale Führung/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung

$$E_{RF} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Führung}}{(1 - \nu_{Führung}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Führung}}$$

$$E_{RF} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_FR} := \sqrt[2]{\frac{F_{II} \cdot E_{RF}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_2}} = 1493.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Antriebseinheit

Gemetrische Parameter überprüfen

Nocken-Breite

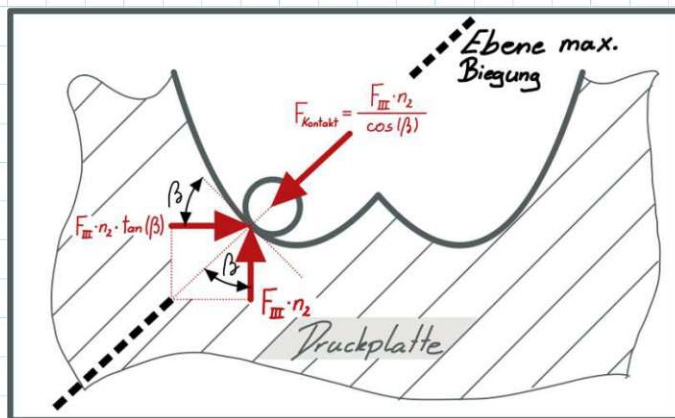
die Nocken dürfen die Breite des Gesamtsystemes nicht vergrößern

$$b_{max_Noeke} := (d_3 \cdot 0.5 + R + D_{4_2} \cdot 0.5 \cdot 1.2) \cdot n_6 = 143.6 \text{ mm}$$

Nockengeometrie

es wird überprüft ob alle Komponenten der Nocke kollisionsfrei eingebaut werden können

$$R - (d_3 + D_{4_2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm}$$



Nocke/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{ND} := \frac{2 \cdot E_{Nocken} \cdot E_{Druckplatte}}{(1 - \nu_{Druckplatte}^2) \cdot E_{Nocken} + (1 - \nu_{Nocken}^2) \cdot E_{Druckplatte}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$F_{Kontakt} := \frac{F_{III}}{\cos(\beta_{Eingriff})} \cdot \frac{n_2}{n_6} = 2.6 \text{ kN}$$

$$p_{0_ND} := \sqrt[2]{\frac{F_{Kontakt} \cdot E_{ND}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_3}{2} \cdot l_4}} = 1354.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\circ) y_{Hub} = (-h_{Welle}) \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{t}{T_{periode}}\right)$$

$$\circ) x_{Zahn} = p_{Zahn} \cdot \frac{t}{T_{periode}}$$

$$\Rightarrow y_{Hub} = (-h_{Welle}) \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{x_{Zahn}}{p_{Zahn}}\right)$$

$$\circ) \frac{F_{Hub}/\epsilon}{F_{Antrieb}} = \tan(\alpha_{Kontakt}) = \left(-\frac{\partial y_{Hub}}{\partial x_{Zahn}}\right)$$

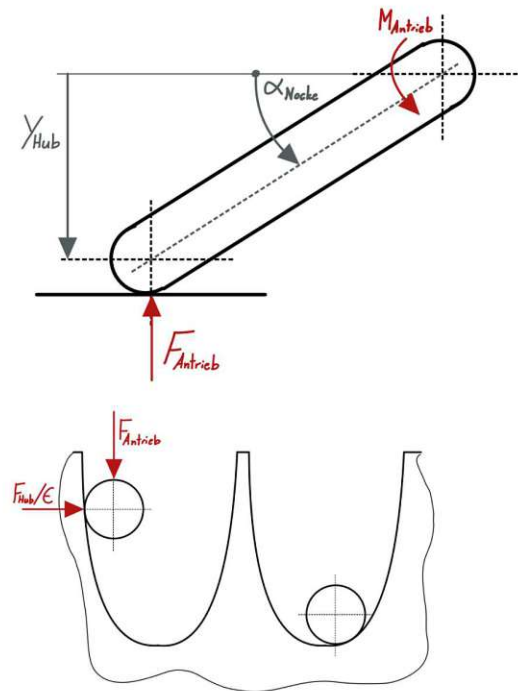
$$\Rightarrow \frac{\partial y_{Hub}}{\partial x_{Zahn}} = (-h_{Welle}) \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{x_{Zahn}}{p_{Zahn}}\right) \cdot \left(\frac{2\pi}{p_{Zahn}}\right)$$

$$\Rightarrow F_{Antrieb} = (F_{Hub}/\epsilon) \cdot \frac{p_{Zahn}}{2\pi \cdot h_{Welle}} \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{x_{Zahn}}{p_{Zahn}}\right)^{-1}$$

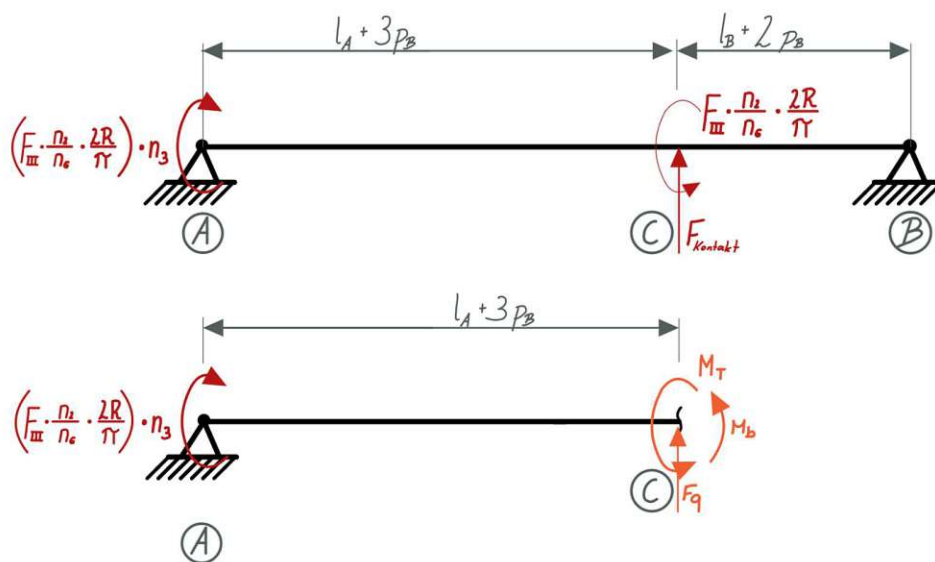
$$\circ) M_{Antrieb} = F_{Antrieb} \cdot h_{Welle} \cdot \cos(\alpha_{Necke})$$

$$\alpha_{Necke} = 2\pi \cdot \frac{t}{p_{Zahn}} = 2\pi \cdot \frac{x_{Zahn}}{p_{Zahn}}$$

$$\Rightarrow \underline{M_{Antrieb} = (F_{Hub}/\epsilon) \cdot \frac{p_{Zahn}}{2\pi}}$$



Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{l_A + 3 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 1492.6 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 1129.5 \text{ N}$$

Wellenauslegung

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

$$M_{T_Antriebswelle_C} := F_{IH} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{p_Z}{2 \cdot \pi} = 11.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig
- diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$W_{P_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{16} = 261.3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C}}{W_{P_Antriebswelle_C}} = 43.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C} := F_{Lager_A} \cdot (l_A + 3 \cdot p_B)$$

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig
- diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{B_Antriebswelle_C} = 41.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{32} = 130.7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{B_Antriebswelle_C} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C}}{W_{B_Antriebswelle_C}} = 319.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 328.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Welle- /Nabenverbindung - Keilwelle - Festigkeitsnachweis

Flächenpressung - Flanken

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Normung Berechnung Gestaltung Herbert/Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek

$$M_{T_Flanke} := F_{IH} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{p_Z}{2 \cdot \pi} = 11.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_{Keilwelle} := \frac{M_{T_Flanke}}{\frac{D_{4,2} + d_{4,2}}{2} \cdot l_4 \cdot ((D_{4,2} - d_{4,2}) \cdot 0.4) \cdot 0.75 \cdot 6} = 23.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{Keilwelle_zul} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{3.6} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Motorauslegung

Drehzahl der Antriebswelle

$$n_{Antrieb} := \frac{v_{Vorschub}}{p_Z \cdot n_{Ausschübe}} = 15.4 \frac{1}{s}$$

1 Umdrehung = pZ Vorschub bei Einfach-Nocken

Drehmoment des Antriebsmotors

$$M_{T_Antriebswelle_C} = 11.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

minimales Drehmoment das der Antriebsmotor liefern muss

Leistung des Antriebsmotors

$$W_{Antrieb} := M_{T_Antriebswelle_C} \cdot (n_{Antrieb} \cdot 2 \cdot \pi)$$

minimale Leistung die der Antriebsmotor liefern muss

$$W_{Antrieb} = 1093.8 \text{ W}$$

Probe: Leistungscheck

$$W_{Probel} := \frac{F_{Vorschub} \cdot S_R \cdot v_{Vorschub}}{n_1 \cdot n_6 \cdot n_{Ausschübe}} = 1093.8 \text{ W}$$

Benötigte Komponenten

$n_2 = 12$ Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$N_{\text{Komponent_Getriebe}} := 4 + n_5 \cdot 4 + n_2 \cdot 3 + n_2 \cdot n_5 \cdot 3 = 280$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Getriebeeinheit

--> eine Zahnstange und zwei äußere und eine innere Führungsplatte pro Einheit

--> eine Druckplatte und ein Eingriffsbolzen Führungsplatten und zwei äußere Führungsrollen pro Eingriffsebene

--> eine innere Führungsplatte und zwei äußere Führungsplatten pro parallel Ebene

--> eine Eingriffsrolle und zwei Führungsrollen pro Eingriff

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$n_6 = 4$ Anzahl an Antriebswellen

$$N_{\text{Komponent_Antrieb}} := n_6 \cdot 3 + n_5 \cdot n_6 \cdot 3 = 84$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Antriebseinheit

--> eine Antriebswelle und zwei Lager pro Antriebsstrang

--> eine Nocke und eine Nockenrollen und eine Nockenrollenbolzen pro Druckplattenkontakt

$$N_{\text{Komponent}} := N_{\text{Komponent_Getriebe}} + N_{\text{Komponent_Antrieb}} = 364$$

Errechnete Anzahl an benötigten Komponenten soll nur als Richtwert dienen, um verschiedene Konzepte miteinander vergleichen zu können.

Bauraumbedarf - Höhenabmessung

$$h_{\Sigma} := R \cdot 3 + 20 \text{ mm} + d_3 \cdot 0.5 = 87.5 \text{ mm}$$

Zusammenfassung

Geometrie Check

Kennwerte:

Breite - Getriebeeinheit	$b_{max_Getriebe} = 338 \text{ mm}$	$b_{max} = 200 \text{ mm}$
Breite - Antriebseinheit	$b_{max_Nocke} = 143.6 \text{ mm}$	
Höhe	$h_{\Sigma} = 87.5 \text{ mm}$	$h_{max} = 200 \text{ mm}$
Länge	$l_{\Sigma} = 75 \text{ mm}$	$l_{max} = 75 \text{ mm}$
Abstand - Antriebswelle/Nockenrolle	$R - (d_3 + D_{4.2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm} > 0$	
Länge des Führungssteges	$l_F = 3 \text{ mm}$	
Anzahl an Komponenten	$N_{Komponent} = 364$	

zulässige Kennwerte

Getriebeeinheit

Flächenpressungen:

zulässige Werkstoffkennwerte

Zahnstange/Rolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ZR} = 1489.4 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Zahnstange} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Führung/Führungsrolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_FR} = 1493.9 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Führung} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Rolle (Lochleibung)	$\sigma_{L_ER} = 36.2 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Druckplatte (Lochleibung)	$\sigma_{L_ED} = 87.4 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Druckplatte} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Führungsrolle (Lochleibung)	$\sigma_{L_ER_2} = 36.5 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$

Biege- & Torsionsfestigkeitsnachweise:

zulässige Werkstoffkennwerte

Eingriffsbolzen (Biegefestigkeit)	$\sigma_{b_E} = 656.4 \frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{b_Schw_Bolzen} = 855 \frac{N}{mm^2}$
--------------------------------------	--	---

Antriebseinheit

Nocke/Druckplatte (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ND} = 1354.4 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Nocken} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Druckplatte} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle/Nocke (Flächenpressung)	$p_{Keilwelle} = 23.9 \frac{N}{mm^2}$		$p_{Keilwelle_zul} = 250 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Mitte (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 328.5 \frac{N}{mm^2}$		$R_{p0.2_Antriebswelle} = 900 \frac{N}{mm^2}$

Motorauslegung

Antriebsdrehzahl (an einer Nockenwelle)	$n_{Antrieb} = 925.9 \frac{1}{min}$
Antriebsmoment (an einer Nockenwelle)	$M_{T_Antriebswelle_C} = 11.3 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung (an einer Nockenwelle)	$W_{Antrieb} = 1093.8 \text{ W}$

B.2 „Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Kreisform

Allgemeine Parameter definieren

Allgemeine Parameter

Parameter aus Anforderungsliste:

$$F_{Vorschub} := 70 \text{ kN}$$

$$b_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$h_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$l_{max} := 75 \text{ mm}$$

$$v_{Vorschub} := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n_{Ausschübe} := 3$$

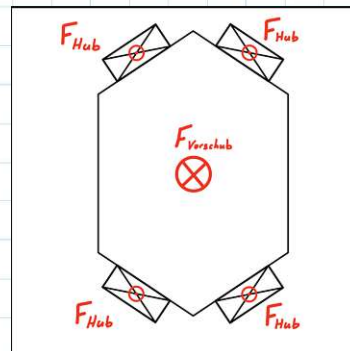
gewählte Parameter:

$$n_1 := 4$$

Anzahl an Antriebseinheiten pro Teleskopierstück

$$S_R := 1.5$$

Faktor der Reibkräfte (Wirkungsgrad) die zu diesem Zeitpunkt noch nicht genauer bestimmt werden können berücksichtigt



Parameter der Getriebeeinheit

$$n_2 := 20$$

Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit

$$n_3 := 1$$

Überdeckung

$$n_5 := 6$$

Anzahl der Eingriffsbolzen

$$l_1 := 14 \text{ mm}$$

Eingriffslänge

$$l_2 := 4 \text{ mm}$$

Führungslänge

$$l_3 := 2 \text{ mm}$$

Druckplatteneingriffslänge

$$d_1 := 5 \text{ mm}$$

Bolzendurchmesser

$$d_2 := 6 \text{ mm}$$

Rollendurchmesser

$$p_B := 9 \text{ mm}$$

Abstand der Bolzen - Bolzenteilung

Parameter der Antriebseinheit

$$n_6 := 11$$

Anzahl an Antriebswellen

$$l_4 := 9 \text{ mm}$$

Nockenrollen-Breite

$$l_A := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle antriebsseitig: Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$l_B := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle nicht angetriebene Wellenseite - Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$d_{4_1} := 11 \text{ mm}$$

Antriebswellendurchmesser - Wellenanfang - Antriebsseitig

$$R := 20 \text{ mm}$$

Nockenlänge

$$d_3 := 15 \text{ mm}$$

Nockenrollendurchmesser

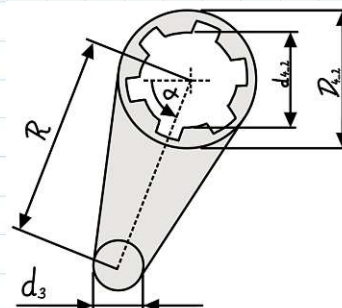
Werte der Keilwellen basieren auf dem Produktkatalog der Firma Mädler

$$d_{4_2} := 11 \text{ mm}$$

Keilwelle - mindest Durchmesser

$$D_{4_2} := 14 \text{ mm}$$

Keilwelle - größter Durchmesser



Werkstoffkennwerte

C45E (Vergütungsstahl)

42CrMo4 (Vergütungsstahl)

16MnCr5 (gehärteter Einsatzstahl)

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 20.Auflage --> TB 3-1 b&c + TB1-1 + TB 12-6 b

$$R_{p0.2_C45E} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_42CrMo4} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_16MnCr5} := 695 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_42CrMo4} := 1080 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_16MnCr5} := 835 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_42CrMo4} := 855 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_16MnCr5} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_C45E} := 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_42CrMo4} := 565 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_16MnCr5} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{C45E} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{42CrMo4} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{16MnCr5} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{C45E} := 0.3$$

$$\nu_{42CrMo4} := 0.3$$

$$\nu_{16MnCr5} := 0.3$$

Quelle: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen

3.3.3 Festigkeitsgrenzen / Zulässige Flächenpressung (S.159)

Annahme: duktiler Werkstoff - schwelende Beanspruchung

$$p_{Zul_C45E} := \frac{R_{p0.2_C45E}}{2}$$

$$p_{Zul_42CrMo4} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{2}$$

$$p_{Zul_16MnCr5} := \frac{R_{p0.2_16MnCr5}}{2}$$

$$p_{Zul_C45E} = 245 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{Zul_42CrMo4} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{Zul_16MnCr5} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$$

