

Masterarbeit

Nr. 0135

Zahnstangensysteme für Teilautonome Gerüstbaulifte

Racksystems for Semi-Autonomous Scaffolding Elevators

Verfasser: cand.-Ing. Josep Grygus Viñas
Matr.Nr.: 03681872
Betreuer: M. Sc. Maximilian Trübswetter
Themensteller: Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl
Beginn: 07.05.2018
Ende: 07.11.2018

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit eidesstattlich, dass ich die vorgelegte Arbeit selbständig angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Garching, den 07.11.2018

cand.-Ing. Josep Grygus Viñas

Aufgabenstellung

für Herrn **cand.-Ing. Josep Grygus Viñas**

Thema:

Zahnstangensysteme für Teilautonome Gerüstbaulifte

Racksystems for Semi-Autonomous Scaffolding Elevators

Aufgabenstellung:

Im Rahmen eines Entwicklungsprojektes mit Kewazo, einem in UnternehmerTUM geborenen Startup, wird basierend auf den Mängeln des ersten Prototyps ein Antriebssystem für den nächsten Prototyp entwickelt. Es wird eingehend nach bestehenden Lösungen für den vertikalen Materialtransport gesucht. Nicht nur die Antriebsarten, sondern auch Lösungen, die die Montage, das Höhenwachstum der Struktur, die notwendigen Toleranzen und andere Aspekte betreffen, werden untersucht. Eine Bewertung aller Optionen wird vorgenommen und es wird entschieden, welche für diese Anwendung am besten geeignet ist, basierend auf Leistungs-, Wirtschafts- und anderen vom Kunden festgelegten Kriterien. Innerhalb der Aufzugskategorie, die für dieses Projekt am besten geeignet ist, wird die Suche nach spezifischeren Informationen erweitert. Entsprechende Berechnungen der Tragfähigkeit, Geometrie und der damit verbundenen Kosten werden nach Möglichkeit durchgeführt. Ziel ist es, eine Lösung zu finden, die allen Anforderungen entspricht und Vorteile hinsichtlich Kosten und Gewicht aufweist.

Die Arbeit gliedert sich in folgende Arbeitspakete:

- Durchführung einer Literaturrecherche zu bestehenden Lösungen für den allgemeinen Transport und spezifisch für den vertikalen Transport
- Analyse von verschiedenen Aufzügen, ihren Bauarten, Ausführungen und Anwendungsbereichen
- Untersuchung von verschiedenen Verzahnungsarten für Zahnstange-Ritzel Systeme, ihren relevanten Eigenschaften, Kenngrößen sowie ihren Einsatzbereichen
- Analyse der Hauptschäden der Verzahnungen für diese Anwendung, der Herstellung und Montageanforderungen und der Lösungen für die Schmierung
- Konzeptauswahl auf Basis der relevanten gesammelten Informationen und Anforderungen des Lastenheftes
- Analyse der aktuellen Lösung des vorhandenen Prototyps zur Optimierung der folgenden Lösung
- Suche und Vorschlag nach neuen Alternativen

- Normgerechte Auslegung von zwei nutzbaren Evolventenverzahnungen
- Vollständige Dokumentation der durchgeführten Arbeiten

Die Arbeit wird nach ihrer erfolgreichen Fertigstellung in der Lehrstuhlbibliothek veröffentlicht. Informationen, Daten und EDV-Programme, die dem Studenten während der Bearbeitung dieser Arbeit vom betreuenden Assistenten oder anderen Mitarbeitern des Lehrstuhls zugänglich gemacht werden, sind als streng vertraulich zu behandeln und verbleiben Eigentum des Lehrstuhls. Die Nutzung ist ausschließlich für die Bearbeitung und Erstellung dieser Studienarbeit gestattet.

Der Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, der Technischen Universität München erhält an dieser Arbeit ein einfaches Nutzungsrecht zum Zweck der Forschung und Lehre.

Dem Verfasser wird ein privates Nutzungsrecht gewährt.

Garching, den 07.05.2018

Unterschrift Student

Unterschrift Betreuer

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Wissenschaft und Technik	2
2.1	Fördermaschinen	2
2.2	Bauteile der Fördermittel	2
2.3	Serienhebezeuge	4
2.4	Aufzüge	6
2.5	Verzahnungen	13
3	Auswahl des Transportsystems	38
3.1	Bewertung	38
3.2	Antriebswahl	40
4	Berechnung	42
4.1	Kundendaten und -anforderungen	42
4.2	Grundberechnungen	46
4.3	Referenzzahnstange und -ritzel	49
4.4	Rollen-Ritzel System	55
4.5	Andere Verzahnungen	58
4.6	Asymmetrie	59
4.7	Zahnstange-Ritzel System	59
5	Zusammenfassung und Ausblick	69
6	Literaturverzeichnis	70

1 Einleitung

Gebäude werden ständig gebaut und renoviert. Dies erfordert den Einsatz von Gerüsten, die dafür flexibel einsetzbar sind. Dennoch ist die Nutzung dieser Strukturen nicht optimal. Die Gerüstmontage ist derzeit sehr ineffizient und arbeitsintensiv. Mehr als 80% der Zeit ist dem Transport von Gerüstbauteilen während der Montage gewidmet. Der Rest der Zeit wird für die Montage der Gerüstteile verwendet.

Um die Teile während der Montage zu bewegen, gibt es derzeit in der Regel einen Bauarbeiter, der sich horizontal durch die Etagen bewegt und in einer konkreten Position gibt es Arbeiter in allen oder alle zwei Etagen, die darauf warten, diese Teile vertikal zu bewegen. Es ist nicht nur ein ineffizienter Prozess in Bezug auf die für die Montage der Struktur benötigte Zeit, sondern impliziert auch, dass mehrere Bauarbeiter relativ viel Zeit mit dem Warten auf die Teile verbringen. Dies deutet auf die Möglichkeit der Halbautomatisierung dieses Transportprozesses hin. Damit wäre es möglich, die Anzahl der für diese Aufgabe benötigten Mitarbeiter zu reduzieren.

Dabei geht es nicht nur darum, Personal einzusparen, um Kosten zu senken, sondern auch um die niedrige Verfügbarkeit von Handwerkern. Das liegt vor allem am wachsenden Sanierungs- und Wohnungsbedarf. Auch peilt ein wachsender Teil der Jugendlichen ein Studium an, was es den Handwerkern schwierig macht, Nachfolger zu finden. All dies spiegelt sich in einer Wartezeit für Bauarbeiten von bis zu 10 Wochen und einem Anstieg der Preise für die Kunden wider.

Für den Materialtransport gibt es heutzutage mehrere Lösungen auf dem Markt, die allerdings einen niedrigen Automatisierungsgrad haben. Kewazo hat seinen Ursprung in der UnternehmerTUM, ein Zentrum für Innovation und Gründung an der TU München. Sie arbeiten an der Entwicklung eines Robotersystems, das die Gerüstmontage erheblich verbessert, indem es die Teile *Just-in-Time* und *Just-in-Place* während der Montage liefert. Dieses System soll die Montagekosten mindestens um 30% senken, die Montagezeit bis zu 42% reduzieren und einen sicheren Transport von Gerüstbauteilen sowie die Montage von Gerüsten nur mit zwei Handwerkern ermöglichen.

Ziel dieser Arbeit ist, eine Lösung für den Antrieb dieses Roboters zu erarbeiten und zu definieren. Diese Lösung muss leicht und wirtschaftlich sein, einfach und schnell auf- und abzubauen und muss mit den genormten Gerüstmaßen kompatibel sein.

Zu diesem Zweck wird in Patenten, Zeitschriftenaufsätzen und Fachbüchern nach bestehenden Lösungen für den Vertikaltransport, spezifischen Lösungen für den Materialtransport, Informationen über Montage und Toleranzen bei der Montage mit modularen Systemen gesucht. Nach der umfassenden Literaturrecherche werden die verschiedenen technischen Lösungen für dieses Projekts bewertet. Nach der Wahl der Antriebsart für den Roboter werden verschiedene Alternativen innerhalb der gewählten Kategorie weiterentwickelt. Tragfähigkeitsberechnungen, die Dimensionierung der Lösung und Kostenanalysen werden durchgeführt.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Fördermaschinen

Die Hauptarbeitsbewegung des Roboters erfolgt im Aussetzbetrieb. Deswegen kann der Roboter als Unstetigförderer gekennzeichnet werden. Schäffler teilt in [57] diese nach Hauptarbeitsbewegung des Gutaufnahmemittels in die folgenden Gruppen unter:

- Hebezeuge im Raum
- Flurförderer auf Horizontalflächen
- Regalbediengeräte in Vertikalflächen
- Seil- und Hängebahnen auf Kurven
- Aufzüge auf Geraden
- Kipper um einen Punkt

Relevant für diese Arbeit sind die Aufzüge und die Seil- und Hängebahnen, weil sie einer geführten translatorischen Bewegung des Bauteils entsprechen. Wenn die Last geführt ist, verläuft die Fahrt nicht unbestimmt, sondern wird durch die Fahrbahn längs der Führungsschienen definiert [45]. Andere Gruppen werden ausgeschlossen, weil sie rotierenden oder nicht geführten Bahnen entsprechen, oder weil sie nicht relevanten Einsatzbereichen wie Lagertechnik mit dauerhaften Lösungen entsprechen.

2.2 Bauteile der Fördermittel

2.2.1 Triebwerke

Es steht eine große Anzahl der Bauformen und Steuerungen von Motoren zur Verfügung. Nur die in der Fördertechnik vorzugsweise verwendeten Motoren werden kurz erläutert: Elektromotoren, Verbrennungsmotoren und Hydraulische Pumpen und Motoren.

Elektromotoren übertreffen alle anderen Motoren in verschiedenen Aspekten wie Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit, Anpassung an unterschiedliche Belastungen und Überlastbarkeit, die Drehzahl ist leicht verstellbar, die Drehrichtung kann umgesteuert werden (Betrieb in allen vier Quadranten der Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik) und die Vorzüge der elektrischen Steuerungs- und Regelungstechnik. [57]:

Aus diesen Gründen sind elektrische Antriebe die meistbenutzten in der Fördertechnik.

Verbrennungsmotoren werden als Energiewandler normalerweise in der Fördertechnik bei einem größeren oder häufig wechselnden Arbeitsbereich eingesetzt.