Quelle: DIN 3990-5 Tragfähigkeit von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten & DIN 3990-2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Grubchentrugfähigkeit
Staubstahl: 16MnCr5, 42CrMo4, C45W

$$p_{Hertz_C45E} := 850 \text{ MPa}$$

$$p_{Hertz_42CrMo4} := 850 \text{ MPa}$$

$$p_{Hertz_16MnCr5} := 1500 \text{ MPa}$$

Werkstoffe zuweisen:

Zahnstange:

Bolzen:

Rolle:

$$R_{p0.2_Zahnstange} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Bolzen} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Rollen} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Zahnstange} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Bolzen} := p_{Hertz_42CrMo4}$$

$$p_{Hertz_Rollen} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Zahnstange} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Bolzen} := p_{Zul_42CrMo4}$$

$$p_{Zul_Rollen} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Zahnstange} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Bolzen} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Rollen} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Zahnstange} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Bolzen} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Rollen} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$E_{Zahnstange} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Bolzen} := E_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Rollen} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Zahnstange} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Bolzen} := \nu_{42CrMo4}$$

$$E_{Rollen} := E_{16MnCr5}$$

Führung:

Druckplatte:

Nocke:

$$R_{p0.2_Führung} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Druckplatte} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Nocken} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Führung} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Druckplatte} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Nocken} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Führung} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Druckplatte} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Nocken} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Führung} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Druckplatte} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Nocken} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Führung} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Druckplatte} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Nocken} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Führung} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Druckplatte} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Nocken} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Führung} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Druckplatte} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Nocken} := E_{16MnCr5}$$

Antriebswelle:

$$p_{Zul_Antriebswelle} := p_{Zul_42CrMo4}$$

$$\nu_{Antriebswelle} := \nu_{42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Antriebswelle} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

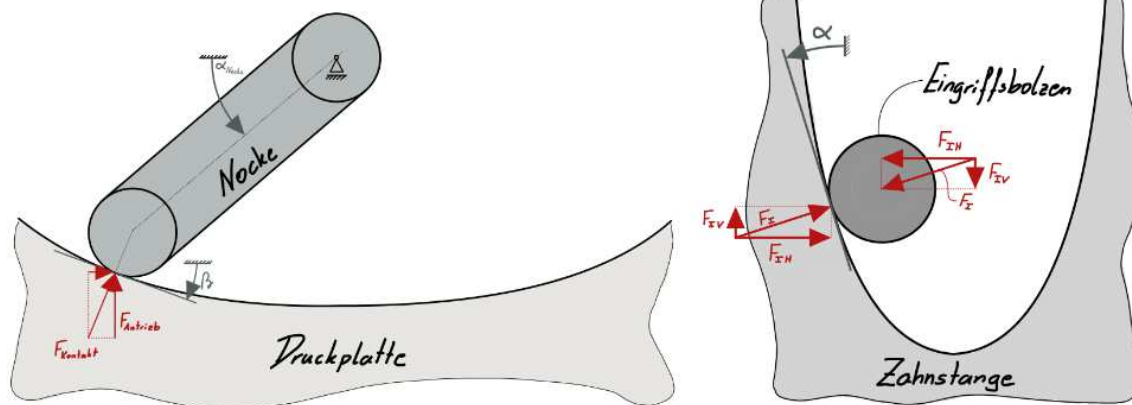
$$\sigma_{b_Schw_Antriebswelle} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$E_{Antriebswelle} := E_{42CrMo4}$$

$$p_{Hertz_Antriebswelle} := p_{Hertz_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Antriebswelle} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

Repräsentative Konfigurationen



Repräsentative Konfigurationen

- I) $\alpha_{Nocke} = 71,75^\circ$ $\beta = 14,953^\circ$ $\alpha = 57,207^\circ$
 II) $\alpha_{Nocke} = 11,76^\circ$ $\beta = 73,024^\circ$ $\alpha = 15,429^\circ$

Das System wurde zu zwei Zeitpunkten analysiert die repräsentativ für den gesamten Bewegungsablauf stehen sollen. Dabei wurden die Winkel dem CAD System entnommen. Die hier untere Konfiguration wird im Zuge der Berechnung repräsentiert. Jedoch wurde darauf geachtet, dass die Konstruktion beiden stand hält.

Konfiguration II

- $\alpha_{Nocke} := 11.76^\circ$ Nocken Winkel
- $\beta_{Eingriff} := 73.024^\circ$ Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle
- $\alpha := 15.429^\circ$ Eingriffswinkel - Zahnstange

Konfiguration I

- $\alpha_{Nocke} := 71.75^\circ$ Nocken Winkel
- $\beta_{Eingriff} := 14.953^\circ$ Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle
- $\alpha := 57.207^\circ$ Eingriffswinkel - Zahnstange

Getriebeeinheit

Zahnstangenteilung

$$p_Z := p_B \cdot \left(\frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = 10.8 \text{ mm}$$

Länge des Mechanismus

$$l_Y := p_B \cdot (n_5 - 1) + 1.5 \cdot l_A + 1.5 \cdot l_B = 75 \text{ mm}$$

Breite des Mechanismus

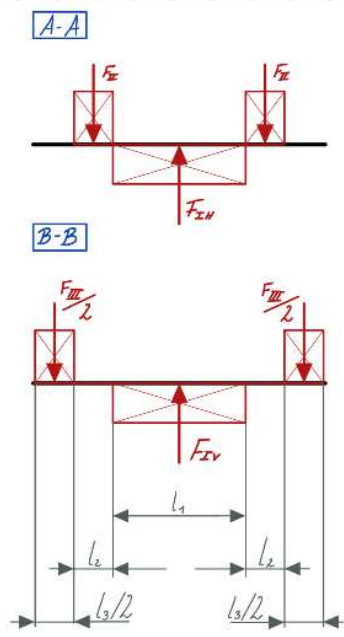
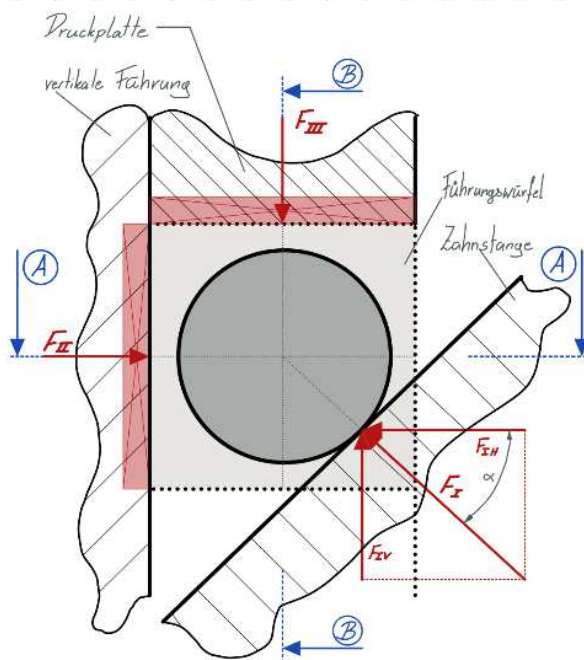
$$b_{\text{max_Getriebe}} := (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) \cdot n_2 + l_3 + 2 \cdot l_2 = 490 \text{ mm}$$

Widerstandsmoment - Eingriffsbolzen

$$W_{0,F} := \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = 12.3 \text{ mm}^3$$

Führungslänge:

$$l_F := p_B - d_2 = 3 \text{ mm}$$



o) $F_{IH} = F_{\text{Verschub}}$

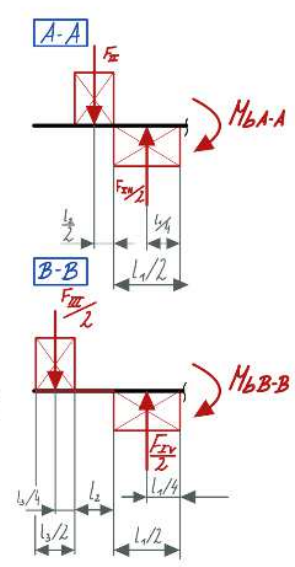
o) $F_{IV} = F_{IH} \cdot \tan(\alpha)$

o) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{II} = F_{IH} / 2$

o) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bA-A} = F_{II} \cdot (\frac{l_3}{2} + \frac{l_3}{2}) - F_{IH} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$

o) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{III} / 2 = F_{IV} / 2$

o) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bB-B} = F_{III} / 2 \cdot (l_3 / 4 + l_2 + l_2 / 2) - F_{IV} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$



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



Eingriffsbolzen - Biegefestigkeit

$$F_{IH} := F_{Vorschub} \cdot \frac{S_R}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = 1312.5 \text{ N}$$

$$F_{IV} := F_{IH} \cdot \tan(\alpha) = 2037.1 \text{ N}$$

$$F_I := \sqrt{F_{IH}^2 + F_{IV}^2} = 2423.4 \text{ N}$$

$$F_{II} := \frac{F_{IH}}{2} = 656.3 \text{ N}$$

$$F_{III} := F_{IV} = 2037.1 \text{ N}$$

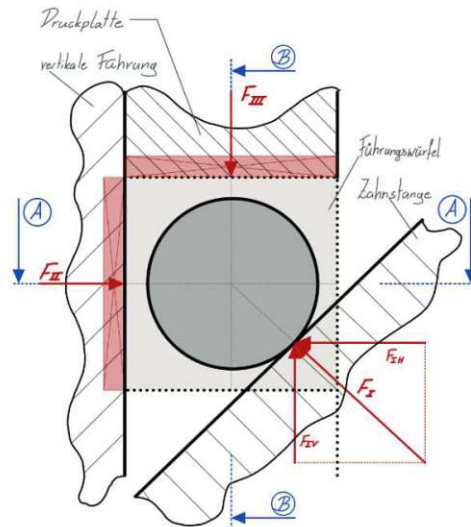
$$M_{b_{AA}E} := F_{II} \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IH}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 3.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{b_{BB}E} := \frac{F_{III}}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{4} + l_2 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IV}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 8.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{b_{AA}E} := \frac{M_{b_{AA}E}}{W_{b_E}} = 294.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{BB}E} := \frac{M_{b_{BB}E}}{W_{b_E}} = 664 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_E} := \sqrt{\sigma_{b_{AA}E}^2 + \sigma_{b_{BB}E}^2} = 726.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Zahnstange/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{RZ} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Zahnstange}}{(1 - \nu_{Zahnstange}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Zahnstange}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_{ZR}} := \sqrt[2]{\frac{F_I \cdot E_{RZ}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_1}} = 1455.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LER} := \frac{F_I}{d_1 \cdot l_1} = 34.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Druckplatte - Flächenpressung

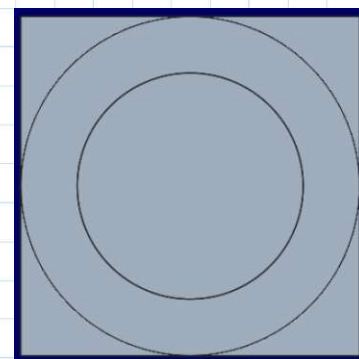
Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LED} := \frac{F_{III}}{d_1 \cdot l_3} = 203.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LER_2} := \frac{F_{II}}{d_1 \cdot l_2} = 32.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



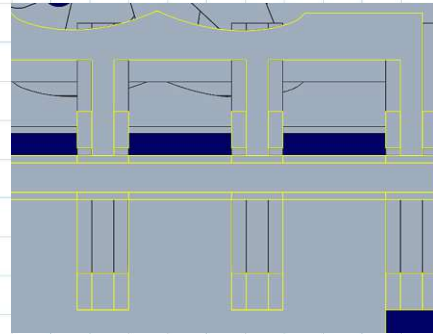
Vertikale Führung/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung

$$E_{RF} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Führung}}{(1 - \nu_{Führung}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Führung}}$$

$$E_{RF} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_FR} := \sqrt[2]{\frac{F_{II} \cdot E_{RF}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_2}} = 1417.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Antriebseinheit

Gemetrische Parameter überprüfen

Nocken-Breite

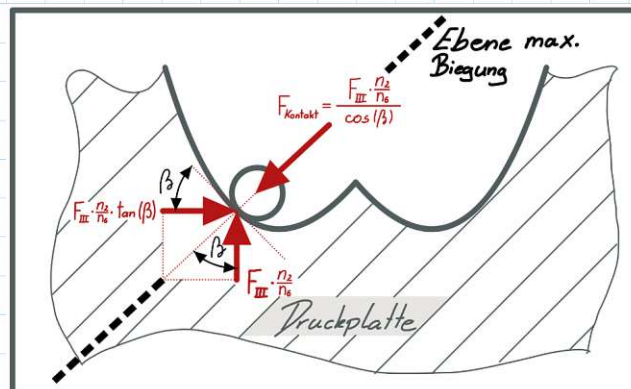
die Nocken dürfen die Breite des Gesamtsystemes nicht vergrößern

$$b_{max_Noeke} := (d_3 \cdot 0.5 + R + D_{4_2} \cdot 0.5 \cdot 1.2) \cdot n_6 = 394.9 \text{ mm}$$

Nockengeometrie

es wird überprüft ob alle Komponenten der Nocke kollisionsfrei eingebaut werden können

$$R - (d_3 + D_{4_2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm}$$



Nocke/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

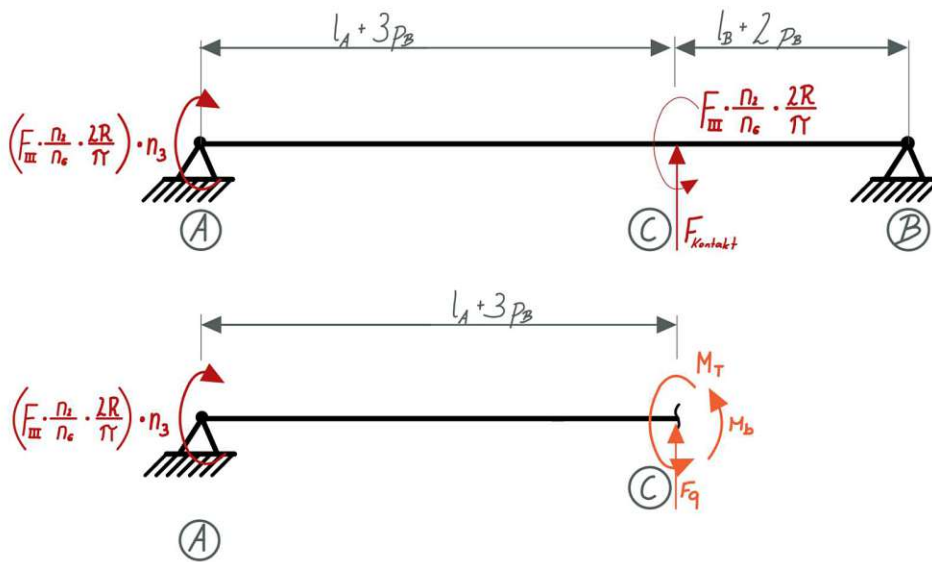
Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{ND} := \frac{2 \cdot E_{Nocken} \cdot E_{Druckplatte}}{(1 - \nu_{Druckplatte}^2) \cdot E_{Nocken} + (1 - \nu_{Nocken}^2) \cdot E_{Druckplatte}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$F_{Kontakt} := \frac{F_{III}}{\cos(\beta_{Eingriff})} \cdot \frac{n_2}{n_6} = 3.8 \text{ kN}$$

$$p_{0_ND} := \sqrt[2]{\frac{F_{Kontakt} \cdot E_{ND}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_3}{2} \cdot l_4}} = 1444.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{l_A + 3 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 2182.3 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 1651.5 \text{ N}$$

Wellenauslegung

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

$$M_{T_Antriebswelle_C} := F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot R \cdot \cos(\alpha_{Nocke}) - F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \tan(\beta_{Eingriff}) \cdot R \cdot \sin(\alpha_{Nocke}) = 68.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4.2}^3 \cdot \pi}{16} = 261.3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C}}{W_{P_Antriebswelle_C}} = 262.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C} := F_{Lager_A} \cdot (l_A + 3 \cdot p_B)$$