Hydraulische Pumpen verfügen über hohe Betriebsdrücke und damit auch über eine hohe Energiedichte. Dadurch können sie große Kräfte und Leistungen mit verhältnismäßig kleinen Baugruppen erzeugen und übertragen. Nachteile sind der relativ geringe Gesamtwirkungsgrad und die Gefahr von Hydraulikölleckagen. [57]

Zahnradgetriebe sind in fördertechnischen Antrieben bevorzugt, um die Drehzahl zu reduzieren oder um das Drehmoment zu erhöhen. Sie sind hinter dem normalerweise elektrischen Motor eingesetzt. Bei der Gestaltung müssen sie an die Eigenschaften ihres Einsatzes angepasst werden und möglichst geringe Eigenmassen aufweisen. Beim Einsatz eines Getriebes ist auf eine ausreichende Schmierung zu achten. Durch die ständigen Richtungswechsel des Antriebs oder durch die hohe Anzahl von Anläufen aus dem Stillstand werden Getriebe sehr stark beansprucht. Deshalb sind die Pflege und regelmäßige Ölkontrolle sehr wichtig [61]. Die meist verbreiteten Getriebearten sind Schneckengetriebe, Planetengetriebe und Stirnradgetriebe.

An die Getriebe der Unstetigförderer werden folgende Anforderungen gestellt [31]:

- ständiges Arbeiten im Aussetzbetrieb
- häufiges Anlaufen und Abbremsen der bewegten Massen
- Änderung der Drehrichtung und Belastung sowie Anlauf unter Last

Diese Fakten sind vor allem bei der Auslegung der Verzahnung, der Wellen und der Lager zu beachten.

Soll das Fördersystem nur zum Vertikaltransport dienen, wird es nur einen Antrieb erhalten, wobei andere Systeme mit Seitenbewegungsmöglichkeit mehrere Triebwerke brauchen werden. Senkrecht hebende Fördermaschinen werden Hubwerke genannt, während die waagrecht fahrenden Fahrwerke genannt werden. Diese Triebwerke führen Arbeitsspiele im Aussetzbetrieb und können auf unterschiedliche Weise angetrieben werden.

Hubwerke sind durch die Gewichts- und Beschleunigungskräfte der bewegten Massen belastet. Je nach Antriebssystem und Art der Kraftübertragung auf das zu bewegende Teil werden verschiedene Hubwerke benutzt [57]:

- Seil- oder Kettenwinden mit Trommeln oder Treibscheiben
- Getriebewinden mit Zahnstangen- oder Spindeltrieben
- hydraulische Winden mit hydraulischen Zylindern

Daraus ergeben sich die folgenden beiden Grundbauarten für Hubwerke. Mechanische Hubwerke entsprechen den ersten zwei Gruppen. Sie werden meist von einem Elektromotor angetrieben. Bei hydraulischen oder pneumatischen Hubwerken erfolgt der Hubantrieb direkt durch Druckzylinder oder indirekt über Druckmotoren, wobei die Druckmotoren wiederum normale Seil- oder Kettentrommeln antreiben. [31]

2.2.2 Seiltriebe

Ein Hubwerk als Seilwinde besteht aus Motor, Untersetzungsgetriebe, Seiltrommel und Seiltrieb.

Die Vorteile dieser Antriebsart sind eine kleine Eigenmasse bei großer Bruchkraft, ein stoßfreier Lauf auch bei hoher Geschwindigkeit (gleichmäßige Oberfläche), eine gute Sicherheit (das Versagen des gesamten Seils durch gleichzeitiges Reißen aller Drähte ist praktisch ausgeschlossen). Auf der anderen Seite, sind die Nachteile die Korrosionsanfälligkeit des Drahtseils wegen großer Fläche, ein großer Umlenkdurchmesser und die Empfindlichkeit gegenüber hohen Temperaturen. [57]

2.2.3 Kettentriebe

Beim Kettenantrieb ist anstatt eines Stahlseils als Tragmittel eine umlaufende Kette für den Transport des Gutaufnahmemittels vorhanden. Die Kraftübertragung geschieht mittels Treibscheiben. Diese Antriebsart ist heute nur noch bei älteren Lastenaufzügen zu finden [61].

Die Vorteile eines Kettenantriebs sind die kleine Umlenkradien (ausgeschlossene Biegebeanspruchung), die Unempfindlichkeit gegen Korrosion und Verschleiß, die Wärmebeständigkeit (gegenüber höheren Temperaturen sind unvergütete Ketten beständiger als Drahtseile), eine leichte Reparatur durch Austausch einzelner Glieder und eine gute Verbindungs- und Befestigungsmöglichkeit. Nachteile dieser Option sind dagegen die Gefahren bei Gewalt- oder Dauerbrüchen, größere Eigenmassen, geringere Geschwindigkeiten und bei tiefen Temperaturen das Gefahr des Sprödbruchs. [57]

2.3 Serienhebezeuge

Serienhebezeuge sind reine Hubgeräte bzw. -maschinen mit der senkrechten Bewegung als alleiniger Arbeitsbewegung. Unterscheidungsmerkmale sind [56]:

- die Art der zugeführten Energie (Muskel-, Elektro-, Druckluftenergie)
- der Mechanismus der Energieübertragung
 - Zugmittel (Kette, Seil)
 - mechanisches Getriebe (Zahnstangen-, Spindeltrieb)
 - Kolbenzylinder (Druckluft-, Hydraulikzylinder)
- die Wirkungsrichtung der Abtriebskraft (Ziehen, Drücken)
- die Größe des Hubwegs (Kurzhub, Langhub)

2.3.1 Flaschenzüge

Die Flaschenzüge dienen zum Heben von Lasten. Sie werden sowohl als ortsfeste wie auch als fahrbare Geräte gebaut und allgemein mit Motorantrieb ausgerüstet. [31]

Sie können in drei Gruppen eingeteilt werden: Handflaschenzüge, Elektroflaschenzüge und Druckluftflaschenzüge. Die Handflaschenzüge besitzen ausschließlich Handantrieb und werden in der Regel vor allem bei Montagearbeiten verwendet. Elektroflaschenzüge sind das am weitesten verbreitete Serienhebezeug und wegen der Herstellung großer Stückzahlen relativ preiswert und auch kurzfristig lieferbar. Der Druckluftantrieb bietet hohe Sicherheit und wird normalerweise in explosionsgefährdeten Räumen eingesetzt. Als nachteilig sind die höheren Betriebskosten und die Lärmbelästigung zu nennen. [54]

2.3.2 Winden

Winden dienen zum Heben oder Ziehen von Lasten, wobei beim Heben meist nur relativ kleine Hubhöhen erreicht werden. Es gibt auch hier sowohl ortsfeste als auch verfahrbare Geräte mit Hand- oder Motorantrieb. [31]

Bei der Schraubenwinde handelt es sich um ein kurzhubiges Hebezeug zum vorwiegend vertikalen Heben von Lasten. Die Last wird von einer Schraube (Spindel) getragen, die sich mittels Handheber und Ratsche oder durch einen Motor in einem fest stehenden Muttergewinde in Drehung versetzen und dadurch auf oder ab bewegen lässt. Es gibt auch Schraubenwinden, bei denen die Last von einer mit Lastaufnahmeverrichtungen versehenen, in senkrechten Führungsbahnen bewegten Mutter getragen wird. Die verwendeten Trapez- oder Sägewinde der Spindel haben Steigungen von 4 bis 5° und sind daher selbsthemmend, d.h., die Last kann nicht selbständig wieder absinken. Deswegen kann es auf ein Sperrwerk verzichtet werden, der Wirkungsgrad muss daher jedoch mit Hubwirkungsgrad $\eta_H < 0,5$ ausgeführt werden. Durch die hohe Spindelübersetzung und den geringen Bauaufwand sind diese Winden besonders leicht. [31] Handbetriebene Schraubenwinden werden bei der Montage und Instandhaltung verwendet. Schraubenwinden mit Motorantrieb werden für Hebebühnen eingesetzt.

Die Trommelwinde ist meist eine ortsfeste Seilwinde, bei der das Seil auf einer glatten Trommel in mehreren Lagen aufgewickelt wird. Ihr Antrieb erfolgt manuell oder motorisch und dient vor allem als Montagehilfsmittel.

2.3.3 Hydraulische Hebezeuge

Die hydraulischen Hebezeuge sind für sehr hohe Hublasten geeignet, ihre Förderhöhe ist jedoch relativ begrenzt. Sie benötigen keine Bremsen, da Drucköl inkompressibel ist. Ihre Hub- bzw. Senkgeschwindigkeit ist leicht und feinfühlig regelbar. Als eigentliches Hubelement dienen die Kolben von Hydraulikzylindern. [31]

2.3.4 Zahnrad

Zahnstangenwinde kommen vorwiegend bei Montagearbeiten zum Einsatz und sind gebräuchlich als Wagenwinden und zum Anheben von Schwerlasten.

Es gibt mehrere Varianten mit Verwendung von Ritzel und Zahnstange. Eine manuelle Version ist mit einer Handkurbel ausgestattet. Diese treibt über ein Stirnradvorgelege die Zahnstange

an. Sie ist mit der Grundplatte fest verbunden, sodass beim Drehen der Kurbel das ganze Gehäuse gehoben wird. Eine weitere Ausführung ist mit Klemmgesperre, feststehendem Gehäuse und hochgehenden Zahnstangen sowie mit Ratschen statt Handkurbeln hergestellt. [31]

Die modernere Anwendung für Materiallifte an Baustellen ist teilautomatisiert. Die Transportbühne hat ein Ritzel, das von einem Elektromotor angetrieben wird. Die ganze Gruppe wird hochgezogen. Die Zahnstange ist dabei am Gerüst befestigt.