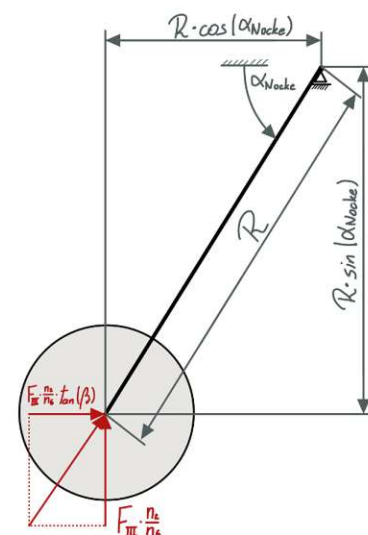
$$M_{B_Antriebswelle_C} = 61.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4.2}^3 \cdot \pi}{32} = 130.7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{B_Antriebswelle_C} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C}}{W_{B_Antriebswelle_C}} = 467.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 651.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Welle-/Nabenverbindung - Keilwelle - Festigkeitsnachweis

Flächenpressung - Flanken

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung, Berechnung, Gestaltung

Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßjck

$$M_{T_Flanke} := \text{abs}(M_{T_Antriebswelle_C})$$

$$p_{Keilwelle} := \frac{M_{T_Flanke}}{\frac{D_{4,2} + d_{4,2}}{2} \cdot l_4 \cdot ((D_{4,2} - d_{4,2}) \cdot 0.4) \cdot 0.75 \cdot 6} = 112.7 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$p_{Keilwelle_zul} := \frac{R_{p0.2_A2CrMo4}}{3.6} = 250 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Motorauslegung

Drehzahl der Antriebswelle

$$n_{Antrieb} := \frac{v_{Vorschub}}{p_Z \cdot n_{Ausschübe}} = 15.4 \frac{1}{s}$$

1 Umdrehung = pz Vorschub bei Doppel-Nocken

Drehmoment des Antriebsmotors

$$M_{T_Antriebswelle_C} = 68.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Drehmoment der analysierten Konfiguration

Leistung des Antriebsmotors

$$W_{Antrieb} := \frac{F_{Vorschub} \cdot S_R \cdot v_{Vorschub}}{n_1 \cdot n_6 \cdot n_{Ausschübe}} = 397.7 \text{ W}$$

durchschnittlicher Wert kann kurzfristig überschritten werden

Benötigte Komponenten

 $n_2 = 20$ Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel) $n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$N_{Komponent_Getriebe} := 4 + n_5 \cdot 4 + n_2 \cdot 3 + n_2 \cdot n_5 \cdot 3 = 448$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Getriebeeinheit

--> eine Zahnstange und zwei äußere und eine innere Führungsplatte pro Einheit

--> eine Druckplatte und ein Eingriffsbolzen Führungsplatten und zwei äußere Führungsrollen pro Eingriffsebene

--> eine innere Führungsplatte und zwei äußere Führungsplatten pro parallel Ebene

--> eine Eingriffsrolle und zwei Führungsrollen pro Eingriff

 $n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung) $n_6 = 11$ Anzahl an Antriebswellen

$$N_{Komponent_Antrieb} := n_6 \cdot 3 + n_5 \cdot n_6 \cdot 3 = 231$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Antriebseinheit

--> eine Antriebswelle und zwei Lager pro Antriebsstrang

--> eine Nocke und eine Nockenrollen und eine Nockenrollenbolzen pro Druckplattenkontakt

$$N_{Komponent} := N_{Komponent_Getriebe} + N_{Komponent_Antrieb} = 679$$

Errechnete Anzahl an benötigten Komponenten soll nur als Richtwert dienen, um verschiedene Konzepte miteinander vergleichen zu können.

Bauraumbedarf - Höhenabmessung

$$h_{\Sigma} := R \cdot 3 + 20 \text{ mm} + d_3 \cdot 0.5 = 87.5 \text{ mm}$$

Zusammenfassung

Geometrie Check

Kennwerte:

Breite - Getriebeeinheit	$b_{max_Getriebe} = 490 \text{ mm}$	$b_{max} = 200 \text{ mm}$
Breite - Antriebseinheit	$b_{max_Nocke} = 394.9 \text{ mm}$	
Länge	$l_{\Sigma} = 75 \text{ mm}$	$l_{max} = 75 \text{ mm}$
Höhe	$h_{\Sigma} = 87.5 \text{ mm}$	$h_{max} = 200 \text{ mm}$
Abstand - Antriebswelle/Nockenrolle	$R - (d_3 + D_{4,2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm} > 0$	
Länge des Führungssteges	$l_F = 3 \text{ mm}$	
Anzahl an Komponenten	$N_{Komponent} = 679$	

zulässige Kennwerte

Getriebeeinheit

Flächenpressungen:

zulässige Werkstoffkennwerte

Zahnstange/Rolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ZR} = 1455.7 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Zahnstange} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Führung/Führungsrolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_FR} = 1417.2 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Führung} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Rolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER} = 34.6 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Druckplatte (Lochleibung)	$\sigma_{l_ED} = 203.7 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Druckplatte} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Führungsrolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER_2} = 32.8 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$

Biege- & Torsionsfestigkeitsnachweise:

zulässige Werkstoffkennwerte

Eingriffsbolzen (Biegefestigkeit)	$\sigma_{b_E} = 726.2 \frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{b_Schw_Bolzen} = 855 \frac{N}{mm^2}$
--------------------------------------	--	---

Antriebseinheit

Nocke/Druckplatte (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ND} = 1444 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Nocken} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Druckplatte} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle/Nocke (Flächenpressung)	$p_{Keilwelle} = 112.7 \frac{N}{mm^2}$		$p_{Keilwelle_zul} = 250 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Mitte (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 651.7 \frac{N}{mm^2}$		$R_{p0,2_Antriebswelle} = 900 \frac{N}{mm^2}$

Motorauslegung

Antriebsdrehzahl (an einer Nockenwelle)	$n_{Antrieb} = 925.9 \frac{1}{min}$
Antriebsmoment (an einer Nockenwelle)	$M_{T_Antriebswelle_C} = 68.5 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung (an einer Nockenwelle - durchschnittlicher Wert kann kurzfristig überschritten werden)	$W_{Antrieb} = 397.7 \text{ W}$

B.3 „Einfach“-Nocke - Separate Bolzen - Dreiecksform

Allgemeine Parameter definieren

Allgemeine Parameter

Parameter aus Anforderungsliste:

$$F_{Vorschub} := 70 \text{ kN}$$

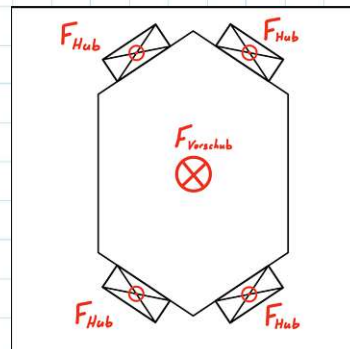
$$b_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$h_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$l_{max} := 75 \text{ mm}$$

$$v_{Vorschub} := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n_{Ausschübe} := 3$$



gewählte Parameter:

$$n_1 := 4$$

Anzahl an Antriebseinheiten pro Teleskopierstück

$$S_R := 1.5$$

Faktor der Reibkräfte (Wirkungsgrad) die zu diesem Zeitpunkt noch nicht genauer bestimmt werden können berücksichtigt

Parameter der Getriebeeinheit

$$n_2 := 12$$

Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit

$$n_3 := 1$$

Überdeckung

$$n_5 := 6$$

Anzahl der Eingriffsbolzen

$$l_1 := 13 \text{ mm}$$

Eingriffslänge

$$l_2 := 6 \text{ mm}$$

Führungslänge

$$l_3 := 2 \text{ mm}$$

Druckplatteneingriffslänge

$$d_1 := 5 \text{ mm}$$

Bolzendurchmesser

$$d_2 := 6 \text{ mm}$$

Rollendurchmesser

$$b_{\Delta} := 30 \text{ mm}$$

Breite der Wellenform

$$h_{\Delta} := 20 \text{ mm}$$

Höhe der Wellenform

$$p_B := 9 \text{ mm}$$

Parameter der Antriebseinheit

$$n_6 := 2$$

Anzahl an Antriebswellen

$$l_4 := 6 \text{ mm}$$

Nockenrollen-Breite

$$l_A := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle antriebsseitig: Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$l_B := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle nicht angetriebene Wellenseite - Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$d_{4_1} := 11 \text{ mm}$$

Antriebswellendurchmesser - Wellenanfang - Antriebsseitig

$$R := 20 \text{ mm}$$

Nockenlänge

$$d_3 := 15 \text{ mm}$$

Nockenrollendurchmesser

Werte der Keilwellen basieren auf dem Produktkatalog der Firma Mädler

$$d_{4_2} := 11 \text{ mm}$$

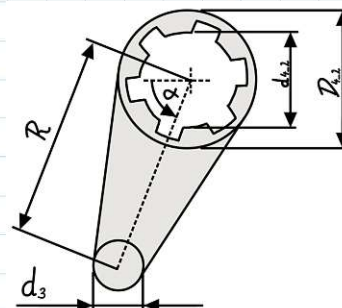
Keilwelle - mindest Durchmesser

$$D_{4_2} := 14 \text{ mm}$$

Keilwelle - größter Durchmesser

$$\beta_{Eingriff} := 40.42^\circ$$

Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle variabel über Zeit --> repräsentativer Winkel aus CAD



Werkstoffkennwerte

C45E (Vergütungsstahl)

42CrMo4 (Vergütungsstahl)

16MnCr5 (gehärteter Einsatzstahl)

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 20.Auflage --> TB 3-1 b&c + TB1-1 + TB 12-6 b

$$R_{p0.2_C45E} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_42CrMo4} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{p0.2_16MnCr5} := 695 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_42CrMo4} := 1080 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_16MnCr5} := 835 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_42CrMo4} := 855 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_16MnCr5} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_C45E} := 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_42CrMo4} := 565 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_16MnCr5} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{C45E} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{42CrMo4} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{16MnCr5} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{C45E} := 0.3$$

$$\nu_{42CrMo4} := 0.3$$

$$\nu_{16MnCr5} := 0.3$$

Quelle: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen

3.3.3 Festigkeitsgrenzen / Zulässige Flächenpressung (S.159)

Annahme: duktiler Werkstoff - schwelende Beanspruchung

$$pZul_{C45E} := \frac{R_{p0.2_C45E}}{2}$$

$$pZul_{42CrMo4} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{2}$$

$$pZul_{16MnCr5} := \frac{R_{p0.2_16MnCr5}}{2}$$

$$pZul_{C45E} = 245 \frac{N}{mm^2}$$

$$pZul_{42CrMo4} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

$$pZul_{16MnCr5} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$$

Quelle: DIN 3990-5 Tragfähigkeit von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten & DIN 3990-2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Grubchentrugfähigkeit
Staubstahl: 16MnCr5, 42CrMo4, C45W

$$pHertz_{C45E} := 850 \text{ MPa}$$

$$pHertz_{42CrMo4} := 850 \text{ MPa}$$

$$pHertz_{16MnCr5} := 1500 \text{ MPa}$$

Werkstoffe zuweisen:

Zahnstange:

Bolzen:

Rolle:

$$R_{p0.2_Zahnstange} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Bolzen} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Rollen} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$pHertz_{Zahnstange} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Bolzen} := pHertz_{42CrMo4}$$

$$pHertz_{Rollen} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Zahnstange} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Bolzen} := pZul_{42CrMo4}$$

$$pZul_{Rollen} := pZul_{16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Zahnstange} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Bolzen} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Rollen} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Zahnstange} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Bolzen} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Rollen} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$E_{Zahnstange} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Bolzen} := E_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Rollen} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Zahnstange} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Bolzen} := \nu_{42CrMo4}$$

$$E_{Rollen} := E_{16MnCr5}$$

Führung:

Druckplatte:

Nocke:

$$R_{p0.2_Führung} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Druckplatte} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$R_{p0.2_Nocken} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$pHertz_{Führung} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Druckplatte} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pHertz_{Nocken} := pHertz_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Führung} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Druckplatte} := pZul_{16MnCr5}$$

$$pZul_{Nocken} := pZul_{16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Führung} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Druckplatte} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Nocken} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Führung} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Druckplatte} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Nocken} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Führung} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Druckplatte} := \nu_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Nocken} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Führung} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Druckplatte} := E_{16MnCr5}$$

$$E_{Nocken} := E_{16MnCr5}$$

Antriebswelle:

$$pZul_{Antriebswelle} := pZul_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Antriebswelle} := \nu_{42CrMo4}$$

$$R_{p0.2_Antriebswelle} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Antriebswelle} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$E_{Antriebswelle} := E_{42CrMo4}$$

$$pHertz_{Antriebswelle} := pHertz_{42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Antriebswelle} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

Getriebeeinheit

Zahnstangenteilung

$$p_Z := p_B \cdot \left(\frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = 10.8 \text{ mm}$$

Eingriffswinkel - Zahnstange

(Formel aus Doku entnommen)

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{b_\Delta}{2 \cdot h_\Delta \cdot (n_5 - 1)} \right) = 8.5^\circ$$

Länge des Mechanismus

$$l_Y := p_B \cdot (n_5 - 1) + 1.5 \cdot l_A + 1.5 \cdot l_B = 75 \text{ mm}$$

Breite des Mechanismus

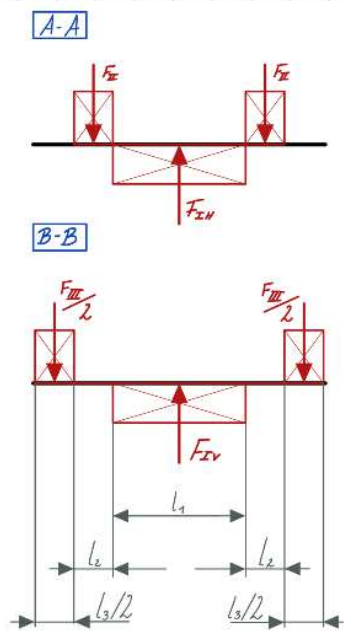
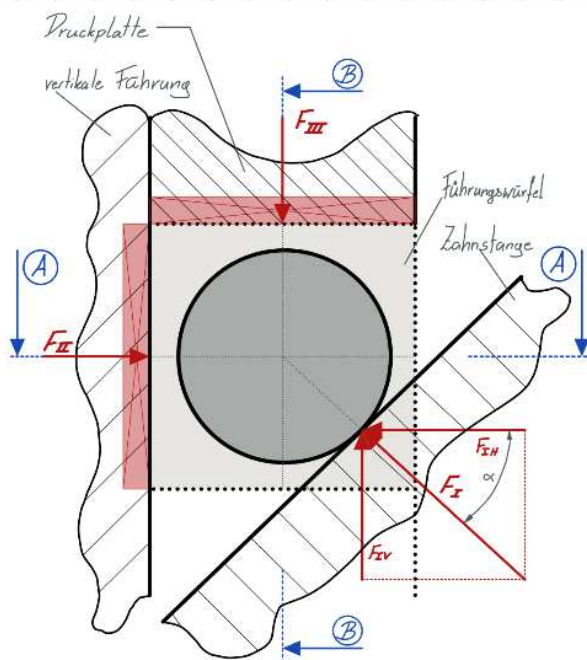
$$b_{\text{max_Getriebe}} := (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) \cdot n_2 + l_3 + 2 \cdot l_2 = 338 \text{ mm}$$

Widerstandsmoment - Eingriffsbolzen

$$W_{b_F} := \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = 12.3 \text{ mm}^3$$

Führungslänge:

$$l_F := p_B - d_2 = 3 \text{ mm}$$



o) $F_{IH} = F_{\text{Verschub}}$

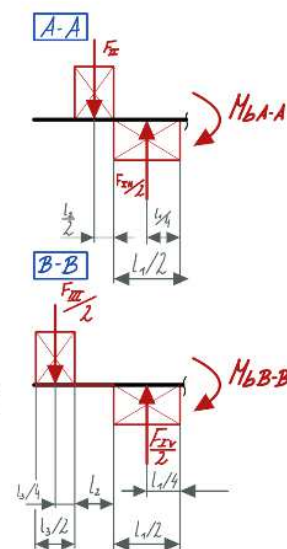
o) $F_{IV} = F_{IH} \cdot \tan(\alpha)$

o) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{II} = F_{IH} / 2$

o) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bAA} = F_{II} \cdot (\frac{l_3}{2} + \frac{l_3}{2}) - F_{IH} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$

o) $\sum F = 0 \Rightarrow F_{III} / 2 = F_{IV} / 2$

o) $\sum M = 0 \Rightarrow M_{bBB} = F_{III} / 2 \cdot (l_3 / 4 + l_2 + l_1 / 2) - F_{IV} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$



Eingriffsbolzen - Biegefestigkeit

$$F_{IH} := F_{Vorschub} \cdot \frac{S_R}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = 2187.5 \text{ N}$$

$$F_{IV} := F_{IH} \cdot \tan(\alpha) = 328.1 \text{ N}$$

$$F_I := \sqrt{F_{IH}^2 + F_{IV}^2} = 2212 \text{ N}$$

$$F_{II} := \frac{F_{IH}}{2} = 1093.8 \text{ N}$$

$$F_{III} := F_{IV} = 328.1 \text{ N}$$

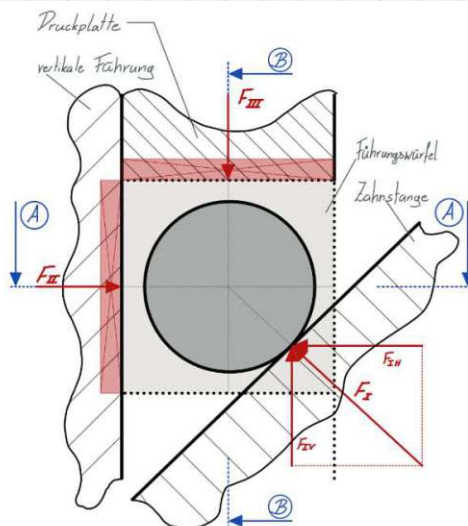
$$M_{b_{AA}E} := F_{II} \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IH}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 6.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{b_{BB}E} := \frac{F_{III}}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{4} + l_2 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IV}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 1.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{b_{AA}E} := \frac{M_{b_{AA}E}}{W_{b_E}} = 557 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{BB}E} := \frac{M_{b_{BB}E}}{W_{b_E}} = 130.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_E} := \sqrt{\sigma_{b_{AA}E}^2 + \sigma_{b_{BB}E}^2} = 572.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Zahnstange/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{RZ} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Zahnstange}}{(1 - \nu_{Zahnstange}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Zahnstange}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_{ZR}} := \sqrt[2]{\frac{F_I \cdot E_{RZ}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_1}} = 1443.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LER} := \frac{F_I}{d_1 \cdot l_1} = 34 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Druckplatte - Flächenpressung

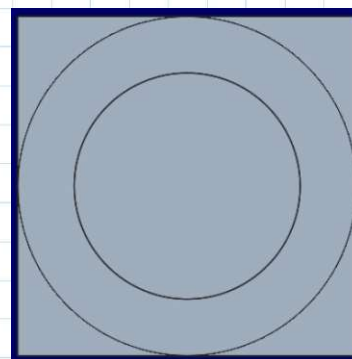
Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LED} := \frac{F_{III}}{d_1 \cdot l_3} = 32.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{LER_2} := \frac{F_{II}}{d_1 \cdot l_2} = 36.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



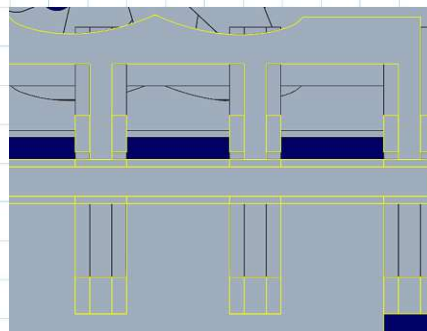
Vertikale Führung/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung

$$E_{RF} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Führung}}{(1 - \nu_{Führung}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Führung}}$$

$$E_{RF} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_FR} := \sqrt[2]{\frac{F_{II} \cdot E_{RF}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_2}} = 1493.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Antriebseinheit

Gemetrische Parameter überprüfen

Nocken-Breite

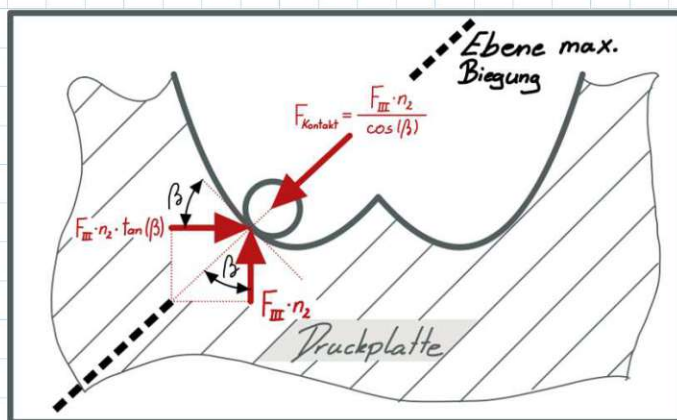
die Nocken dürfen die Breite des Gesamtsystemes nicht vergrößern

$$b_{max_Noeke} := (d_3 \cdot 0.5 + R + D_{4_2} \cdot 0.5 \cdot 1.2) \cdot n_6 = 71.8 \text{ mm}$$

Nockengeometrie

es wird überprüft ob alle Komponenten der Nocke kollisionsfrei eingebaut werden können

$$R - (d_3 + D_{4_2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm}$$



Nocke/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

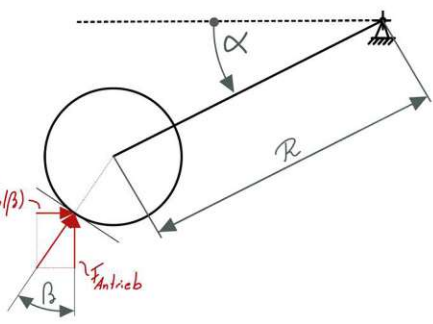
Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{ND} := \frac{2 \cdot E_{Nocken} \cdot E_{Druckplatte}}{(1 - \nu_{Druckplatte}^2) \cdot E_{Nocken} + (1 - \nu_{Nocken}^2) \cdot E_{Druckplatte}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$F_{Kontakt} := \frac{F_{III}}{\cos(\beta_{Eingriff})} \cdot \frac{n_2}{n_6} = 2.6 \text{ kN}$$

$$p_{0_ND} := \sqrt[2]{\frac{F_{Kontakt} \cdot E_{ND}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_3}{2} \cdot l_4}} = 1452.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zeitpunkt I: $\alpha = 23,72^\circ$ $\beta = 40,42^\circ$
 Zeitpunkt II: $\alpha = 50^\circ$ $\beta = 5,209^\circ$
 Zeitpunkt III: $\alpha = 67,64^\circ$ $\beta = -11,76^\circ$



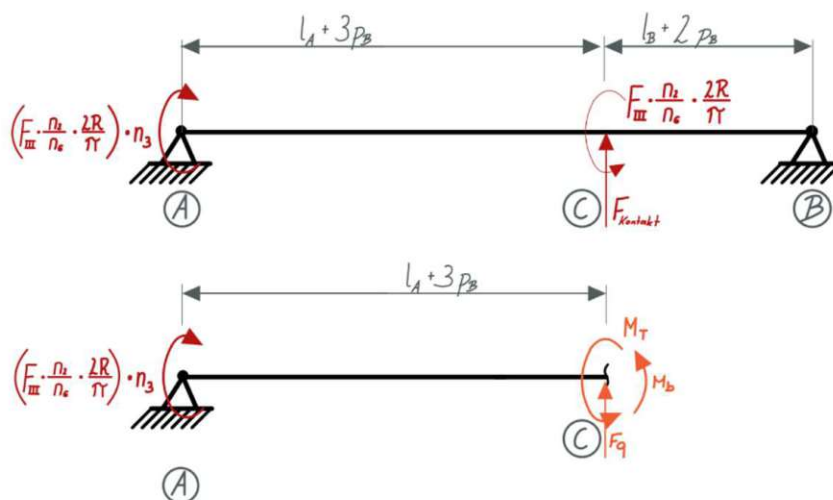
o) $M = F_{\text{Antrieb}} \cdot R \cos(\alpha) - F_{\text{Antrieb}} \cdot \tan(\beta) \cdot R \cdot \sin(\alpha) =$
 $= F_{\text{Antrieb}} \cdot R [\cos(\alpha) - \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha)] =$
 $= F_{\text{Antrieb}} \cdot R \cdot C_1$

$\Rightarrow C_1 = \cos(\alpha) - \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) = \cos(23,72^\circ) - \tan(40,42^\circ) \cdot \sin(23,72^\circ) = 0,573$
 $= \cos(50^\circ) - \tan(5,209^\circ) \cdot \sin(50^\circ) = 0,573$
 $= \cos(67,64^\circ) - \tan(-11,76^\circ) \cdot \sin(67,64^\circ) = 0,573$

Anmerkung: Die in Kapitel "Poppel"-Nocke hergeleitete Gleichung $M_{\text{Antrieb}} = F_{\text{Antrieb}} \frac{2R}{\pi}$ für Prädelswellenformen kann hier nicht angewendet werden, da sie darauf basiert, dass eine Prädelsform in exakt 180° Nockenrotation erzeugt wird. Dies tritt (bunahel) immer bei "Poppel" Nocken auf jedoch nur selten bei "Einfach" Nocken. Aus diesem Grund wurde sich im Zuge dieser Berechnung dazu entschieden das Moment auf Basis von mehreren Zeitpunkten zu analysieren. Es konnte dabei gezeigt werden, dass das auftretende Moment während des Eingriffs konstant bleibt.

$C_1 := 0.573$

Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{l_A + 3 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 1472 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 1114 \text{ N}$$

Wellenauslegung

$$M_{T_Antriebswelle_C} := F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot R \cdot C_1 = 22.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4.2}^3 \cdot \pi}{16} = 261.3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C}}{W_{P_Antriebswelle_C}} = 86.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C} := F_{Lager_A} \cdot (l_A + 3 \cdot p_B)$$

$$M_{B_Antriebswelle_C} = 41.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C} := \frac{d_{4.2}^3 \cdot \pi}{32} = 130.7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{B_Antriebswelle_C} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C}}{W_{B_Antriebswelle_C}} = 315.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 349.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Welle-/Nabenverbindung - Keilwelle - Festigkeitsnachweis**Flächenpressung - Flanken**

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung Berechnung Gestaltung

Herbert Wittenl, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek

$$M_{T_Flanke} := F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot R \cdot C_1 = 22.562 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_{Keilwelle} := \frac{M_{T_Flanke}}{\frac{D_{4.2} + d_{4.2}}{2} \cdot l_4 \cdot ((D_{4.2} - d_{4.2}) \cdot 0.4) \cdot 0.75 \cdot 6} = 55.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{Keilwelle_zul} := \frac{R_{p0.2_A2CrMo4}}{3.6} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Motorauslegung

Drehzahl der Antriebswelle

$$n_{\text{Antrieb}} := \frac{v_{\text{Vorschub}}}{p_Z \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 15.432 \frac{1}{s}$$

Drehmoment des Antriebsmotors

$$M_{T_Antriebswelle_C} = 22.562 \text{ N} \cdot \text{m}$$

minimales Drehmoment das der Antriebsmotor liefern muss

Leistung des Antriebsmotors

$$W_{\text{Antrieb}} := M_{T_Antriebswelle_C} \cdot (n_{\text{Antrieb}} \cdot 2 \cdot \pi)$$

minimale Leistung die der Antriebsmotor liefern muss

$$W_{\text{Antrieb}} = 2188 \text{ W}$$

Leistungcheck

$$W_{\text{Probel}} := \frac{F_{\text{Vorschub}} \cdot S_R \cdot v_{\text{Vorschub}}}{n_1 \cdot n_6 \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 2188 \text{ W}$$

Benötigte Komponenten

$n_2 = 12$ Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$N_{\text{Komponent_Getriebe}} := 4 + n_5 \cdot 4 + n_2 \cdot 3 + n_2 \cdot n_5 \cdot 3 = 280$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Getriebeeinheit

--> eine Zahnstange und zwei äußere und eine innere Führungsplatte pro Einheit

--> eine Druckplatte und ein Eingriffsbolzen Führungsplatten und zwei äußere Führungsrollen pro Eingriffsebene

--> eine innere Führungsplatte und zwei äußere Führungsplatten pro parallel Ebene

--> eine Eingriffsrolle und zwei Führungsrollen pro Eingriff

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$n_6 = 2$ Anzahl an Antriebswellen

$$N_{\text{Komponent_Antrieb}} := n_6 \cdot 3 + n_5 \cdot n_6 \cdot 3 = 42$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Antriebseinheit

--> eine Antriebswelle und zwei Lager pro Antriebsstrang

--> eine Nocke und eine Nockenrollen und eine Nockenrollenbolzen pro Druckplattenkontakt

$$N_{\text{Komponent}} := N_{\text{Komponent_Getriebe}} + N_{\text{Komponent_Antrieb}} = 322$$

Errechnete Anzahl an benötigten Komponenten soll nur als Richtwert dienen, um verschiedene Konzepte miteinander vergleichen zu können.

Bauraumbedarf - Höhenabmessung

$$h_Z := h_{\Delta} \cdot 2 + 20 \text{ mm} + d_3 \cdot 0.5 + R = 87.5 \text{ mm}$$

Zusammenfassung

Geometrie Check

Kennwerte:

Breite - Getriebeeinheit	$b_{max_Getriebe} = 338 \text{ mm}$	$b_{max} = 200 \text{ mm}$
Breite - Antriebseinheit	$b_{max_Nocke} = 71.8 \text{ mm}$	
Länge	$l_{\Sigma} = 75 \text{ mm}$	$l_{max} = 75 \text{ mm}$
Höhe	$h_{\Sigma} = 87.5 \text{ mm}$	$h_{max} = 200 \text{ mm}$
Abstand - Antriebswelle/Nockenrolle	$R - (d_3 + D_{4,2}) \cdot 0.5 = 5.5 \text{ mm} > 0$	
Länge des Führungssteges	$l_F = 3 \text{ mm}$	
Anzahl an Komponenten	$N_{Komponent} = 322$	

zulässige Kennwerte

Getriebeeinheit

Flächenpressungen:

zulässige Werkstoffkennwerte

Zahnstange/Rolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ZR} = 1443.3 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Zahnstange} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Führung/Führungsrolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_FR} = 1493.9 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Führung} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Rolle (Lochleibung)	$\sigma_{L_ER} = 34 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Druckplatte (Lochleibung)	$\sigma_{L_ED} = 32.8 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Druckplatte} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Führungsrolle (Lochleibung)	$\sigma_{L_ER_2} = 36.5 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$

Biege- & Torsionsfestigkeitsnachweise:

zulässige Werkstoffkennwerte

Eingriffsbolzen (Biegefestigkeit)	$\sigma_{b_E} = 572.1 \frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{b_Schw_Bolzen} = 855 \frac{N}{mm^2}$
--------------------------------------	--	---

Antriebseinheit

Nocke/Druckplatte (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ND} = 1452.8 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Nocken} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Druckplatte} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle/Nocke (Flächenpressung)	$p_{Keilwelle} = 55.7 \frac{N}{mm^2}$		$p_{Keilwelle_zul} = 250 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Mitte (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C} = 349.1 \frac{N}{mm^2}$		$R_{p0,2_Antriebswelle} = 900 \frac{N}{mm^2}$

Motorauslegung

Antriebsdrehzahl (an einer Nockenwelle)	$n_{Antrieb} = 925.9 \frac{1}{min}$
Antriebsmoment (an einer Nockenwelle)	$M_{T_Antriebswelle_C} = 22.6 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung (an einer Nockenwelle)	$W_{Antrieb} = 2187.7 \text{ W}$

B.4 „Doppel“-Nocke - Separate Bolzen - lückenlose Dreiecksform

Allgemeine Parameter definieren

Allgemeine Parameter

Parameter aus Anforderungsliste:

$$F_{Vorschub} := 70 \text{ kN}$$

$$b_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$h_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$l_{max} := 75 \text{ mm}$$

$$v_{Vorschub} := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n_{Ausschübe} := 3$$

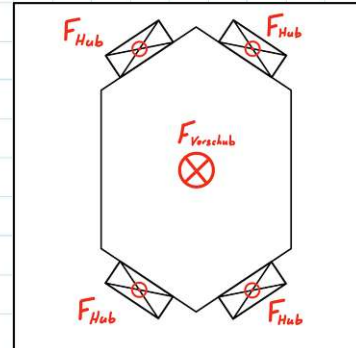
gewählte Parameter:

$$n_1 := 4$$

Anzahl an Antriebseinheiten pro Teleskopierstück

$$S_R := 1.5$$

Faktor der Reibkräfte (Wirkungsgrad) die zu diesem Zeitpunkt noch nicht genauer bestimmt werden können berücksichtigt