2.4 Aufzüge

2.4.1 Regelwerke über Aufzüge

Es gibt eine Vielzahl von Vorschriften, Richtlinien und Normen, welche für die Konstruktion, die Erstellung und den Betrieb von Aufzugsanlagen wichtig sind. Diese Regelwerke sollen z.B. einen Mitarbeiter aus dem Bereich der Fördertechnik oder einen Architekten bei der Planung orientieren und helfen. Auch ein Servicetechniker oder Eigentümer soll damit Problemstellungen in der Fördertechnik besser verstehen. Lösungsansätze sollten unbedingt unter Berücksichtigung dieser Vorschriften und Normen gesucht werden. [61]

Nachfolgend sind die wichtigsten Vorschriften, Richtlinien und Normen aufgelistet:

Die Betriebssicherheitsverordnung (BetrSichV) enthält außer den allgemeinen Arbeitsschutzanforderungen für die Benutzung von Betriebsmitteln auch die Vorschriften für überwachungsbedürftige Anlagen im Sinne des Gerätesicherheitsgesetzes (GSG). Vier Ereignisse werden berücksichtigt: Druck, Explosionsschutz, Brandschutz und Absturz. Es wird eine Gefährdungsbeurteilung durchgeführt, sowie eine Bewertung für den Betrieb dieser Anlagen. Immer die neueste Technologie wird berücksichtigt und es werden Schutzmaßnahmen, Prüfungen und Anforderungen daran gestellt. [2]

Die EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG gilt für das Inverkehrbringen und die Inbetriebnahme von Maschinen sowie einzeln in Verkehr gebrachte Sicherheitsbauteile für Maschinen wie, z.B., auswechselbare Ausrüstungen, Sicherheitsbauteile, Lastaufnahmemittel oder Ketten, Seile und Gurte. [25] D. h. wenn eine Person ohne Schwierigkeit in den Lastträger einsteigen kann, und über Steuereinrichtungen verfügt. Diese Richtlinie gilt allgemein für Aufzüge, deren Lastträger ohne Schwierigkeit von einer Person eingestiegen werden kann, ausschließlich Baustellenaufzüge u.a. Im „Anhang VII - Technische Unterlagen für Maschinen“ werden das Verfahren für die Erstellung und der Umfang der technischen Unterlagen beschrieben.

Die neunte Verordnung zum Geräte- und Produktsicherheitsgesetz (9. ProdSV oder Maschinenverordnung) gilt für das Inverkehrbringen und die Inbetriebnahme von Maschinen, auswechselbare Ausrüstungen, Sicherheitsbauteilen, Lastaufnahmemitteln, Ketten, Seilen und Gurten, abnehmbaren Gelenkwellen und unvollständigen Maschinen. [24]

Die Maschinenrichtlinie 2006/42/EG änderte die Aufzugsrichtlinie (AufzR). Damit wurde eine Abgrenzung zwischen Maschinen- und Aufzugsrichtlinie geschaffen: alle Hebezeuge mit einer

Geschwindigkeit bis zu 0,15 m/s unterliegen nicht der Aufzugsrichtlinie. Aufzüge für die Beförderung von Personen, Personen und Güter oder nur Güter über die genannte Geschwindigkeit sind doch davon betroffen. In der Aufzugsrichtlinie werden Begriffe definiert und wesentliche Themen wie Gesundheitsschutz, Sicherheitsanforderungen und Sicherheitsbauteile erläutert.

Die zwölfte Verordnung zum Geräte- und Produktsicherheitsgesetz (12. ProdSV oder Aufzugsverordnung) setzt die Aufzugsrichtlinie in nationales Recht um [26].

Die „Technische Regeln für Aufzüge“ (TRA) wurden im März 2011 für ungültig erklärt. An deren Stelle gelten nun die Technischen Regeln für Betriebssicherheit (TRBS).

Die Europäische Normenreihe 81 (EN 81) ist der allgemeine Begriff für „Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen“. Diese Norm besteht aus mehreren Teilen, die sich auf spezifischere Bereiche wie z.B. „Teil 3 - Elektrisch und Hydraulisch betriebene Kleingüteraufzüge“, „Teil 20 Personen- und Lastenaufzüge“ oder „Teil 50 Konstruktionsregeln, Berechnungen und Prüfungen von Aufzugskomponenten“ beziehen. Für diese ständig überwachte und überarbeitete Normenreihe ist CEN (Comité Européen de Normalisation), Technisches Komitee 10 (TC10) zuständig. Diese Normen werden von Experten aus den verschiedensten Kreisen erarbeitet, vom Hersteller bis zu Prüforganisationen. Dadurch ist gewährleistet, dass die Bearbeitung der Normen unter Berücksichtigung aller Interessenvertreter stattgefunden hat. Die EN 81-Reihe wird in vielen Ländern der Welt angewendet. Aufgrund dieser weltweiten Anerkennung gibt es den Plan, die EN 81-20 und die EN 81-50 bis zum Jahre 2020 jeweils in eine eigene ISO-Norm zu überführen [61].

Die Norm EN 81-20 bezieht sich auf die Konstruktion eines Aufzuges und auf die technischen Eigenschaften. Es werden viele Aspekte geregelt: die Temperatur im Schacht und ihre Beleuchtung, die Nennlast und ihre entsprechende größte Nutzfläche des Fahrkorbes, u.a. [21]. Sie stellt auch fest, welche Unterlagen nach Fertigstellung in einem Aufzugsbuch dem Betreiber übergeben werden müssen:

Technische Daten des Aufzugs

- Angaben über die Seile
- Angaben über Bauteile, für die der Nachweis einer Baumusterprüfung erforderlich ist
- Anlagenzeichnung
- elektrische Schaltpläne
- Aufbewahrungsmöglichkeit für die Prüfprotokolle der wiederkehrenden Prüfungen oder Sonderprüfungen

Die Norm EN 81-50 regelt, wie die Prüfung von Aufzügen und den einzelnen Komponenten erfolgen muss.

Die Technischen Regeln für Betriebssicherheit (TRBS) geben den Stand der Technik wieder und konkretisieren die BetrSichV hinsichtlich der Ermittlung und Bewertung von Gefährdungen [61].

Die DGUV Information 209-053, ehemals Berufsgenossenschaftliche Information Nr. 779, kurz BGI 779, befasst sich mit Tätigkeiten an Aufzugsanlagen, die der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG und der Aufzugsrichtlinie 2014/33/EU entsprechen. Sie findet keine Anwendung beispielsweise auf Bauaufzüge, Fassadenbefahranlagen oder Fahrtreppen/Fahrsteigen [3]. Diese Information ist daher für diese Arbeit nicht relevant.

In den Landesbauordnungen (LBO) gibt es für den Bau von Gebäuden Vorschriften für technische Gewerke. Eckpunkte sind auch für die Aufzugsanlagen definiert. Jedes Bundesland hat eine eigene Landesbauordnung und ihre Aufgaben zum Aufzug sind nicht in allen LBO's identisch, müssen aber trotzdem erfüllt werden.

Die ISO-Normen sind eine neben den Europäischen Normen auch relevante Reihe von internationalen Normen. Sie sind wichtig für im internationalen Bereich tätige Hersteller von Aufzugsanlagen und Komponentenlieferanten. Es gibt aber für bestimmte Themen nur eine ISO-Norm.

Die europäischen Normen EN 81-20 und EN 81-50 sollen in eine ISO Norm überführt werden, weil sie schon in vielen Länder der Welt verwendet werden [61].

Es gibt auch sich speziell auf Bauaufzüge beziehende Normen. Die DIN EN 12158 „Bauaufzüge für den Materialtransport“ besteht aus zwei Teilen.

Der Teil 1 „Aufzüge mit betretbarer Plattform“ enthält sicherheitstechnische Festlegungen. Sie konkretisiert einschlägige Anforderungen von Anhang I der EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG an erstmals im Europäischen Wirtschaftsraum (EWR) in Verkehr gebrachte Maschinen, um den Nachweis der Übereinstimmung mit diesen Anforderungen zu erleichtern. Als Harmonisierte Norm im Amtsblatt der Europäischen Union kann der Hersteller bei ihrer Anwendung davon ausgehen, dass er die von der Norm behandelten Anforderungen der Maschinenrichtlinie eingehalten hat (so genannte Vermutungswirkung). [15]

Von Bedeutung für diese Arbeit sind die Abschnitte 5.7 Triebwerk und insbesondere 5.7.3 Tragmittel sowie die zu erfüllenden Anforderungen und die entsprechenden Berechnungen vom Abschnitt 5.2.6 „Betriebsfestigkeitsberechnung der Komponenten des Antriebs- und Bremssystems“ im Kapitel 5.2 „Lastfälle und Berechnungen“.

Der Teil 2 „Schrägaufzüge mit nicht betretbaren Lastaufnahmemitteln“ gilt für Bauaufzüge mit Lastaufnahmemittel, das für die Fahrt in einem Winkel von mindestens 30° zur Vertikalen konstruiert ist, jedoch bei jedem Winkel eingesetzt werden kann, der zwischen der Vertikalen und der maximalen vom Hersteller erlaubten Neigung liegt. [16]

Die DIN EN 12159 „Bauaufzüge zur Personen- und Materialbeförderung mit senkrecht geführten Fahrkörben“ ist nicht anwendbar für Bauaufzüge, die nur dem Materialtransport dienen. Die

EN 12158-1 und EN 12158-2 sollen dafür verwendet werden. [17]

Die Hubarbeitsbühnen gehören auch zu den Bauaufzügen. Sie werden auch verwendet, um dieselben Personen und ihre Ausrüstung und Materialien zu und von einem einzigen Einstiegs- punkt zu bewegen. Diese Einschränkungen unterscheiden Mastgeführte Kletterbühnen von an- deren Bauaufzügen. Die internationale Norm ISO 16369 „Hubarbeitsbühnen - Mastgeführte Kletterbühnen“ legt nicht die Anforderungen für die Lieferung von Personen und Material an feste Landeebenen fest. Solche Geräte werden als Aufzüge oder Hebezeuge bezeichnet und werden von anderen internationalen Normen behandelt. Noch ein Unterschied ist auch die Be- triebsgeschwindigkeit. Die maximale Nenngeschwindigkeit beim Heben und Senken der Platt- form darf nicht mehr als 0,2 m/s betragen. [22]

2.4.2 Bauarten

Die Aufzüge werden in der Regel elektrisch-mechanisch oder hydraulisch angetrieben.

Nach TRA 230.1 dürfen als Tragmittel Drahtseile, Stahlgelenkketten, Hydraulikkolben, Spindeln und Zahnstangen verwendet werden [56].

Die meisten Aufzüge sind mit Drahtseilen oder Hydraulikhebern als Tragmittel ausgerüstet. Stahlgelenkketten haben sicherheitstechnische Nachteile und verursachen durch den Polygon- effekt einen unruhigen Lauf. Spindeln haben einen kleinen Wirkungsgrad. Sie werden deshalb wie die Ketten nur noch selten eingesetzt und nur bei kleinen Geschwindigkeiten verwendet. Zahnstangen kommen besonders für Bauaufzüge zum Einsatz. [56]

Bei Seilaufzügen werden in der Regel zwei Bauarten verwendet: Treibscheibenaufzüge und Trommelaufzüge. Treibscheibenaufzüge haben Vor- und Nachteile gegenüber Trommelaufzüge. Treibscheibenaufzüge haben mehrere tragende Seile. Dadurch bieten sich eine höhere Sicher- heit, kleinere Seildurchmesser und auch kleinere Treibscheibendurchmesser, Abtriebsmoment und Getriebe. Außerdem haben Treibscheibenaufzüge ein Gegengewicht für den Ausgleich des Fahrkorbgewichtes bzw. Teil der Nutzlast; dadurch wird die Hubantriebsleistung auf etwa ein Drittel herabgesetzt. Die Größe der Treibscheibe ist unabhängig von der Förderhöhe. Und das Überfahren der oberen Endhaltestellen ist gefahrlos. Auf der anderen Seite haben Treibschei- benaufzüge auch Nachteile gegenüber Trommelaufzügen. Es gibt mehr Verschleiß an der Treib- scheibe und die Lebensdauer der Seile ist kleiner. Es besteht einen größeren Platzbedarf im Schacht (wegen des Gegengewichts) und die Standortmeldung wegen des Seilschlupfes auf der Treibscheibe ist aufwändiger.

Die genannten wirtschaftlichen und sicherheitstechnischen Vorteile von Treibscheibenaufzügen sind so bedeutend, dass der Treibscheibenaufzug den Trommelaufzug praktisch verdrängt hat.

Hydraulische Aufzüge gibt es auch in zwei Ausführungen: mit direktem oder indirektem An- trieb. Bei direktem Antrieb wird der Fahrkorb unmittelbar durch Kolben getragen. Im Gegensatz dazu, wird bei indirektem Antrieb die Bewegung des Hydraulikkolbens über Seile oder Ketten

weitergeleitet und meist durch umgekehrte Flaschenzüge übersetzt. [56]

Hydraulische Aufzüge finden bis zu einer Förderhöhe von etwa 25 m Verwendung. Für längere Förderhöhen sind sie nicht mehr geeignet, weil zum einen die Kolben durch große Förderhöhen für die Montage unhandlich werden und zum anderen das System an seine Grenzen kommt.

Das optimale Einsatzgebiet ergibt sich bei großen Lasten über kurze Wege zum Beispiel als Lastenaufzug [61].

Zahnstangen werden vor allem bei Bauaufzügen eingesetzt. Ihr Vorteil als Tragmittel besteht darin, dass sie auf einfache Weise verlängert werden können. Weil die Fahrbahn von Bauaufzügen entsprechend dem Baufortschritt mehrfach wachsen muss, wird gerade diese Eigenschaft verlangt.

Die Antriebswinde, die mit einem Ritzel in die Zahnstange eingreift, ist am Fahrkorb befestigt. Der Fahrkorb ist regelmäßig durch Rollen an dem Tragbaum oder -schiene geführt, der auch die Zahnstange enthält. Oft werden zwei Winden übereinander angeordnet, von denen jede mit einem Ritzel in die Zahnstange eingreift. Es kann auch sein, dass auch jede mit einer Bremse ausgestattet ist, die allein den voll beladenen Fahrkorb abbremsen kann.

Im Gegensatz zur üblichen Fangvorrichtung, wird bei den Zahnstangenaufzügen meist eine Fangbremse verwendet, die mit einem weiteren Ritzel verbunden ist. Dieses Ritzel rollt im Normalbetrieb auf der Zahnstange kraftlos ab. Bei Übergeschwindigkeit kommt die Fangbremse zur Wirkung. [56]

2.4.3 Anwendungsbereiche

Wie oben genannt sind Drahtseile mit Umlenkrollen die am häufigsten verwendeten Elemente zur Kraftübertragung für den Vertikaltransport. Trotzdem gibt es viele andere Beispiele mit anderen Lösungen und sie werden im Folgenden erläutert.

Der Antrieb von vereinfachten Güteraufzügen (VGA) erfolgt wahlweise mit einem hydraulischen Aggregat oder mit einem Elektromotor als Seilaufzug.

Unterfluraufzüge werden nur als hydraulischer Aufzug gebaut.

Noch ein Einsatzbeispiel ist die Plattform von den Hubbühnen oder PKW-Aufzügen, die mittels zwei Hydraulikheber angehoben oder gesenkt werden.

Die Förderung der verschiedenen Fahrkörbe von einem Personen-Umlauf-Aufzug (Paternoster) erfolgt über eine Kette, die sich endlos zwischen zwei Umlenkräder bewegt. Diese Art von Aufzügen darf nicht mehr in Betrieb sein [45].

Noch eine Ausführungsmöglichkeit bieten die Trommelaufzüge, deren Vorteil die maximale Ausnutzung des Fahrkorbs ist, da kein Gegengewicht benötigt wird. Im Gegensatz dazu, brauchen Seilaufzugsanlagen ein Gegengewicht und so muss der Fahrkorb kleiner gebaut werden.

Für Rollstuhlaufzüge verwendet man in der Regel einen Zahnstangenantrieb mit einem kleinen

Gewindegang.

Treppenlifte sowie Rollstuhl-Schrägaufzüge werden an einem Geländer entlang von Treppen montiert. Dadurch ist die Fahrbahn bestimmt. Der Antrieb kann für gerade sowie kurvige Fahrbahnen aus einem Motor mit angebautem Zahnrad bestehen, der sich an einer Zahnradbahn fortbewegt. Trotzdem wird ein Zahnstangenantrieb normalerweise bei geraden Fahrbahnen verwendet. Während eine Zahnstange bei geraden Strecken einen reibungslosen Betrieb ermöglicht, funktioniert sie bei kurvigem Treppenverlauf nicht zufriedenstellend. Im Bereich der Fahrbahnkurve greifen die Zahnräder und die Zahnstange nicht mehr spielfrei ineinander und der Lift beginnt zu vibrieren. Deswegen wird der Treppenlift bei kurvigen Fahrbahnen über beschichtete Anpressrollen an zwei parallel verlaufenden Rohren geführt [71].

Was den Bereich dieses Projekts genauer betrifft, sind Bauaufzüge. Bis zu einer Belaghöhe von 8 m können doch die Bauteile von Hand weitergereicht werden. Werden Gerüstelemente von Hand vertikal transportiert, sind die genutzten Gerüstlagen mit Geländer- und Zwischenholm zu sichern. Für Gerüste über 8 m Höhe sind aber Bauaufzüge vorgeschrieben. Gerüstteile dürfen nicht geworfen werden. [39]

Für den Materialtransport werden in der Regel Zahnstangenaufzüge gegenüber Seilauflügen verwendet. Gründe dafür sind [67]:

- einfacher Aufbau
- hohe Sicherheit im Betrieb
- Robustheit
- leichtes Handling

Sie werden beim Bau von hohen Gebäuden eingesetzt und bestehen aus einem Rohrgerüst, an dem der Fahrkorb befördert wird. Dieses Gerüst wird an der Außenwand der Gebäude im Freien befestigt. Die Ausführung ist sehr robust und einfach. Hauptunterschied zu anderen Bauarten ist, dass sie je nach Baufortschritt des Gebäudes mitwachsen. Das ist eine entscheidende Anforderung bei der Auswahl der Ausführung in **Kapitel 3.2.2**. In der Fachsprache werden sie Zahnstangenaufzug genannt, da sie mittels Zahnräder entlang von einer am Rohrgerüst befestigten Zahnstange angetrieben werden [57]. Ein Einsatzbeispiel ist im **Bild 2.1** zu sehen.



Bild 2.1: Renovierung der Frauenkirche und dazu verwendeter Zahnstangenaufzug [70]

Was die Struktur angeht, werden in der Regel im Gerüstbau ein oder zwei Segmentmasten verwendet. Diese Segmente oder Mastteile sind aus Aluminium oder Stahl und verfügen über eine integrierte Zahnstange.

Es stehen mehrere Methoden zur Verfügung, um Komponenten anzuordnen, zu montieren und den Leerraum zwischen zwei Zahnstangen zu überwinden, die im **Abschnitt 2.5.4** ausführlich beschrieben werden.

2.4.4 Vertikaltransportbeispiele und weitere technische Lösungen

Neben den bekanntesten Aufzügen und Lösungen gibt es auch mehrere Patente und Artikel mit Techniken für den vertikalen Materialtransport.

Um die Gravitationseffekte zu überwinden, wurden mehrere Studien mit verschiedenen Methoden durchgeführt, wie z.B. Seilwinden und Führungsschienen.

Im Bereich der Fassadeninstandhaltung verwenden die meisten Robotersysteme eine Seilwinde, die auf dem Dach installiert ist, um die Vertikalbewegung des Roboters zu steuern [30, 36, 48]. In [48] fügen die Autoren noch eine zweite Bewegungsrichtung hinzu, indem der Roboter sich mittels eines Elektromotors entlang horizontale an der Fassade eingebaute Schienen bewegt. Dies ist möglich, weil der Roboter aus einem vertikalen Roboter und einem horizontalen Roboter besteht. Beide lassen sich auf eingebauten Führungsschienen führen, um die Pendelbewegung im Gegensatz zu rein seilgetriebenen Robotern einzuschränken. Sie bieten einen sicheren Kontakt zur Gebäudewand.

Im vorigen Beispiel werden die vertikalen Schienen verwendet, um den Roboter in einem bestimmten Abstand von der Gebäudewand zu halten. Die für das System von [49] verwendete Vertikalschiene hat eine ähnliche Form, ist aber mit Äquidistanzlöchern anstelle von Windenseilen ausgestattet. Die Vertikaleinheit hat einen Inch-Wurm-Mechanismus, der aus einem prismenförmigen Aktuator und zwei Haken besteht. Die Löcher an der Vertikalschiene dienen als Aufhängepunkte für die Haken. Der Hakenmechanismus erleichtert die Andock- und Transport-

arbeiten durch exakte Positionskontrolle. Klettern zwischen den Etagen wird durch den Inch-Wurm-Mechanismus ausgeführt. Dadurch kann auf eine Seilwinde verzichtet werden. Diese Lösung besteht aus einem vertikalen Kletterroboter und einem horizontal beweglichen Roboter. Der vertikale Roboter hebt wie im vorigen Beispiel den horizontalen Roboter in vertikaler Richtung an.