Parameter der Getriebeeinheit

$$n_2 := 9 \quad \text{Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)}$$

$$n_3 := 2 \quad \text{Überdeckung}$$

$$n_5 := n_3 \cdot 3 = 6 \quad \text{Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)}$$

$$l_1 := 10 \text{ mm} \quad \text{Eingriffslänge}$$

$$l_2 := 4 \text{ mm} \quad \text{Führungslänge}$$

$$l_3 := 3 \text{ mm} \quad \text{Druckplatteneingriffslänge}$$

$$d_1 := 4 \text{ mm} \quad \text{Bolzendurchmesser}$$

$$d_2 := 6 \text{ mm} \quad \text{Rollendurchmesser}$$

$$p_Z := 27 \text{ mm} \quad \text{Zahnstangenteilung}$$

$$h_Z := 20 \text{ mm} \quad \text{Zahnhöhe}$$

Parameter der Antriebseinheit

$$n_6 := 2 \quad \text{Anzahl an Antriebswellen}$$

$$l_4 := 11 \text{ mm} \quad \text{Nockenrollen-Breite}$$

$$d_3 := 15 \text{ mm} \quad \text{Nockenrollendurchmesser}$$

$$d_5 := 40 \text{ mm} \quad \text{Abstand der Nockenrollenmittelpunkte der Doppelnocke (Nockendurchmesser)}$$

$$\beta_{Eingriff} := -25.9^\circ \quad \text{Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle variabel über Zeit --> repräsentativer Winkel -> steilster Winkel bei erster Eingriffsposition bei der Kraft übertragen wird}$$

$$l_A := 10 \text{ mm} \quad \text{Antriebswelle antriebsseitig: Abstand Lager zu nächster Nocker die im Eingriff ist}$$

$$l_B := 10 \text{ mm} \quad \text{Antriebswelle nicht angetriebene Wellenseite - Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist}$$

$$d_{4,1} := 13 \text{ mm} \quad \text{Antriebswellendurchmesser - Wellenanfang - Antriebsseitig}$$

Werte der Keilwellen basieren auf dem Produktkatalog der Firma Mädlar

$$d_{4,2} := 13 \text{ mm} \quad \text{Antriebswellendurchmesser - Wellenmittig}$$

$$D_{4,2} := 16 \text{ mm} \quad \text{größter Durchmesser der Keilwellenverbindung - Wellenmittig}$$

Werkstoffkennwerte

C45E (Vergütungsstahl)

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 20.Auflage --> TB 3-1 b&c + TB1-1 + TB 12-6 b

$$R_{p0.2_C45E} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_C45E} := 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{C45E} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{C45E} := 0.3$$

Quelle: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen
3.3.3 Festigkeitsgrenzen / Zulässige Flächenpressung (S.159)
Annahme: duktiler Werkstoff - schwelende Beanspruchung

$$p_{Zul_C45E} := \frac{R_{p0.2_C45E}}{2}$$

$$p_{Zul_C45E} = 245 \frac{N}{mm^2}$$

Quelle: DIN 3990-5 Tragfähigkeit von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten & DIN 3990-2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Grubchentrugfähigkeit
Staubstahl: 16MnCr5, 42CrMo4, C45W

$$p_{Hertz_C45E} := 850 \text{ MPa}$$

42CrMo4 (Vergütungsstahl)

$$R_{p0.2_42CrMo4} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_42CrMo4} := 1080 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_42CrMo4} := 855 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_42CrMo4} := 565 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{42CrMo4} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{42CrMo4} := 0.3$$

$$p_{Zul_42CrMo4} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{2}$$

$$p_{Zul_42CrMo4} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{Hertz_42CrMo4} := 850 \text{ MPa}$$

16MnCr5 (gehärteter Einsatzstahl)

$$R_{p0.2_16MnCr5} := 695 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_16MnCr5} := 835 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_16MnCr5} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_16MnCr5} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{16MnCr5} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{16MnCr5} := 0.3$$

$$p_{Zul_16MnCr5} := \frac{R_{p0.2_16MnCr5}}{2}$$

$$p_{Zul_16MnCr5} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{Hertz_16MnCr5} := 1500 \text{ MPa}$$

Werkstoffe zuweisen:

Zahnstange:

$$R_{p0.2_Zahnstange} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Zahnstange} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Zahnstange} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Zahnstange} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Zahnstange} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$E_{Zahnstange} := E_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Zahnstange} := \nu_{16MnCr5}$$

Bolzen:

$$R_{p0.2_Bolzen} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$p_{Hertz_Bolzen} := p_{Hertz_42CrMo4}$$

$$p_{Zul_Bolzen} := p_{Zul_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Bolzen} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Bolzen} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$E_{Bolzen} := E_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Bolzen} := \nu_{42CrMo4}$$

Rollen:

$$R_{p0.2_Rollen} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Rollen} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Rollen} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Rollen} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Rollen} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Rollen} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Rollen} := E_{16MnCr5}$$

Führung:

$$R_{p0.2_Führung} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Führung} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Führung} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Führung} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Führung} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Führung} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Führung} := E_{16MnCr5}$$

Druckplatte:

$$R_{p0.2_Druckplatte} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Druckplatte} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Druckplatte} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Druckplatte} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Druckplatte} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Druckplatte} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Druckplatte} := E_{16MnCr5}$$

Nocken:

$$R_{p0.2_Nocken} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$p_{Hertz_Nocken} := p_{Hertz_16MnCr5}$$

$$p_{Zul_Nocken} := p_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Nocken} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Nocken} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Nocken} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Nocken} := E_{16MnCr5}$$

Antriebswelle:

$$R_{p0.2_Antriebswelle} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$p_{Hertz_Antriebswelle} := p_{Hertz_42CrMo4}$$

$$p_{Zul_Antriebswelle} := p_{Zul_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Antriebswelle} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Antriebswelle} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$\nu_{Antriebswelle} := \nu_{42CrMo4}$$

$$E_{Antriebswelle} := E_{42CrMo4}$$

Getriebeeinheit

Eingriffswinkel - Zahnstange

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{p_Z \cdot 0.5}{h_Z} \right) = 34^\circ$$

Bolzenteilung

$$p_B := p_Z \cdot \frac{1}{3} = 9 \text{ mm}$$

Länge des Mechanismus

$$l_S := p_B \cdot (n_5 - 1) + 1.5 \cdot l_A + 1.5 \cdot l_B = 75 \text{ mm}$$

Breite des Mechanismus

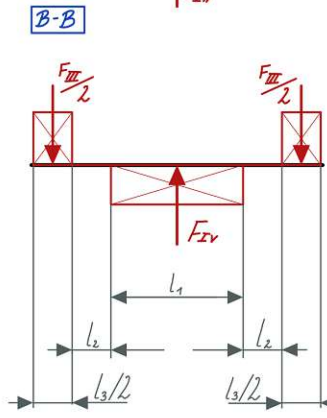
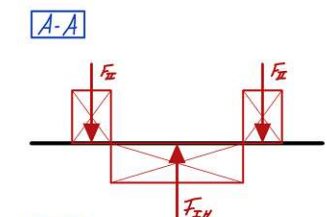
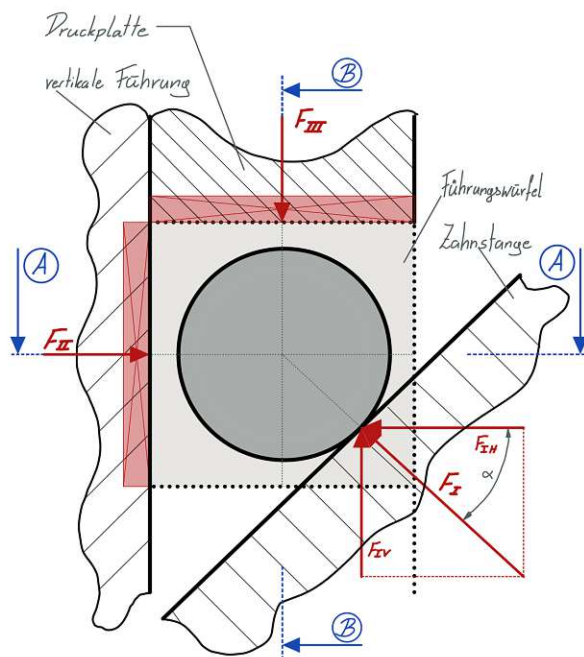
$$b_{\text{max_Getriebe}} := (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) \cdot n_2 + l_3 + 2 \cdot l_2 = 200 \text{ mm}$$

Widerstandsmoment - Eingriffsbolzen

$$W_{b_E} := \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = 6.3 \text{ mm}^3$$

Führungslänge:

$$l_F := p_B - d_2 = 3 \text{ mm}$$



o) $F_{IH} = F_{\text{Verschub}}$

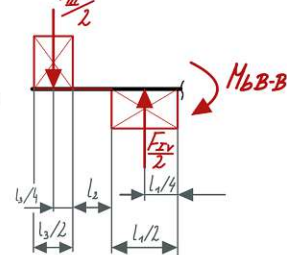
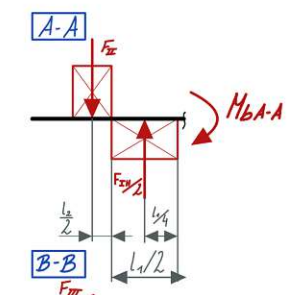
o) $F_{IV} = F_{IH} \cdot \tan(\alpha)$

o) $\sum F=0 \Rightarrow F_{II} = F_{IH}/2$

o) $\sum M=0 \Rightarrow M_{bA-A} = F_{II} \cdot (\frac{l_3}{2} + \frac{l_3}{2}) - F_{IH}/2 \cdot (\frac{l_3}{4})$

o) $\sum F=0 \Rightarrow F_{III}/2 = F_{IV}/2$

o) $\sum M=0 \Rightarrow M_{bB-B} = F_{III}/2 \cdot (l_3/4 + l_2 + l_1/2) - F_{IV}/2 \cdot (\frac{l_3}{4})$



Eingriffsbolzen - Biegefestigkeit

$$F_{IH} := F_{Vorschub} \cdot \frac{S_R}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = 1458.3 \text{ N}$$

$$F_{IV} := F_{IH} \cdot \tan(\alpha) = 984.4 \text{ N}$$

$$F_I := \sqrt{F_{IH}^2 + F_{IV}^2} = 1759.5 \text{ N}$$

$$F_{II} := \frac{F_{IH}}{2} = 729.2 \text{ N}$$

$$F_{III} := F_{IV} = 984.4 \text{ N}$$

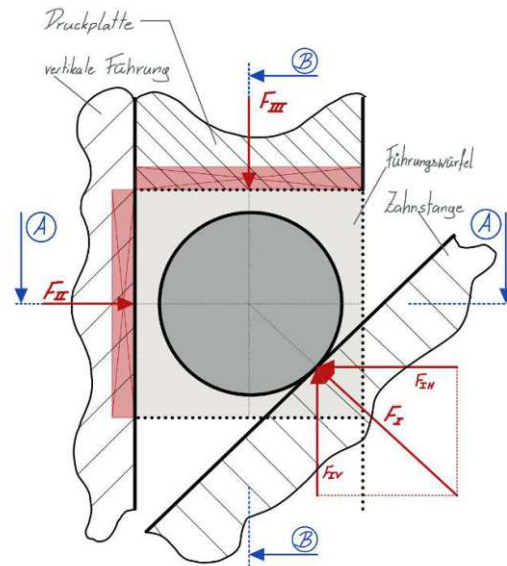
$$M_{b_{AA_E}} := F_{II} \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IH}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 3.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{b_{BB_E}} := \frac{F_{III}}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{4} + l_2 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IV}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 3.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{b_{AA_E}} := \frac{M_{b_{AA_E}}}{W_{b_E}} = 522.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{BB_E}} := \frac{M_{b_{BB_E}}}{W_{b_E}} = 567.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_E} := \sqrt{\sigma_{b_{AA_E}}^2 + \sigma_{b_{BB_E}}^2} = 771.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Zahnstange/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{RZ} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Zahnstange}}{(1 - \nu_{Zahnstange}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Zahnstange}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_{ZR}} := \sqrt{\frac{F_I \cdot E_{RZ}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_1}} = 1467.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER}} := \frac{F_I}{d_1 \cdot l_1} = 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Druckplatte - Flächenpressung

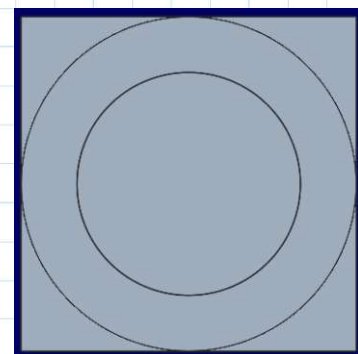
Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ED}} := \frac{F_{III}}{d_1 \cdot l_3} = 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER_2}} := \frac{F_{II}}{d_1 \cdot l_2} = 45.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



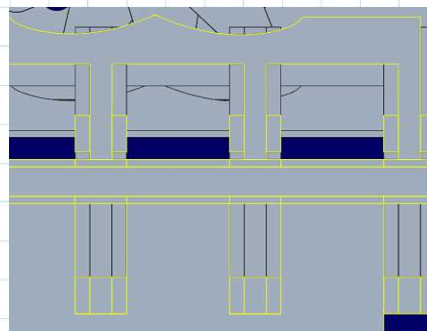
Vertikale Führung/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung

$$E_{RF} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Führung}}{(1 - \nu_{Führung}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Führung}}$$

$$E_{RF} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_FR} := \sqrt[2]{\frac{F_{II} \cdot E_{RF}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_2}} = 1493.9 \frac{N}{mm^2}$$



Antriebseinheit

Gemetrische Parameter überprüfen

Nocken-Breite

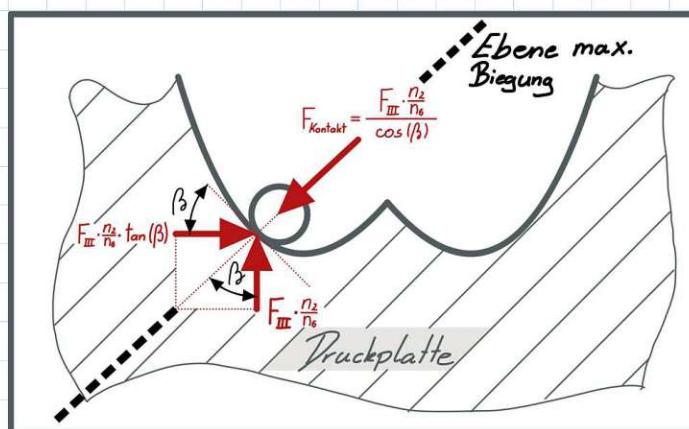
die Nocken dürfen die Breite des Gesamtsystemes nicht vergrößern

$$b_{max_Noeke} := (d_3 + d_5) \cdot n_6 = 110 \text{ mm}$$

Nockengeometrie

es wird überprüft ob alle Komponenten der Nocke kollisionsfrei eingebaut werden können

$$(d_5 - d_3 - D_{4.2}) \cdot 0.5 = 4.5 \text{ mm}$$



Nocke/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

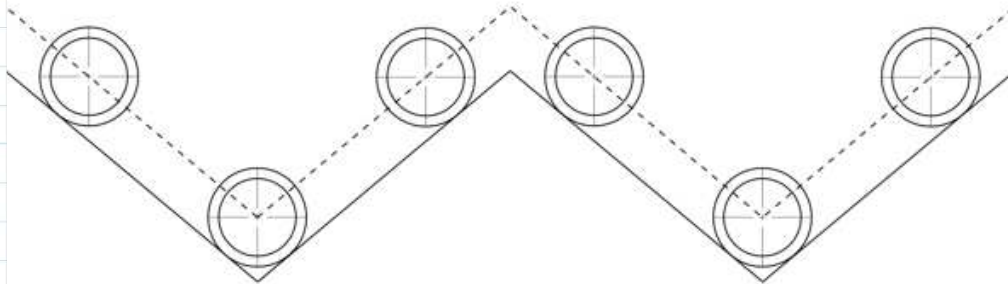
$$E_{ND} := \frac{2 \cdot E_{Nocken} \cdot E_{Druckplatte}}{(1 - \nu_{Druckplatte}^2) \cdot E_{Nocken} + (1 - \nu_{Nocken}^2) \cdot E_{Druckplatte}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$F_{Kontakt} := \frac{F_{III}}{\cos(\beta_{Eingriff})} \cdot \frac{n_2}{n_6} = 4.9 \text{ kN}$$