Im Bereich der Baubranche gibt es auch Roboter zur Erleichterung verschiedener Aufgaben. Die prototypische JA-WA-Technologie [63] ist für die automatische Betonverlegung von Verbundwänden vorgesehen, bei der eine vor Ort montierte Gerüstschiene und ein mobiler Roboter, der sich mit einem Injektor entlang des Gerüsts bewegt, zum Einsatz kommen. Die vertikale Bewegung des Roboters erfolgt über zwei Zahnstangen mit Ritzelantrieb.

Zahnstangen werden seit langem verwendet, nicht nur für Vertikalaufzüge, sondern auch in anderen Einsatzbereichen wie Zahnradbahnen, U-Bahn- oder S-Bahn-Türen oder Zahnstangenlenkungen. Sie sind eine entwickelte und verbreitete Technologie.

2.5 Verzahnungen

2.5.1 Arten

Sie können laut Niemann [50] in diese Gruppen eingeteilt werden:

- Evolventenverzahnung
- Nichtevoventische Verzahnungen
 - Zykloidenverzahnung
 - Kreisbogenverzahnung
 - Triebstockverzahnung
 - Wildhaber/Novikov-Verzahnung (W/N-Verzahnung)

2.5.1.1 Zykloidenverzahnung

Die Flankenformen entstehen durch Abwälzen zweier Rollkreise auf den Wälzkreisen. Diese Art von Verzahnung wird kaum noch angewendet, weil eine genaue Herstellung schwierig und teuer ist (für jede Zähnezahl wird ein eigener Wälzfräser gebraucht und es gibt zum Teil Hohlflanken). Außerdem ist die Zykloidenverzahnung empfindlich gegen Achsabstandsabweichungen und nicht momententreu. [32] Die Vorteile dieser Verzahnung sind große Übersetzungen (kleine Mindest-Zähnezahle), günstigere Schmiegun (konkav/konvex) und damit geringere Flankenpressung als bei Evolventenverzahnung erreichbar. Diese war die erste Verzahnungsart, die im 19. Jahrhundert industriell eingesetzt wurde [53]. Die Anwendung beschränkt sich auf Flügel von Kapselpumpen und -gebläsen, Zahnstangenwinden, Drehkränze mit Triebstockverzahnung und die Uhrmacherei. Die Wälzpressung und Zahnfußbeanspruchung berechnet man nach den gleichen Grundsätzen wie bei der Evolventenverzahnung. [50]

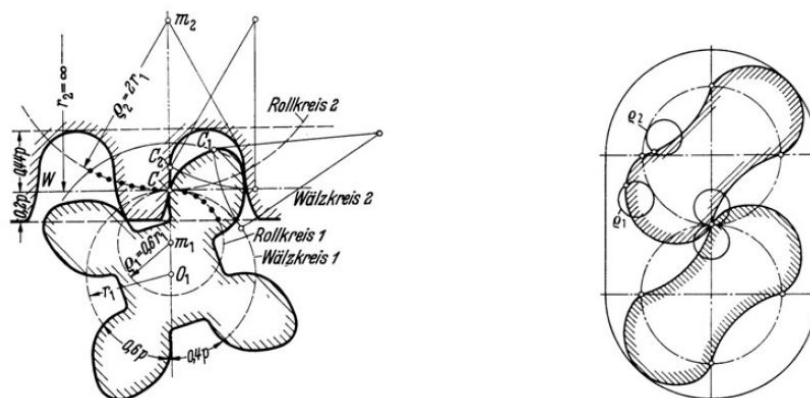


Bild 2.2: Zykloidenverzahnung [50]

2.5.1.2 Triebstockverzahnung

Bei Abwälzen von W_2 auf W_1 beschreibt M die Kurve Z (**Bild 2.3**). Die Äquidistante mit dem Bolzenradius ergibt die Ritzelflanke. Diese Verzahnung wird für Drehkränze bei großen Durchmessern und rauem Betrieb oder Hebezeugen wie Zahnstangenwinden angewendet, nur bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten (bis ca. 1 m/s). Der Großradkranz ist einfach herstellbar auch bis zu den größten Abmessungen. Die Ritzelverzahnung wird häufig durch Formfräsen erzeugt. Die Zahnform kann auch durch eine Evolvente angenähert werden und dann mit einem gerad-flankigen Wälzwerkzeug hergestellt werden. Das Kriterium für die Berechnung dieser Verzahnungsart ist die Hertzsche Pressung p_H . [50]

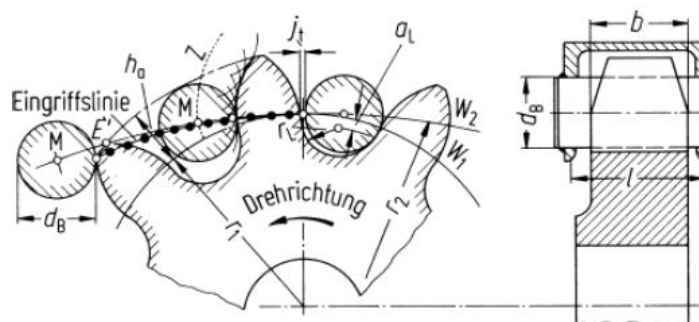
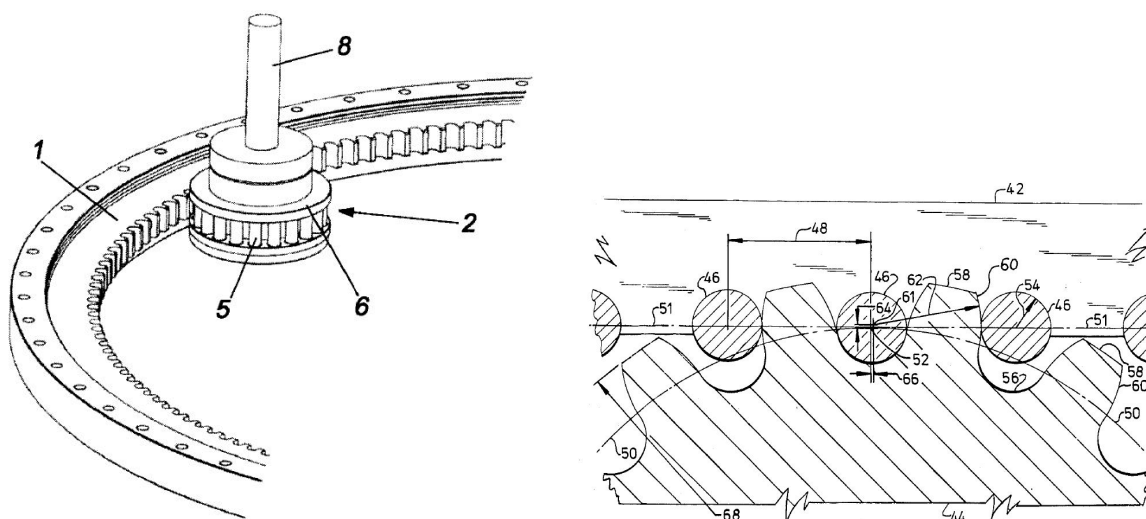


Bild 2.3: Triebstockverzahnung [32]

Die Evolventenverzahnung ist weit verbreitet und ist von Vorteil bei Anwendungen, in denen große Kräfte und Geschwindigkeiten in Einsatz kommen. Sie hat aber den Nachteil, dass sie ein beträchtliches Spiel und damit eine erhebliche Ungenauigkeit bei der Übertragung von Kräften oder Präzisionsbewegungen aufweist.

Der Ritzelkranz der Erfindung von Tecnogiro S.L. [44] ist für solche Anwendungen konzipiert, die eine hohe Präzision bei niedrigen Geschwindigkeiten zwischen Ritzel und Krone erfordern. Die Verzahnung ist so gestaltet, dass immer drei Rollen mit dem Zahn der Krone in Kontakt

stehen (**Bild 2.4b**). So wird das minimale Spiel zwischen den beiden Teilen erreicht. Die drei Kontaktpunkte verhindern alle möglichen freien Bewegungen und beseitigen das Zahnspiel. Der Zahnfuß des Kronrades weist eine halbkreisförmige Geometrie mit dem gleichen Durchmesser wie die Rollen auf. So kann der Eingriff der drei Rollen gleichzeitig erfolgen. Präzise Bewegungen mit bis zu 3,05 m/s bei weniger als 0,0076 mm Zahnspiel werden in der Portalausführung bei der Fertigung erreicht [35]. Die Rollen des Ritzels können frei um ihre Längsachse drehen. So wird ein maximaler Oberflächenkontakt bei minimaler Reibung gewährleistet. Ein ähnliches Konzept für eine Krone mit Außenverzahnung bietet auch das Patent von Hein [33] der amerikanischen Firma Nexen Group Inc. Die Ritzel von denen werden nach DIN9409 [18] mit Flanschen montiert, was die Auswahl des Getriebes und die Montage des Ritzels erleichtert.



(a) Ausführung eines Lagerzahnrad mit Krone mit Innenverzahnung [44]

(b) Darstellung des Kontakts des Patents von Kerkhoff [35]

Bild 2.4: Lagerzahnradausführung und Geometrie

Eine detaillierte Darstellung der Vorteile eines Lagerzahnrad bietet das Patent von Knotts [37]. Sie ist im **Bild 2.5** zu sehen. Der rotierende Kontakt der ineinandergreifenden Lagerzähne in einem Lagerzahnrad ermöglicht eine Erhöhung der Materialauswahl, die bei der Konstruktion dieser Zahnräder verwendet wird. Es gibt zahlreiche Vorteile, wenn man den Gleitkontakt des konventionellen Zahnrads durch den Wälzkontakt des Lagerzahnrad ersetzt: Energie Einsparungen durch den Unterschied zwischen Gleit- und Rollreibung, Erhöhung der Anzahl der geeigneten Fertigungsmaterialien und der verwendbaren Fertigungsprozesse, leichtere Strukturen können hergestellt werden, engere Toleranzen bei der Zahngeometrie und Zahnpositionierung, Senkung der Gesamtkosten in der Fertigung, schnellere Bau- und Lieferzeiten von Ersatzteilen, Reduzierung der Betriebsgeräusche, Reduzierung des Schmierstoffwiderstandes, größere Toleranz gegenüber Stoßbelastungen, Toleranz gegenüber Fremdkörperverschmutzung und kleinere und höher belastende Radsätze können hergestellt werden. Was die Materialien angeht, die Verwendung von verschiebungs- und stoßfesten Materialien und Strukturen wie Elastomer-, Kunststoff-, oder ähnliche Materialien bietet andere Vorteile wie kostengünstigere oder leichtge-

wichtige Baugruppen, deutlich leisere Getriebesätze durch höhere Geräuschabsorptions- und Schwingungsdämpfungsfähigkeiten, Eliminierung hoher Spannungsbelastungen, besseren Widerstand gegen ungünstige Betriebsumgebungen wie hohen Schmutz, hohe Korngröße, hohe Feuchtigkeit und sogar korrosive Umgebungen.

Die mögliche Verwendung von alternativen Materialien bestätigt die Firma Nexen Group mit ihrem sich im Markt befindendem Produkt. Nicht nur Zahnstangen aus Stahl werden angeboten. Die Versa Zahnstange ist aus einem selbstschmierenden Thermoplast hergestellt. Sie ist ideal in schmutzigen Umgebungen, Reinräumen oder in der Lebensmittel- und Pharmaproduktion, da es ohne Schmierung bis zur maximalen Geschwindigkeit von 2,0 m/s betrieben werden kann. Sie verfügt über eine extrem hohe Korrosionsbeständigkeit, eine hohe Lebensdauer, ein niedrigeres Gewicht und niedrigere Kosten. [72] Im Vergleich zu den Lösungen aus Stahl, hat die Thermoplastzahnstange eine schlechtere Positionierungs- und Wiederholgenauigkeit. Anwendungen in der Materialförderung wie Förderer und Kommissioniersysteme erfordern im Allgemeinen eine hohe Dauerhaftigkeit und einen geringen Wartungsaufwand, während keine hohe Genauigkeit erforderlich ist. Thermoplastische Zahnstangen passen sehr gut zu dieser Anwendung, vor allem wegen ihres geringen Wartungsbedarfs und ihrer niedrigen Kosten. [65]

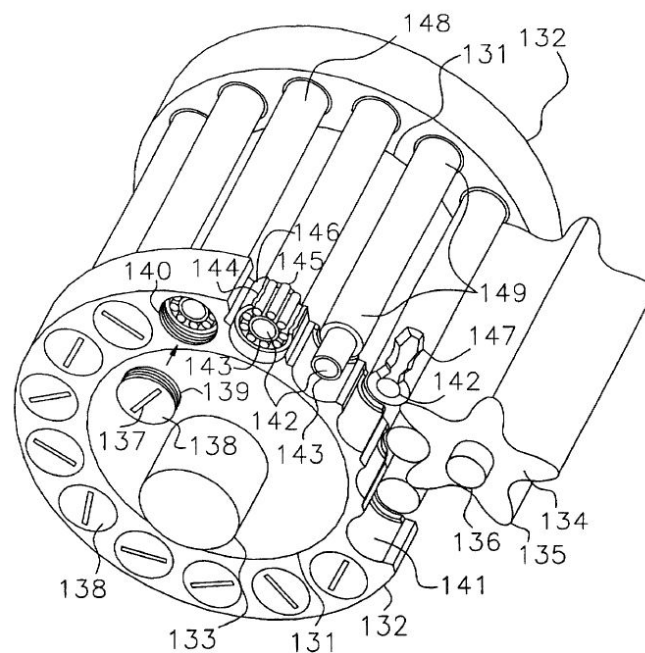


Bild 2.5: Konstruktion des Rollen-Ritzels [37]

Im Patent von Imase [34] werden Veränderungen bei der Verzahnung der Zahnstange hinzugefügt, um Stöße und Vibrationen zu verringern. Dadurch ist die Bahn jeder Rolle des Ritzels von einer Zykloidenbahn zu einer Trochoidenbahn. Der Nachteil davon ist der Verlust an Präzision der Positionierung.

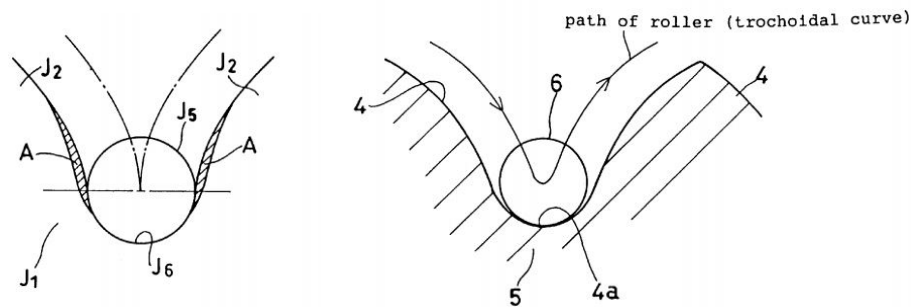


Bild 2.6: Geometrie der Verzahnung des Patents von Imase [34]

2.5.1.3 Wildhaber-Novikov-Verzahnung (W-N-Verzahnung)

Die Ritzelflanke besteht aus einem konvexen Kreisbogen und die Radflanke aus einem konkaven Kreisbogen um den Wälzpunkt. Eine Berührung erfolgt auf dem gesamten Kreisbogen nur in dieser Eingriffsstellung. Keine Profilüberdeckung ist vorhanden. Eine gleichmäßige Bewegungsübertragung ist nur durch Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung möglich. Das übertragbare Moment ist bei dieser Verzahnung größer mit besserer Leistung. Ihre Herstellung ist jedoch teurer. [53]

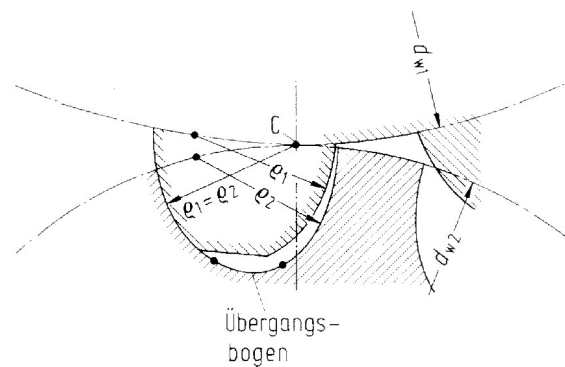


Bild 2.7: Wildhaber-Novikov-Verzahnung [32]

2.5.1.4 Evolventenverzahnung

Die für den Eingriff ausgenutzten Teile der Zahnflanken sind Kreisevolventen. Die Zahnflanken der Außenräder sind konvex und die der Hohlräder sind konkav. Bei unendlich großer Zähnezahl, werden sie zu Geraden (Zahnstange). Das geradflankige Bezugsprofil (**Bild 2.8**) ist für den Maschinenbau in DIN 867 genormt.

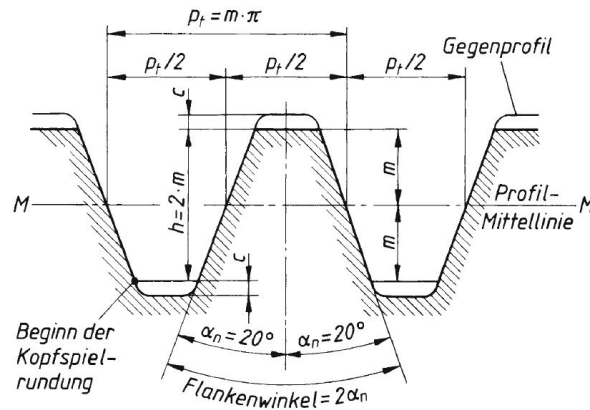
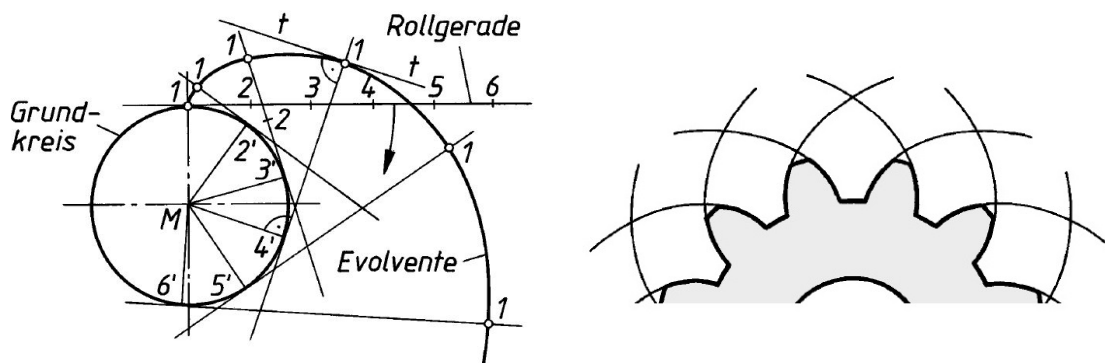


Bild 2.8: Bezugsprofil der Evolventenverzahnung [28]

Die Eingriffslinie ist eine Gerade unter Eingriffswinkel α . Kreisevolventen sind Kurven, die einen Punkt einer Geraden beschreiben, die auf einem Kreis, dem Grundkreis, abrollt **Bild 2.9** [64].



(a) Kreisevolvente

(b) Evolventen am Stirnrad

Bild 2.9: Evolvente [64]

Nur zwei Arten von diesen Verzahnungen haben eine praktische Bedeutung bei der Konstruktion und Herstellung von Zahnrädern gehabt: die Zykloidenverzahnung und die Evolventenverzahnung. Sie haben nämlich besonders einfache Eingriffslinien und deren Flanken lassen sich mit höchster Genauigkeit mit verhältnismäßig einfachen Mitteln fertigen. Im 19. und 20. Jahrhundert verdrängte das Evolventenprofil die Zykloidenverzahnung aufgrund ihrer unbestreitbaren Vorteile in der Antriebstechnik. Die Entwicklung der Verzahnungsherstellung durch Wälzverfahren führte zu diesem Ersatz, weil die Zahnflanken des Bezugsprofils (Zahnstange) gerade sind.

Vergleich zwischen Zykloidenverzahnung und Evolventenverzahnung [53]:

EINGRIFFSWINKEL, α . Bei der Evolventenverzahnung ist dieser konstant, während er bei der Zykloidenverzahnung variabel ist. Das ist eine Vibrationsquelle.