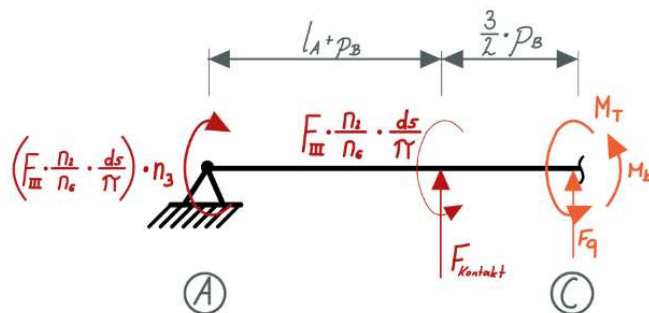
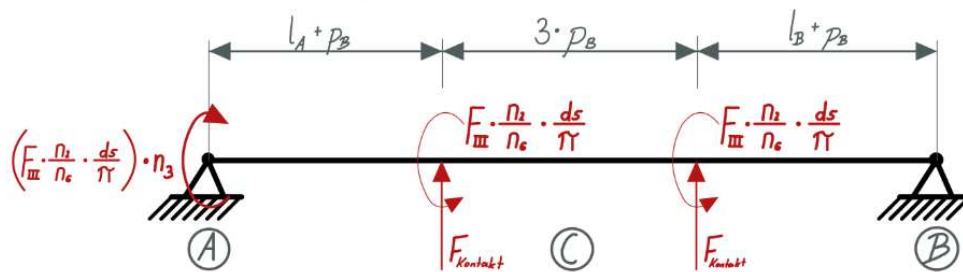
$$p_{0_ND} := \sqrt[2]{\frac{F_{Kontakt} \cdot E_{ND}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_3}{2} \cdot l_4}} = 1480.6 \frac{N}{mm^2}$$

Festigkeitsnachweis Antriebswelle - Konfiguration 1

Konservative Annahme: Nur die untersten Eingriffsbolzen tragen zur Kraftübertragung bei



Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{2 l_A + 5 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 4924.3 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 4924.3 \text{ N}$$

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{T_Antriebswelle_C1} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{d_5}{\pi} \right) \cdot 1 = 56.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C1} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{16} = 431.4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C1} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C1}}{W_{P_Antriebswelle_C1}} = 130.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C1} := F_{Lager_A} \cdot \left(l_A + \frac{5}{2} \cdot p_B \right) - F_{Kontakt} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot p_B \right) \quad \text{Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C1} = 93.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C1} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{32} = 215.7 \text{ mm}^3$$

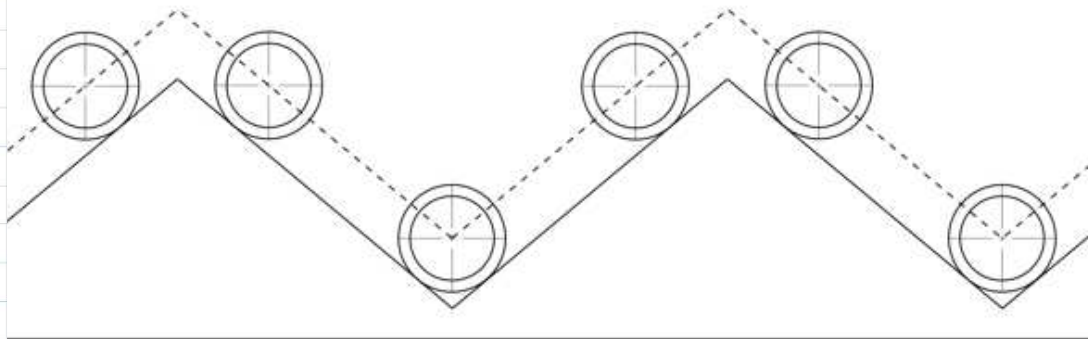
$$\sigma_{B_Antriebswelle_C1} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C1}}{W_{B_Antriebswelle_C1}} = 433.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C1}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C1}^2}$$

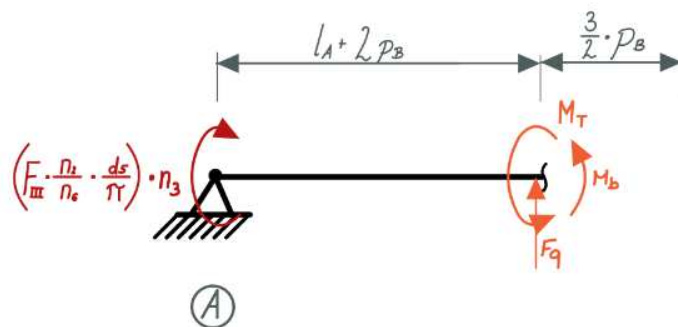
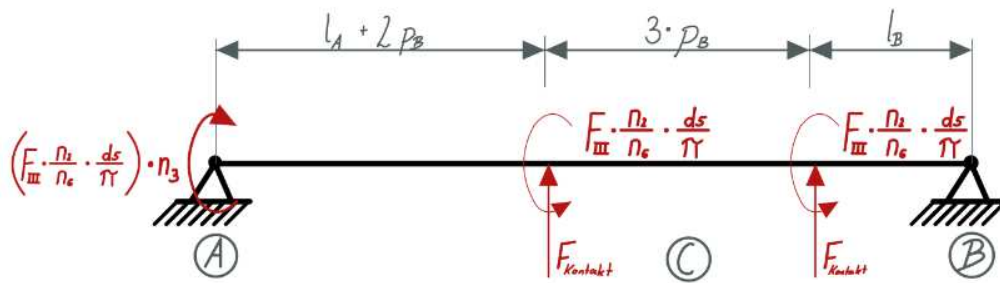
$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} = 489.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Festigkeitsnachweis Antriebswelle - Konfiguration 2

Konservative Annahme: Nur die untersten Eingriffsbolzen tragen zur Kraftübertragung bei



Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{2 \cdot l_A + 7 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 6287.9 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 3560.6 \text{ N}$$

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{T_Antriebswelle_C2} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{d_5}{\pi} \right) \cdot n_3 = 112.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C2} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{16} = 431.4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C2} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C2}}{W_{P_Antriebswelle_C2}} = 261.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{B_Antriebswelle_C2} := F_{Lager_A} \cdot (l_A + 2 \cdot p_B)$$

$$M_{B_Antriebswelle_C2} = 99.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C2} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{32} = 215.7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{B_Antriebswelle_C2} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C2}}{W_{B_Antriebswelle_C2}} = 462.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C2}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C2}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} = 647.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Welle-/Nabenverbindung - Keilwelle - Festigkeitsnachweis**Flächenpressung - Flanken**

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung Berechnung Gestaltung

Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek

$$M_{T_Flanke} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{d_5}{\pi} \right) \cdot 1 = 56.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_{Keilwelle} := \frac{M_{T_Flanke}}{\frac{D_{4,2} + d_{4,2}}{2} \cdot l_4 \cdot ((D_{4,2} - d_{4,2}) \cdot 0.4) \cdot 0.75 \cdot 6} = 65.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{Keilwelle_zul} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{3.6} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Motorauslegung

Drehzahl der Antriebswelle

$$n_{\text{Antrieb}} := \frac{v_{\text{Vorschub}}}{p_Z \cdot 2 \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 3.1 \frac{1}{s}$$

1 Umdrehung = 2 * pz Vorschub bei Doppel-Nocken

Drehmoment des Antriebsmotors

$$M_{T_Antrieb} := M_{T_Antriebswelle_C2} = 112.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

minimales Drehmoment das der Antriebsmotor liefern muss

Leistung des Antriebsmotors

$$W_{\text{Antrieb}} := M_{T_Antriebswelle_C2} \cdot (n_{\text{Antrieb}} \cdot 2 \cdot \pi)$$

minimale Leistung die der Antriebsmotor liefern muss

$$W_{\text{Antrieb}} = 2187.5 \text{ W}$$

Probe: Leistungscheck

$$W_{\text{Probel}} := \frac{F_{\text{Vorschub}} \cdot S_R \cdot v_{\text{Vorschub}}}{n_1 \cdot n_6 \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 2187.5 \text{ W}$$

Benötigte Komponenten

$n_2 = 9$ Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$N_{\text{Komponent_Getriebe}} := 4 + n_5 \cdot 4 + n_2 \cdot 3 + n_2 \cdot n_5 \cdot 3 = 217$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Getriebeeinheit

--> eine Zahnstange und zwei äußere und eine innere Führungsplatte pro Einheit

--> eine Druckplatte und ein Eingriffsbolzen Führungsplatten und zwei äußere Führungsrollen pro Eingriffsebene

--> eine innere Führungsplatte und zwei äußere Führungsplatten pro parallel Ebene

--> eine Eingriffsrolle und zwei Führungsrollen pro Eingriff

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$n_6 = 2$ Anzahl an Antriebswellen

$$N_{\text{Komponent_Antrieb}} := n_6 \cdot 3 + n_5 \cdot n_6 \cdot 5 = 66$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Antriebseinheit

--> eine Antriebswelle und zwei Lager pro Antriebsstrang

--> eine Nocke und zwei Nockenrollen und zwei Nockenrollenbolzen pro Druckplattenkontakt

$$N_{\text{Komponent}} := N_{\text{Komponent_Getriebe}} + N_{\text{Komponent_Antrieb}} = 283$$

Errechnete Anzahl an benötigten Komponenten soll nur als Richtwert dienen, um verschiedene Konzepte miteinander vergleichen zu können.

Bauraumbedarf - Höhenabmessung

$$h_{\Sigma} := h_Z \cdot 2 + 20 \text{ mm} + (d_3 + d_5) \cdot 0.5 = 87.5 \text{ mm}$$

Zusammenfassung

Geometrie Check

Kennwerte:

Breite - Getriebeeinheit	$b_{max_Getriebe} = 200 \text{ mm}$	$b_{max} = 200 \text{ mm}$
Breite - Antriebseinheit	$b_{max_Nocke} = 110 \text{ mm}$	
Länge	$l_{\Sigma} = 75 \text{ mm}$	$l_{max} = 75 \text{ mm}$
Höhe	$h_{\Sigma} = 87.5 \text{ mm}$	$h_{max} = 200 \text{ mm}$
Abstand - Antriebswelle/Nockenrolle	$(d_5 - d_3 - D_{4,2}) \cdot 0.5 = 4.5 \text{ mm} > 0$	
Länge des Führungssteiges	$l_F = 3 \text{ mm}$	
Anzahl an Komponenten	$N_{Komponent} = 283$	

zulässige Kennwerte

Getriebeeinheit

Flächenpressungen:

		zulässige Werkstoffkennwerte	
Zahnstange/Rolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ZR} = 1467.7 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Zahnstange} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Führung/Führungsrolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_FR} = 1493.9 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Führung} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Rolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER} = 44 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Druckplatte (Lochleibung)	$\sigma_{l_ED} = 82 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Druckplatte} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Führungsrolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER,2} = 45.6 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$

Biege- & Torsionsfestigkeitsnachweise:

zulässige Werkstoffkennwerte

Eingriffsbolzen (Biegefestigkeit)	$\sigma_{b_E} = 771.5 \frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{b_Schw_Bolzen} = 855 \frac{N}{mm^2}$
--------------------------------------	--	---

Antriebseinheit

Nocke/Druckplatte (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ND} = 1480.6 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Nocken} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Druckplatte} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle/Nocke (Flächenpressung)	$p_{Keilwelle} = 65.5 \frac{N}{mm^2}$		$p_{Keilwelle_zul} = 250 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Konfig. 1 (Torsion)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} = 489.3 \frac{N}{mm^2}$		$R_{p0,2_Antriebswelle} = 900 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Konfig. 2 (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} = 647.1 \frac{N}{mm^2}$		

Motorauslegung

Antriebsdrehzahl (an einer Nockenwelle)	$n_{Antrieb} = 185.2 \frac{1}{min}$
Antriebsmoment (an einer Nockenwelle)	$M_{T_Antrieb} = 112.8 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung (an einer Nockenwelle)	$W_{Antrieb} = 2187.5 \text{ W}$

B.5 „Dreifach“-Nocke - Separate Bolzen - lückenlose Dreiecksform

Allgemeine Parameter definieren

Allgemeine Parameter

Parameter aus Anforderungsliste:

$$F_{Vorschub} := 70 \text{ kN}$$

$$b_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$h_{max} := 200 \text{ mm}$$

$$l_{max} := 75 \text{ mm}$$

$$v_{Vorschub} := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n_{Ausschübe} := 3$$

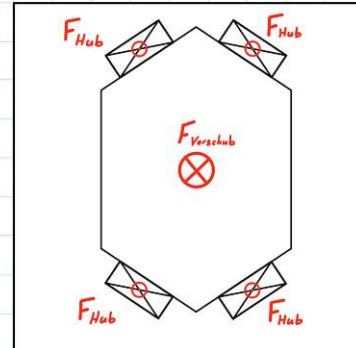
gewählte Parameter:

$$n_1 := 4$$

Anzahl an Antriebseinheiten pro Teleskopierstück

$$S_R := 1.5$$

Faktor der Reibkräfte (Wirkungsgrad) die zu diesem Zeitpunkt noch nicht genauer bestimmt werden können berücksichtigt



Parameter der Getriebeeinheit

$$n_2 := 9$$

Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)

$$n_3 := 2$$

Überdeckung

$$n_5 := n_3 \cdot 3 = 6$$

Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$l_1 := 10 \text{ mm}$$

Eingriffslänge

$$l_2 := 4 \text{ mm}$$

Führungslänge

$$l_3 := 3 \text{ mm}$$

Druckplatteneingriffslänge

$$d_1 := 4 \text{ mm}$$

Bolzendurchmesser

$$d_2 := 6 \text{ mm}$$

Rollendurchmesser

$$p_Z := 27 \text{ mm}$$

Zahnstangenteilung

$$h_Z := 20 \text{ mm}$$

Zahnhöhe

Parameter der Antriebseinheit

$$n_6 := 1$$

Anzahl an Antriebswellen

$$l_4 := 11 \text{ mm}$$

Nockenrollen-Breite

$$d_3 := 30 \text{ mm}$$

Nockenrollendurchmesser

$$l_A := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle antriebsseitig: Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$l_B := 10 \text{ mm}$$

Antriebswelle nicht angetriebene Wellenseite - Abstand Lager zu nächster Nocken die im Eingriff ist

$$d_{4_1} := 18 \text{ mm}$$

Antriebswellendurchmesser - Wellenanfang - Antriebsseitig

Werte der Keilwellen basieren auf dem Produktkatalog der Firma Mäder

$$d_{4_2} := 18 \text{ mm}$$

Antriebswellendurchmesser - Wellenmittig

$$D_{4_2} := 22 \text{ mm}$$

größter Durchmesser der Keilwellenverbindung - Wellenmittig

$$\beta_{Eingriff} := -27.84^\circ$$

Eingriffswinkel - Kontaktstelle Druckplatte/Nockenrolle variabel über Zeit --> repräsentativer Winkel -> steilster Winkel bei erster Eingriffsposition bei der Kraft übertragen wird (Konstruktion entnommen)

Werkstoffkennwerte

C45E (Vergütungsstahl)

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 20.Auflage --> TB 3-1 b&c + TB1-1 + TB 12-6 b

$$R_{p0.2_C45E} := 490 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_C45E} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_C45E} := 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{C45E} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{C45E} := 0.3$$

Quelle: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen
3.3.3 Festigkeitsgrenzen / Zulässige Flächenpressung (S.159)
Annahme: duktiler Werkstoff - schwelende Beanspruchung

$$P_{Zul_C45E} := \frac{R_{p0.2_C45E}}{2}$$

$$P_{Zul_C45E} = 245 \frac{N}{mm^2}$$

Quelle: DIN 3990-5 Tragfähigkeit von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten & DIN 3990-2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Grubchentrugfähigkeit
Staubstahl: 16MnCr5, 42CrMo4, C45W

$$P_{Hertz_C45E} := 850 \text{ MPa}$$

42CrMo4 (Vergütungsstahl)

$$R_{p0.2_42CrMo4} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_42CrMo4} := 1080 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_42CrMo4} := 855 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_42CrMo4} := 565 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{42CrMo4} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{42CrMo4} := 0.3$$

$$P_{Zul_42CrMo4} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{2}$$

$$P_{Zul_42CrMo4} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

$$P_{Hertz_42CrMo4} := 850 \text{ MPa}$$

16MnCr5 (gehärteter Einsatzstahl)

$$R_{p0.2_16MnCr5} := 695 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Stat_16MnCr5} := 835 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_Schw_16MnCr5} := 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t_Schw_16MnCr5} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$E_{16MnCr5} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{16MnCr5} := 0.3$$

$$P_{Zul_16MnCr5} := \frac{R_{p0.2_16MnCr5}}{2}$$

$$P_{Zul_16MnCr5} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$P_{Hertz_16MnCr5} := 1500 \text{ MPa}$$

Werkstoffe zuweisen:

Zahnstange:

$$R_{p0.2_Zahnstange} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$P_{Hertz_Zahnstange} := P_{Hertz_16MnCr5}$$

$$P_{Zul_Zahnstange} := P_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Zahnstange} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Zahnstange} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$E_{Zahnstange} := E_{16MnCr5}$$

$$\nu_{Zahnstange} := \nu_{16MnCr5}$$

Bolzen:

$$R_{p0.2_Bolzen} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$P_{Hertz_Bolzen} := P_{Hertz_42CrMo4}$$

$$P_{Zul_Bolzen} := P_{Zul_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Bolzen} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Bolzen} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$E_{Bolzen} := E_{42CrMo4}$$

$$\nu_{Bolzen} := \nu_{42CrMo4}$$

Rollen:

$$R_{p0.2_Rollen} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$P_{Hertz_Rollen} := P_{Hertz_16MnCr5}$$

$$P_{Zul_Rollen} := P_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Rollen} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Rollen} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Rollen} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Rollen} := E_{16MnCr5}$$

Führung:

$$R_{p0.2_Führung} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$P_{Hertz_Führung} := P_{Hertz_16MnCr5}$$

$$P_{Zul_Führung} := P_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Führung} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Führung} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Führung} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Führung} := E_{16MnCr5}$$

Druckplatte:

$$R_{p0.2_Druckplatte} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$P_{Hertz_Druckplatte} := P_{Hertz_16MnCr5}$$

$$P_{Zul_Druckplatte} := P_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Druckplatte} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Druckplatte} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Druckplatte} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Druckplatte} := E_{16MnCr5}$$

Nocken:

$$R_{p0.2_Nocken} := R_{p0.2_16MnCr5}$$

$$P_{Hertz_Nocken} := P_{Hertz_16MnCr5}$$

$$P_{Zul_Nocken} := P_{Zul_16MnCr5}$$

$$\sigma_{b_Schw_Nocken} := \sigma_{b_Schw_16MnCr5}$$

$$\tau_{t_Schw_Nocken} := \tau_{t_Schw_16MnCr5}$$

$$\nu_{Nocken} := \nu_{16MnCr5}$$

$$E_{Nocken} := E_{16MnCr5}$$

Antriebswelle:

$$R_{p0.2_Antriebswelle} := R_{p0.2_42CrMo4}$$

$$P_{Hertz_Antriebswelle} := P_{Hertz_42CrMo4}$$

$$P_{Zul_Antriebswelle} := P_{Zul_42CrMo4}$$

$$\sigma_{b_Schw_Antriebswelle} := \sigma_{b_Schw_42CrMo4}$$

$$\tau_{t_Schw_Antriebswelle} := \tau_{t_Schw_42CrMo4}$$

$$\nu_{Antriebswelle} := \nu_{42CrMo4}$$

$$E_{Antriebswelle} := E_{42CrMo4}$$

Getriebeeinheit

Abstand der Nockenrollenmittelpunkte der Doppelnocke (Nockendurchmesser)

$$d_5 := \frac{2 \cdot h_Z}{1 - \sin(30^\circ)} = 80 \text{ mm}$$

Eingriffswinkel - Zahnstange

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{p_Z \cdot 0.5}{h_Z}\right) = 34^\circ$$

Bolzenteilung

$$p_B := p_Z \cdot \frac{1}{3} = 9 \text{ mm}$$

Länge des Mechanismus

$$l_\Sigma := p_B \cdot (n_5 - 1) + 1.5 \cdot l_A + 1.5 \cdot l_B = 75 \text{ mm}$$

Breite des Mechanismus

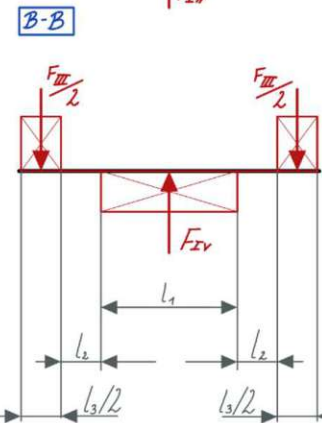
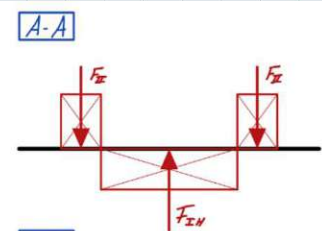
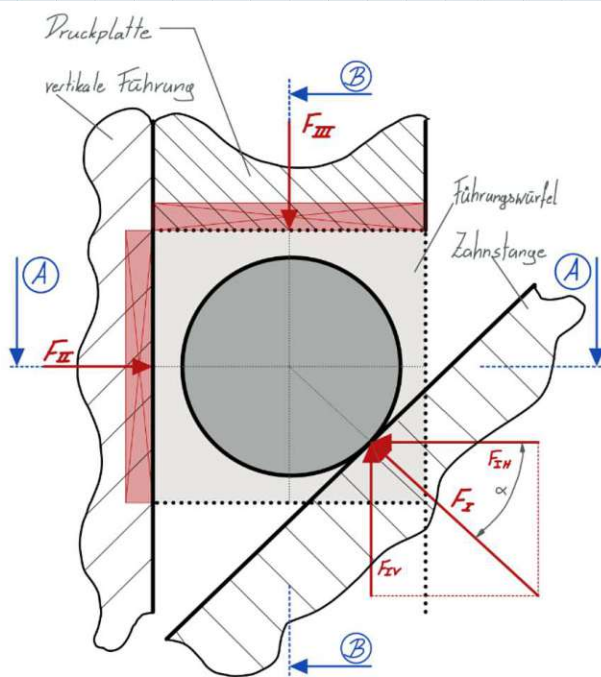
$$b_{\text{max_Getriebe}} := (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) \cdot n_2 + l_3 + 2 \cdot l_2 = 200 \text{ mm}$$

Widerstandsmoment - Eingriffsbolzen

$$W_{b_E} := \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = 6.3 \text{ mm}^3$$

Führungslänge:

$$l_F := p_B - d_2 = 3 \text{ mm}$$



o) $F_{IH} = F_{\text{Verschub}}$

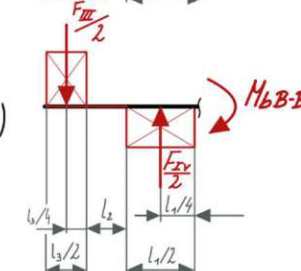
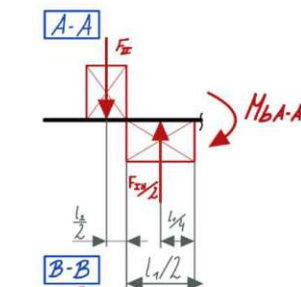
o) $F_{IV} = F_{IH} \cdot \tan(\alpha)$

o) $\boxed{A-A} \sum F = 0 \Rightarrow F_{II} = F_{IV} / 2$

o) $\boxed{A-A} \sum M = 0 \Rightarrow M_{bA-A} = F_{II} \cdot (\frac{l_3}{2} + \frac{l_3}{2}) - F_{IV} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$

o) $\boxed{B-B} \sum F = 0 \Rightarrow F_{III} / 2 = F_{IV} / 2$

o) $\boxed{B-B} \sum M = 0 \Rightarrow M_{bB-B} = F_{III} / 2 \cdot (l_3 / 4 + l_2 + l_1 / 2) - F_{IV} / 2 \cdot (\frac{l_3}{4})$



Eingriffsbolzen - Biegefestigkeit

$$F_{IH} := F_{Vorschub} \cdot \frac{S_R}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = 1458.3 \text{ N}$$

$$F_{IV} := F_{IH} \cdot \tan(\alpha) = 984.4 \text{ N}$$

$$F_I := \sqrt{F_{IH}^2 + F_{IV}^2} = 1759.5 \text{ N}$$

$$F_{II} := \frac{F_{IH}}{2} = 729.2 \text{ N}$$

$$F_{III} := F_{IV} = 984.4 \text{ N}$$

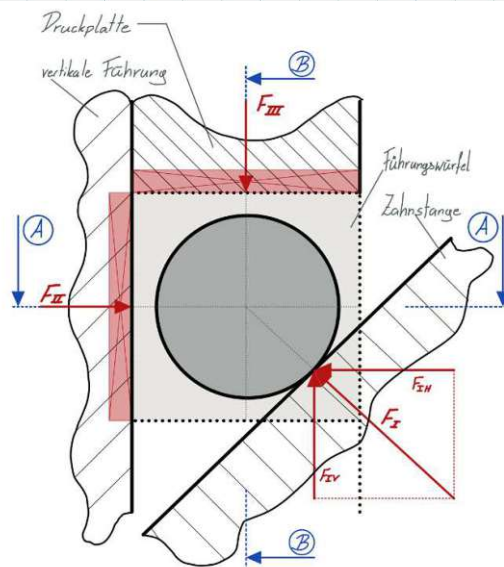
$$M_{b_{AA_E}} := F_{II} \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IH}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 3.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{b_{BB_E}} := \frac{F_{III}}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{4} + l_2 + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{F_{IV}}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{4} \right) = 3.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{b_{AA_E}} := \frac{M_{b_{AA_E}}}{W_{b_E}} = 522.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{BB_E}} := \frac{M_{b_{BB_E}}}{W_{b_E}} = 567.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_E} := \sqrt{\sigma_{b_{AA_E}}^2 + \sigma_{b_{BB_E}}^2} = 771.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Zahnstange/Rolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{RZ} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Zahnstange}}{(1 - \nu_{Zahnstange}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Zahnstange}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_{ZR}} := \sqrt{\frac{F_I \cdot E_{RZ}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_1}} = 1467.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Rolle - Flächenpressung

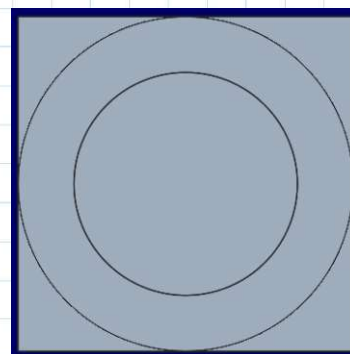
Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER}} := \frac{F_I}{d_1 \cdot l_1} = 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingriffsbolzen/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ED}} := \frac{F_{III}}{d_1 \cdot l_3} = 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Eingriffsbolzen/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Lochleibung

$$\sigma_{L_{ER_2}} := \frac{F_{II}}{d_1 \cdot l_2} = 45.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

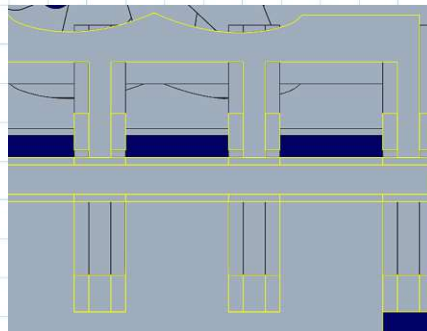
Vertikale Führung/Führungsrolle - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung

$$E_{RF} := \frac{2 \cdot E_{Rollen} \cdot E_{Führung}}{(1 - \nu_{Führung}^2) \cdot E_{Rollen} + (1 - \nu_{Rollen}^2) \cdot E_{Führung}}$$

$$E_{RF} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$p_{0_FR} := \sqrt[2]{\frac{F_{II} \cdot E_{RF}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot l_2}} = 1493.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Antriebseinheit

Gemetrise Parameter überprüfen

Nocken-Breite

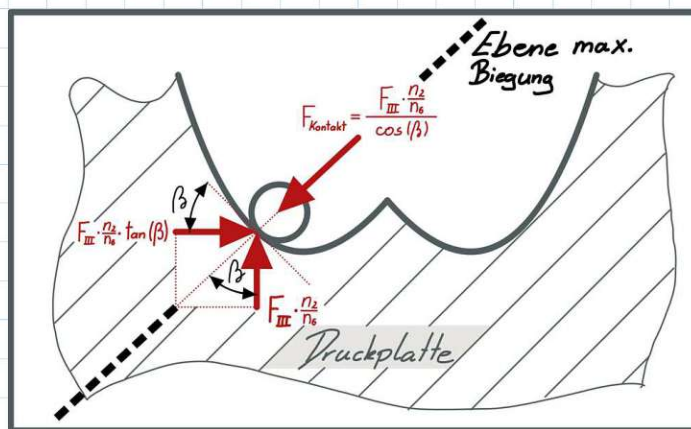
die Nocken dürfen die Breite des Gesamtsystemes nicht vergrößern

$$b_{max_Nocke} := (d_3 + d_5) \cdot n_6 = 110 \text{ mm}$$

Nockengeometrie

es wird überprüft ob alle Komponenten der Nocke kollisionsfrei eingebaut werden können

$$(d_5 - d_3 - D_{4.2}) \cdot 0.5 = 14 \text{ mm}$$



Nocke/Druckplatte - Flächenpressung

Annahme: Hertzsche Pressung - Linienberührung - Zylinder/Ebene

Quelle - Formeln: Roloff/Matek Maschinenelemente 20.Auflage 4) Tribologie

$$E_{ND} := \frac{2 \cdot E_{Nocken} \cdot E_{Druckplatte}}{(1 - \nu_{Druckplatte}^2) \cdot E_{Nocken} + (1 - \nu_{Nocken}^2) \cdot E_{Druckplatte}} = 230769.2 \text{ MPa}$$

$$F_{Kontakt} := \frac{F_{III}}{\cos(\beta_{Eingriff})} \cdot \frac{n_2}{n_6} = 10 \text{ kN}$$

$$p_{0_ND} := \sqrt[2]{\frac{F_{Kontakt} \cdot E_{ND}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_3}{2} \cdot l_4}} = 1493.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \cdot) \quad Y_{\text{relativ}} &= h_z \cdot \frac{\alpha - \frac{\pi}{3}}{\frac{\pi}{3}} - R \cdot \sin(\alpha) \\ \cdot) \quad R &= \frac{h_z}{1 - \sin(30^\circ)} = 2h_z \end{aligned}$$

$$\Rightarrow Y_{\text{relativ}} = [-h_z \cdot 0,5] + h_z \frac{3\alpha}{\pi} - 2h_z \cdot \sin(\alpha)$$

$$\begin{aligned} \cdot) \quad X_{\text{Noeke}} &= (-R) \cos(\alpha) = (-2h_z) \cos(\alpha) \\ \Rightarrow \alpha &= \arccos\left(-\frac{X_{\text{Noeke}}}{2h_z}\right) \end{aligned}$$

$$\Rightarrow Y_{\text{relativ}} = \left(\frac{h_z}{2}\right) + \frac{3h_z}{\pi} \arccos\left(-\frac{X_{\text{Noeke}}}{2h_z}\right) - 2h_z \cdot \sin\left(\arccos\left(-\frac{X_{\text{Noeke}}}{2h_z}\right)\right)$$

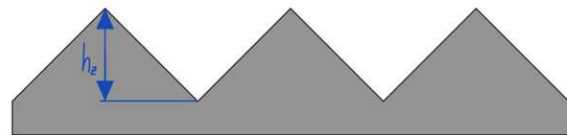
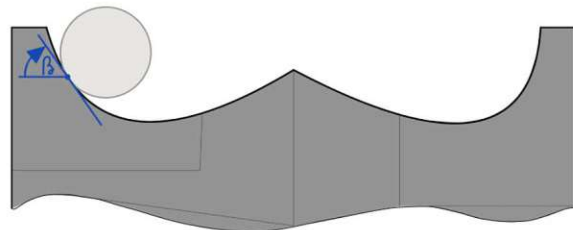
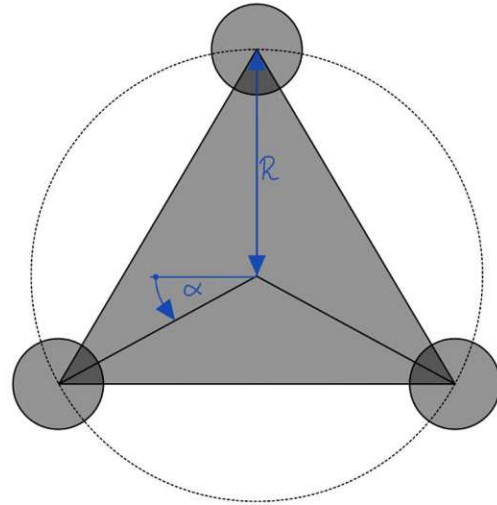
$$\cdot) \quad \frac{\partial Y_{\text{relativ}}}{\partial X_{\text{Noeke}}} = \frac{1}{h_z} \cdot \frac{2 \cdot \left(\frac{3}{\pi}\right) h_z + 2 \cdot X}{2 \cdot h_z^2 \cdot \sqrt{4h_z^2 - X^2}} = \frac{\frac{3}{\pi} h_z + X_{\text{Noeke}}}{\sqrt{4h_z^2 - X_{\text{Noeke}}^2}}$$

$$\Rightarrow \frac{\partial Y_{\text{relativ}}}{\partial X_{\text{Noeke}}} = \frac{\frac{3}{\pi} \frac{1}{2} - 2h_z \cos(\alpha)}{\sqrt{4h_z^2 - 4h_z^2 \cos^2(\alpha)}} = \frac{\frac{3}{\pi} - 2 \cos(\alpha)}{2 \cdot \sin(\alpha)}$$