BEZUGSPROFIL. Bei der Evolventenverzahnung sind die Flanken des Bezugsprofils (Zahnstange) gerade. Geradflankige Werkzeuge sind einfacher und präziser herzustellen, zu schärfen

und zu messen. Dadurch sind sie günstiger. Bei der Zykloidenverzahnung sind die Flanken bogenförmig.

ACHSABSTANDSABWEICHUNGEN ODER -VERÄNDERUNGEN. Das Verzahnungsgesetz ist bei der Evolventenverzahnung bei kleinen Achsabstandsabweichungen immer noch erfüllt. Montagefehler sind weniger kritisch. Für die Zykloidenverzahnung bedeutet eine Veränderung des Achsabstandes die Nichterfüllung des Verzahnungsgesetzes.

TRAGFÄHIGKEIT. Die Evolventenverzahnungen sind gegen Zahnbruch widerstandsfähiger. In der Regel sind jedoch Zykloidenverzahnungen besser gegen Oberflächenermüdungsereignisse (kleinerer Verschleiß und größere Belastbarkeit).

Die Vorteile der Evolventenverzahnung sind viele. Sie bietet ein einfaches, genaues Herstellen von unterschiedliche Zahnformen (Wälzwerkzeuge mit geraden Schneidkanten, für alle Zähnezahlen einsetzbar, ohne oder mit Profilverschiebung). Sie hat Satzradereigenschaften, d.h. beliebige Räder mit gleichem Modul können gepaart werden. Eine sehr wichtige Eigenschaft ist die gleichförmige Bewegungsübertragung auch bei Achsabstandsabweichungen. Eine Profilverschiebung zur Optimierung der Verzahnung oder des Achsabstandes kann eingesetzt werden. Und die Richtung und Größe der Zahnnormalkraft (gilt auch für die Lagerkraft) während des Eingriffs ist konstant, weil die Eingriffslinie eine Gerade ist. Das ist wichtig für einen schwingungsarmen Lauf ist.

Zu den Nachteilen gehören relativ hohe Flankenpressung bei Außenverzahnungen (geringe Belastbarkeit) und dass kleine Zähnezahlen Unterschnitt verursachen könnten.

Aufgrund ihrer schwerwiegenden Vorteile ist die Evolventenverzahnung die am häufigsten benutzte Verzahnungsart. Ihre Geometrie und Berechnung sind weit verbreitet und umfangreich genormt.

2.5.2 Kontakt und Geometrie

Die im **Bild 2.10** zu sehende Bahn, die der Eingriffspunkt B vom Beginn über C bis zum Ende des Eingriffs beschreibt, wird als Eingriffslinie bezeichnet. Sie ist somit der geometrische Ort aller Eingriffspunkte B , deren gemeinsame Normale $n - n$ durch den Wälzpunkt C geht. Ihr Verlauf ist durch das Verzahnungsgesetz festgelegt. Bei der Evolventenverzahnung ist die Eingriffslinie eine Gerade und sie tangiert die Grundkreise der gepaarten Zahnräder, wie es im **Bild 2.11** zu sehen ist.

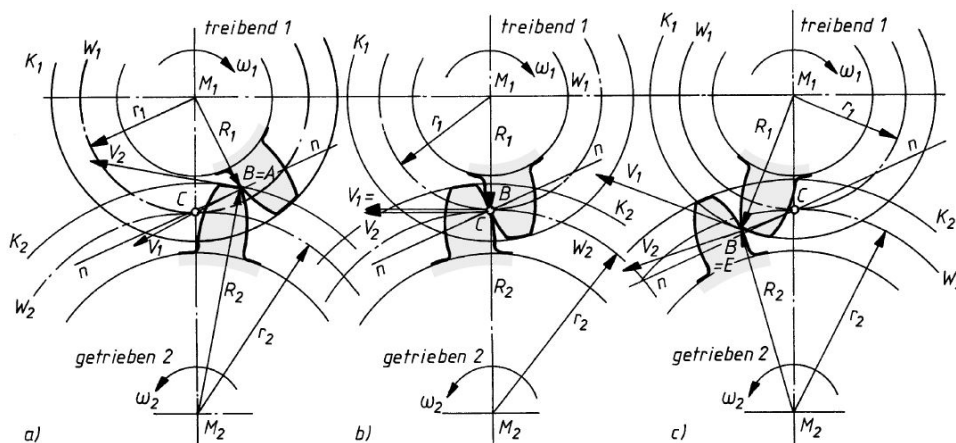


Bild 2.10: Eingriffsstellungen und Umfangsgeschwindigkeiten bei einem Außenradpaar. a) bei Beginn $v_1 < v_2$, b) in der Mitte $v_1 = v_2$, c) am Ende des Eingriffs $v_1 > v_2$ [64]

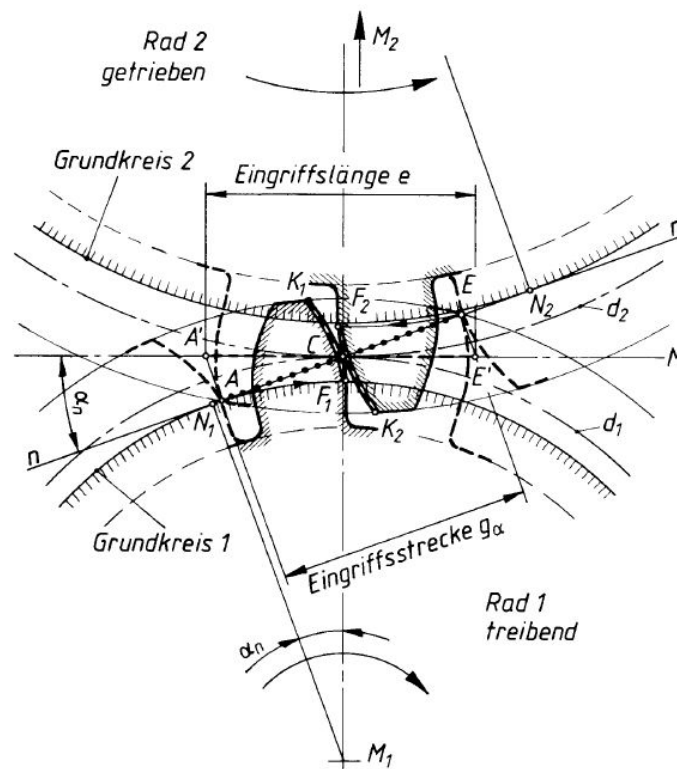


Bild 2.11: Evolventen-Außenverzahnung [28]

Die Geometrie des Kontakts zwischen Ritzel und Zahnstange wird aus den im **Kapitel 2.5.1** genannten Vorteilen ausschließlich für die Evolventenverzahnung erklärt, wobei manche Parameter allgemein gültig sind.

Die Nenngrößen einer Evolventen-Zylinderradverzahnung sind eindeutig festgelegt durch den Durchmesser des Teilzylinders, die zugehörige Bezugszahnstange und deren Lage zum Teilkreis. Die Nennmaße sind durch folgende voneinander unabhängige Angaben bestimmt, die sogenannte Verzahnungsbestimmungsgrößen [20]:

- Zähnezahl, z
- Verzahnungs-Bezugprofil;
- Normalmodul, m_n ;
- Schrägungswinkel, β , und Flankenrichtung;
- Profilverschiebungsfaktor, x ;
- Kopfkreisdurchmesser, d_a ;
- Zahnbreite, b .

SCHRÄGUNGSWINKEL β . Bei Schrägstirnrädern sind die Zähne auf dem Radzylinder schraubenförmig gewunden und bilden am Teilkreis mit der Radachse den Schrägungswinkel β . Sie werden bei höheren Drehzahlen und Belastungen verwendet. Sie bieten einen ruhigen, geräuscharmen Lauf. Aufgrund ihrer Geometrie erzeugen sie jedoch eine Axialkraft und sie sind teurer zu herstellen.

Für kleinere bis mittlere Umfangsgeschwindigkeiten ($v < 5 \text{ m/s}$) werden für Universalgetriebe, Hebezeuge, Winden und andere Einsätze Geradstirnräder verwendet, d. h. Stirnräder mit $\beta = 0^\circ$. Sie erzeugen im Gegensatz zu Schrägstirnrädern keine Axialkraft, sind jedoch bei hohen Drehzahlen hinsichtlich Laufruhe und Geräuschbildung ungünstiger.

TEILUNG p . Die Grundkreisteilung p_b ist der Abstand zweier benachbarter Zähne auf dem Grundkreis und ist nach **Gleichung (2.1)** zu berechnen. Die Grundkreisteilung p_b ist gleich der Eingriffsteilung p_e . [40]

$$p_b = m\pi \cos \alpha_n \quad (2.1)$$

EINGRIFFSWINKEL α_n . Winkel zwischen Tangente am Wälzkreis in C und der jeweiligen Eingriffsnormalen.

Ändert sich der Achsabstand, passt sich die Geometrie an und die Wälzkreise und Betriebseingriffswinkel ändern sich. Sie können nach **Gleichung (2.8)** und **Gleichung (2.7)** berechnet werden.

GRUNDKREISRADIUS r_b .

$$r_b = r \cos \alpha_n \quad (2.2)$$

ACHSABSTAND a .

$$a = r_{w1} + r_{w2} = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_n}{2 \cos \alpha_w} \quad (2.3)$$

NENNCHSABSTAND a_d .

$$a_d = r_1 + r_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (2.4)$$

KOPFKREISRADIUS r_a .

$$r_{a1} = a + m(1 - x_2) - r_2 \quad (2.5)$$

$$r_{a2} = a + m(1 - x_1) - r_1 \quad (2.6)$$

Wo x_1 und x_2 sind die Profilverschiebungsfaktoren für Ritzel und Zahnstange.

BETRIEBSEINGRIFFSWINKEL α_w .

$$\cos \alpha_w = \cos \alpha_n \frac{a_d}{a} \quad (2.7)$$

WÄLZKREISRADIUS r_w .

$$r_w = \frac{r_b}{\cos \alpha_w} \quad (2.8)$$

EINGRIFFSSTRECKE g_α . Für den Eingriff ausgenutzter Teil \overline{AE} der Eingriffslinie. Normalerweise ist sie durch die Kopfkreise begrenzt. Bei unterschrittenen Zähnen bei kleinen Zähnezahlen wird sie schon vorher begrenzt.

Der Eingriff verläuft längs der Eingriffsstrecke. Die Zahnstange verschiebt sich dabei um die Eingriffslänge $e = \overline{A'E'} = \overline{AE} / \cos \alpha_n$.