-) $M_{\text{Antrieb}} = F_{\text{kontakt-H}} \cdot R \cdot \sin(\alpha) - F_{\text{kontakt}} \cdot R \cdot \cos(\alpha)$
-) $F_{\text{kontakt-V}} = F_{\text{Antrieb}}$
-) $F_{\text{kontakt-H}} = F_{\text{Antrieb}} \cdot \tan(\beta)$
-) $\tan(\beta) = \frac{\partial Y_{\text{relativ}}}{\partial X_{\text{Noeke}}}$

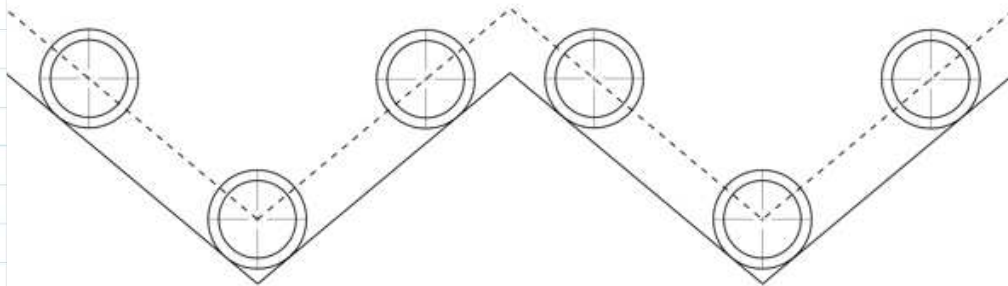
$$\begin{aligned} \Rightarrow M_{\text{Antrieb}} &= F_{\text{Antrieb}} \cdot 2h_z \cdot \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) - F_{\text{Antrieb}} \cdot 2h_z \cdot \cos(\alpha) = \\ &= 2h_z \cdot F_{\text{Antrieb}} \cdot \left(\frac{\frac{3}{\pi} + 2 \cos(\alpha)}{2 \cdot \sin(\alpha)} \cdot \sin(\alpha) - \cos(\alpha)\right) = \\ &= 2h_z \cdot F_{\text{Antrieb}} \cdot \left(-\frac{3}{2\pi} + \cos(\alpha) - \cos(\alpha)\right) = \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{|M_{\text{Antrieb}}| = F_{\text{Antrieb}} \frac{3h_z}{\pi} = F_{\text{Antrieb}} \frac{3R}{2\pi}}}$$

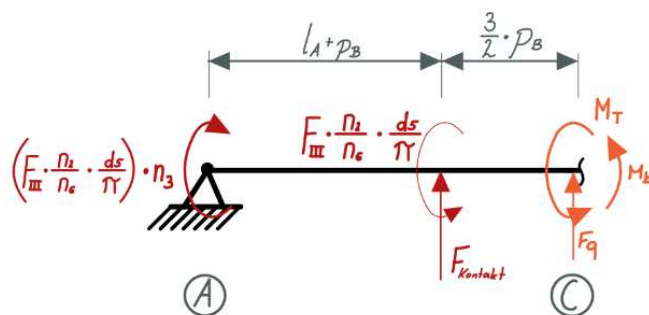
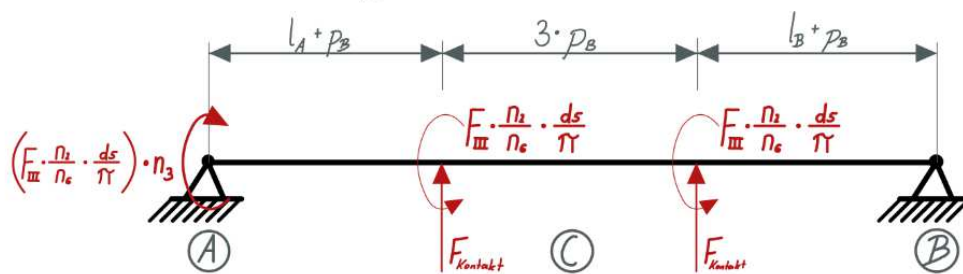


Festigkeitsnachweis Antriebswelle - Konfiguration 1

Konservative Annahme: Nur die untersten Eingriffsbolzen tragen zur Kraftübertragung bei



Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{2 l_A + 5 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 10019 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 10019 \text{ N}$$

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{T_Antriebswelle_C1} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{0.75 \cdot d_5}{\pi} \right) \cdot 1 = 169.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C1} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{16} = 1145.1 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C1} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C1}}{W_{P_Antriebswelle_C1}} = 147.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C1} := F_{Lager_A} \cdot \left(l_A + \frac{5}{2} \cdot p_B \right) - F_{Kontakt} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot p_B \right) \quad \text{Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden}$$

$$M_{B_Antriebswelle_C1} = 190.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C1} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{32} = 572.6 \text{ mm}^3$$

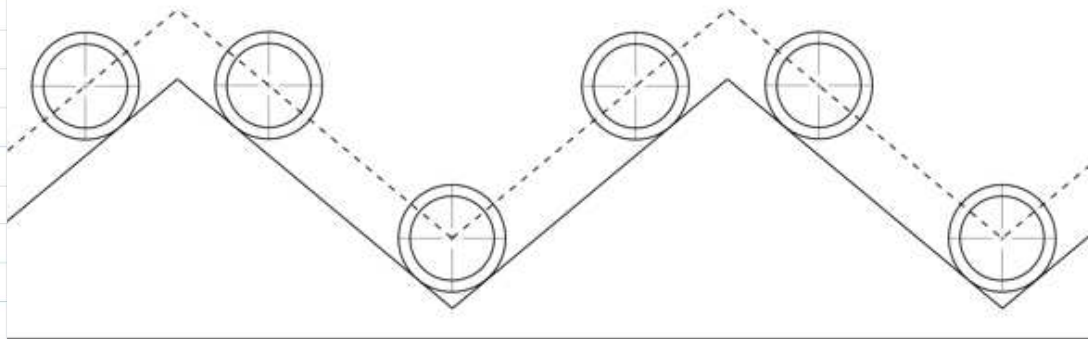
$$\sigma_{B_Antriebswelle_C1} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C1}}{W_{B_Antriebswelle_C1}} = 332.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C1}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C1}^2}$$

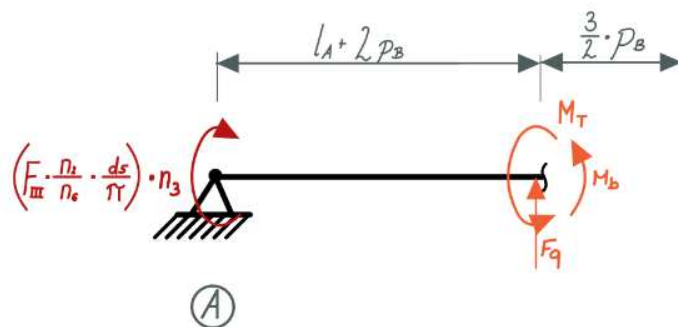
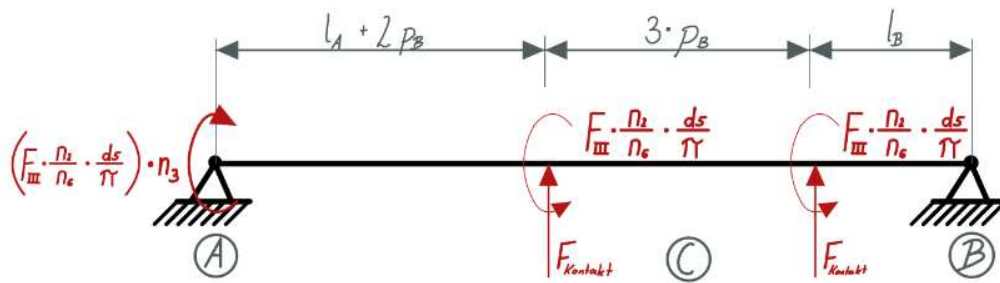
$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} = 419.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Festigkeitsnachweis Antriebswelle - Konfiguration 2

Konservative Annahme: Nur die untersten Einariffsbolzen tragen zur Kraftübertragung bei



Ebene max. Biegung



Lagerberechnung

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$F_{Lager_B} := F_{Kontakt} \cdot \frac{2 \cdot l_A + 7 \cdot p_B}{l_A + 5 \cdot p_B + l_B} = 12793.5 \text{ N}$$

$$F_{Lager_A} := F_{Kontakt} \cdot n_3 - F_{Lager_B} = 7244.5 \text{ N}$$

Hergeleitet in Kapitel Doppel-Nocken

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{T_Antriebswelle_C2} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{0.75 \cdot d_5}{\pi} \right) \cdot n_3 = 338.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{P_Antriebswelle_C2} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{16} = 1145.1 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t_Antriebswelle_C2} := \frac{M_{T_Antriebswelle_C2}}{W_{P_Antriebswelle_C2}} = 295.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Achtung: Gleichung ist von der Überdeckung abhängig - diese muss daher entsprechend angepasst werden

$$M_{B_Antriebswelle_C2} := F_{Lager_A} \cdot (l_A + 2 \cdot p_B)$$

$$M_{B_Antriebswelle_C2} = 202.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{B_Antriebswelle_C2} := \frac{d_{4,2}^3 \cdot \pi}{32} = 572.6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{B_Antriebswelle_C2} := \frac{M_{B_Antriebswelle_C2}}{W_{B_Antriebswelle_C2}} = 354.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} := \sqrt{\sigma_{B_Antriebswelle_C2}^2 + 3 \cdot \tau_{t_Antriebswelle_C2}^2}$$

$$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} = 622.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Welle-/Nabenverbindung - Keilwelle - Festigkeitsnachweis**Flächenpressung - Flanken**

Quelle: Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung Berechnung Gestaltung

Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek

$$M_{T_Flanke} := \left(F_{III} \cdot \frac{n_2}{n_6} \cdot \frac{0.75 \cdot d_5}{\pi} \right) \cdot 1 = 169.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_{Keilwelle} := \frac{M_{T_Flanke}}{\frac{D_{4,2} + d_{4,2}}{2} \cdot l_4 \cdot ((D_{4,2} - d_{4,2}) \cdot 0.4) \cdot 0.75 \cdot 6} = 106.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{Keilwelle_zul} := \frac{R_{p0.2_42CrMo4}}{3.6} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Motorauslegung

Drehzahl der Antriebswelle

$$n_{\text{Antrieb}} := \frac{v_{\text{Vorschub}}}{p_Z \cdot 3 \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 2.1 \frac{1}{s}$$

1 Umdrehung = 2*pz Vorschub bei Doppel-Nocken

Drehmoment des Antriebsmotors

$$M_{T_Antrieb} := M_{T_Antriebswelle_C2} = 338.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

minimales Drehmoment das der Antriebsmotor liefern muss

Leistung des Antriebsmotors

$$W_{\text{Antrieb}} := M_{T_Antriebswelle_C2} \cdot (n_{\text{Antrieb}} \cdot 2 \cdot \pi)$$

minimale Leistung die der Antriebsmotor liefern muss

$$W_{\text{Antrieb}} = 4375 \text{ W}$$

Probe: Leistungscheck

$$W_{\text{Probel}} := \frac{F_{\text{Vorschub}} \cdot S_R \cdot v_{\text{Vorschub}}}{n_1 \cdot n_6 \cdot n_{\text{Ausschübe}}} = 4375 \text{ W}$$

Benötigte Komponenten

$n_2 = 9$ Anzahl Eingriffe pro Antriebseinheit (parallel)

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$$N_{\text{Komponent_Getriebe}} := 4 + n_5 \cdot 4 + n_2 \cdot 3 + n_2 \cdot n_5 \cdot 3 = 217$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Getriebeeinheit

--> eine Zahnstange und zwei äußere und eine innere Führungsplatte pro Einheit

--> eine Druckplatte und ein Eingriffsbolzen Führungsplatten und zwei äußere

Führungsrollen pro Eingriffsebene

--> eine innere Führungsplatte und zwei äußere Führungsplatten pro parallel Ebene

--> eine Eingriffsrolle und zwei Führungsrollen pro Eingriff

$n_5 = 6$ Anzahl der Eingriffsbolzen (in Vorschubsrichtung)

$n_6 = 1$ Anzahl an Antriebswellen

$$N_{\text{Komponent_Antrieb}} := n_6 \cdot 3 + n_5 \cdot n_6 \cdot 7 = 45$$

Anzahl an Eingriffselemente pro Antriebseinheit

--> eine Antriebswelle und zwei Lager pro Antriebsstrang

--> eine Nocke und drei Nockenrollen und drei Nockenrollenbolzen pro

Druckplattenkontakt

$$N_{\text{Komponent}} := N_{\text{Komponent_Getriebe}} + N_{\text{Komponent_Antrieb}} = 262$$

Errechnete Anzahl an benötigten Komponenten soll nur als Richtwert dienen, um verschiedene Konzepte miteinander vergleichen zu können.

Bauraumbedarf - Höhenabmessung

$$h_{\Sigma} := h_Z \cdot 2 + 20 \text{ mm} + (d_3 + d_5) \cdot 0.5 = 115 \text{ mm}$$

Zusammenfassung

Geometrie Check

Kennwerte:

Breite - Getriebeeinheit	$b_{max_Getriebe} = 200 \text{ mm}$
Breite - Antriebseinheit	$b_{max_Nocke} = 110 \text{ mm}$
Länge	$l_{\Sigma} = 75 \text{ mm}$
Höhe	$h_{\Sigma} = 115 \text{ mm}$
Abstand - Antriebswelle/Nockenrolle	$(d_5 - d_3 - D_{4,2}) \cdot 0.5 = 14 \text{ mm} > 0$
Länge des Führungssteiges	$l_F = 3 \text{ mm}$
Anzahl an Komponenten	$N_{Komponent} = 262$

zulässige Kennwerte

$b_{max} = 200 \text{ mm}$
$l_{max} = 75 \text{ mm}$
$h_{max} = 200 \text{ mm}$

Getriebeeinheit

Flächenpressungen:

Zahnstange/Rolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ZR} = 1467.7 \frac{N}{mm^2}$
Führung/Führungsrolle (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_FR} = 1493.9 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Rolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER} = 44 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Druckplatte (Lochleibung)	$\sigma_{l_ED} = 82 \frac{N}{mm^2}$
Eingriffsbolzen/Führungsrolle (Lochleibung)	$\sigma_{l_ER,2} = 45.6 \frac{N}{mm^2}$

zulässige Werkstoffkennwerte

$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Zahnstange} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
$p_{Hertz_Rollen} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Führung} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Druckplatte} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$
$p_{Zul_Bolzen} = 450 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Zul_Rollen} = 347.5 \frac{N}{mm^2}$

Biege- & Torsionsfestigkeitsnachweise:

zulässige Werkstoffkennwerte

Eingriffsbolzen (Biegefestigkeit)	$\sigma_{b_E} = 771.5 \frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{b_Schw_Bolzen} = 855 \frac{N}{mm^2}$
--------------------------------------	--	---

Antriebseinheit

Nocke/Druckplatte (Hertz'sche Pressung)	$p_{0_ND} = 1493.4 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle/Nocke (Flächenpressung)	$p_{Keilwelle} = 106.8 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Konfig. 1 (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C1} = 419.6 \frac{N}{mm^2}$
Antriebswelle - Konfig. 2 (Vergleichsspannung)	$\sigma_{Mises_Antriebswelle_C2} = 622.5 \frac{N}{mm^2}$

$p_{Hertz_Nocken} = 1500 \frac{N}{mm^2}$	$p_{Hertz_Druckplatte} = 1500 \frac{N}{mm^2}$
$p_{Keilwelle_zul} = 250 \frac{N}{mm^2}$	$R_{p0,2_Antriebswelle} = 900 \frac{N}{mm^2}$

Motorauslegung

Antriebsdrehzahl (an einer Nockenwelle)	$n_{Antrieb} = 123.5 \frac{1}{min}$
Antriebsmoment (an einer Nockenwelle)	$M_{T_Antrieb} = 338.4 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung (an einer Nockenwelle)	$W_{Antrieb} = 4375 \text{ W}$