EINGRIFFSLÄNGE e . Von Beginn bis Ende des Eingriffs durchlaufener Drehweg A_1 bis E_1 auf dem Wälzkreis (**Bild 2.11**).

PROFILÜBERDECKUNG ϵ_α . Damit mindestens ein Zahnpaar ständig im Eingriff steht, muss $e > p_t$ oder die Profilüberdeckung $\epsilon_\alpha = e/p_t > 1$ sein. Berechnungen zeigen, dass bei den festgelegten Zahnhöhen (DIN 867) [14] und dem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ die Profilüberdeckung ϵ_α bei Außenverzahnungen im Bereich $\epsilon_\alpha < 1,98$ liegt. Da mindestens ein Flankenpaar zur Kraftübertragung benötigt wird und dieses mit einer Mindestsicherheit gewährleistet werden soll, gilt für praktisch ausgeführte Getriebe $1,1 \leq \epsilon_\alpha < 1,98$. Dieser Wertebereich der Profilüberdeckung bedeutet, dass es einen Wechsel zwischen dem Eingriff von einem und zwei Flankenpaaren gibt. [40] Die Berechnung der Profilüberdeckung kann mit der **Gleichung (2.9)** ausgeführt werden.

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} \pm \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \mp a \sin \alpha_w}{m\pi \cos \alpha_n} \quad (2.9)$$

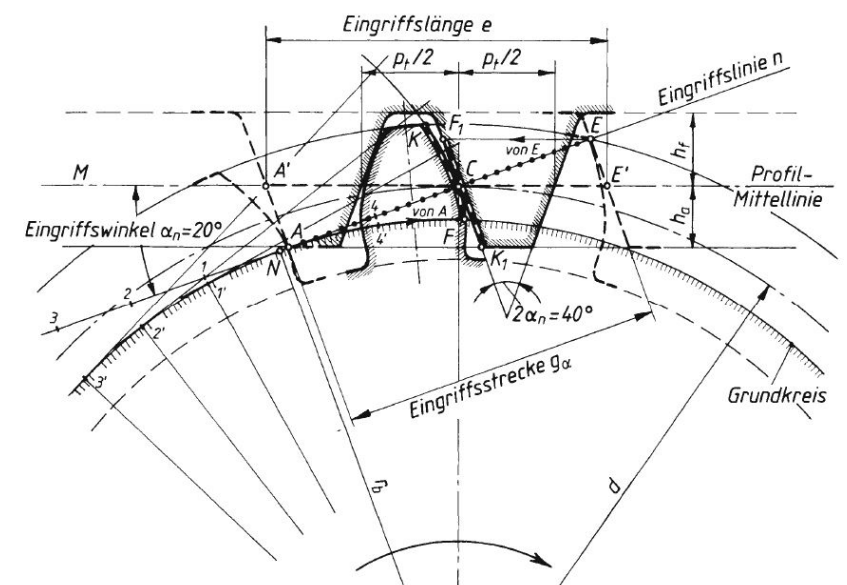


Bild 2.12: Evolventen-Zahnstangengetriebe [28]

2.5.3 Tragfähigkeit und Verschleiß

Mehrere Zahnschäden können aus unterschiedlichen Gründen auftreten. Beispiele dafür sind der Gewaltbruch, der Dauerbruch, die Grübchenbildung (*pitting*), die Grauflecken (*micropitting*), das Warmfressen, das Kaltfressen, der Abriebverschleiß oder die Risse an Zähnen, unter anderem.

Zu jeder Versagensart gibt es Abhilfemaßnahmen und einige Hinweise.

Die Werkstoffpaarung ist je nach Anwendung zu beachten. Auch die Oberflächenbehandlung spielt eine große Rolle.

Durch die Benutzung von Schmierstoffen werden die Reibungszahlen kleiner. Damit erhöht sich generell die Flanken­tragfähigkeit (gegen Grübchen, Fressen und Verschleiß). Auch wichtig sind eine geringe Flankenrauheit und große Flankenkrümmungsradien. [50]

Definitionen und Ursachen werden nach DIN 3979 [8] beschrieben.

Die in **Bild 2.13** dargestellten Grenzen bestimmen im allgemeinen die Tragfähigkeit der Zahn­räder. Die Hubgeschwindigkeit des Roboters wird unter 1 m/s sein und dadurch sind die möglichen Hauptschäden der Verschleiß, die Grübchenbildung und die Graufleckigkeit.

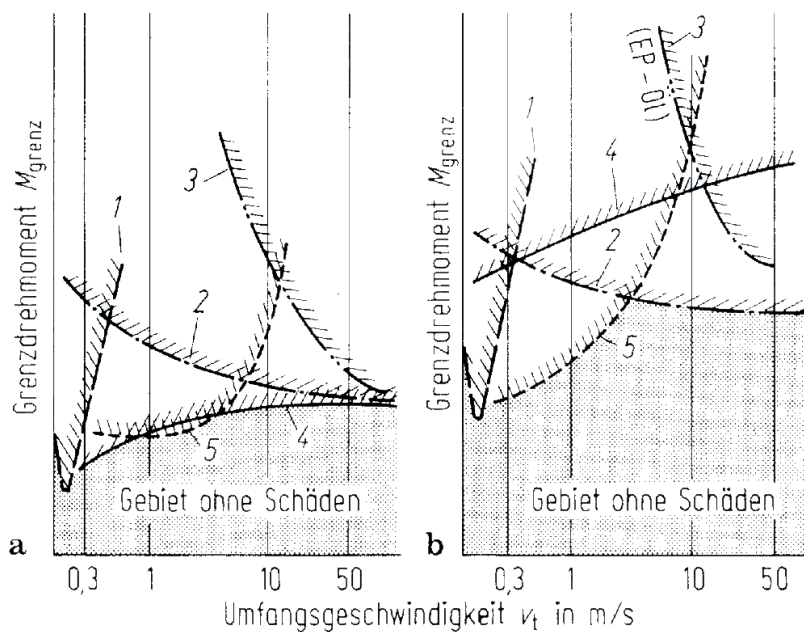


Bild 2.13: Haupt-Tragfähigkeitsgrenzen für a) Zahnräder aus Vergütungsstahl; b) oberflächengehärtete Zahnräder. 1 Verschleißgrenze, 2 Zahnbruchgrenze, 3 Fressgrenze (Warmfressen), 4 Grübchengrenze, 5 Graufleckengrenze [32]

Grübchenbildung (*pitting*). Grübchenartige Ausbröckelungen insbesondere zwischen Fuß- und Wälzkreis infolge zu hoher Flankenpressung. Kleine Einlaufgrübchen (*initial pitting*) bauen bei Vergütungsstahl örtliche Überlastungen ab und kommen zum Stillstand (daher sind sie unschädlich). Fortschreitende Grübchenbildung (*progressive pitting*) führt dagegen zur Zerstörung der Zahnflanken. Zu den Abhilfemaßnahmen gegen die Grübchenbildung gehören die Verwendung von großen Krümmungsradien (Profilverschiebung), eine hohe Oberflächenhärtung (insbesondere Einsatzhärtung) (siehe **Bild 2.13**), zähere Öle, eine genaue Verzahnung, und eine kleine Flankenrauheit [32].

Grauflecken (*micropitting*). Vielzahl von mikroskopisch kleinen Anrissen und Ausbrüchen, die optisch wie ein grauer Fleck aussieht. Abhilfe durch eine verbesserte Schmierbedingung (auch Einfluss des Additivs).

Bei Langsamlauf-Verschleiß (etwa unter 0,5 m/s Umfangsgeschwindigkeit) sind die Elastohydrodynamik-Spaldicken unter $0,1 \mu\text{m}$. Unter diesen Bedingungen (mangelnde Schmierdruckbildung) wird die Lebensdauer des Zahnradpaars häufig durch den kontinuierlichen Materialabtrag durch Abriebverschleiß bestimmt. Andere Flankenschäden wie Grübchenbildung oder Fressen werden dabei in den Hintergrund gedrängt. Bereits sehr kleine Härteunterschiede zwischen Ritzel und Rad führen zu erhöhtem Verschleiß normalerweise am weicheren Teil. Deswegen ist es dabei wichtig, gleiche Flankenhärte an Ritzel und Rad zu verwenden. Abhilfe durch hohe Schmierstoff-Zähigkeit, gewisse synthetische Schmierstoffe, manche *Extreme-Pressure-Additive* (EP-Additive), MoS-Suspension, Oberflächenhärten oder Nitrieren. Manche EP-Additive im Schmierstoff können sich ganz unterschiedlich auswirken. Falsch eingesetzt können sie zu höherem Verschleiß

führen. Die Wirkung von Additiven sollte daher vorab durch Versuche festgestellt werden. [50]
Die Norm ANSI/AGMA 2101-D04 [1] enthält einen Sicherheitsfaktor S_F zum Schutz vor Biegeermüdungsbruch (Zahnbruch) und den Sicherheitsfaktor S_H zum Schutz vor Grübchenbildung. S_F ist so definiert, dass die Spannung linear mit der übertragenen Last ist. S_H stellt auch eine Definition von Belastbarkeit dar, ist jedoch in diesem Fall nicht linear mit der übertragenen Last. Deshalb ist der Vergleich von S_F und S_H bei einer Analyse, um die Art und Schwere der Bedrohung des Funktionsverlustes zu beurteilen, nicht geeignet. S_H^2 ist doch linear mit der übertragenen Last (für lineare oder schraubenförmige Kontakte). Deswegen ist es notwendig, S_F mit S_H^2 zu vergleichen, wenn man versucht, mit Sicherheit festzustellen, welches der beiden Probleme eine Gefahr für den Verlust der Funktion darstellt. [29]

Die Integraltemperatur wird als Kriterium der Freßbeanspruchung benutzt [50]. Trotzdem, wird das Fressen für diese Anwendung nicht kritisch sein (siehe **Bild 2.13**).

2.5.4 Herstellung, Montage und Ausführung

Der Zweck dieses Abschnitts ist es nicht, die Herstellungsverfahren von Zahnrädern aufzulisten. In diesem Abschnitt sind die Parameter wichtig, die sich auf die Toleranzen beziehen, die sich dann auf die Montage der verschiedenen Abschnitte des Regals auswirken können. Es müssen gute Toleranzen eingehalten werden, um von einem Segment zum nächsten ohne Stöße wechseln zu können.

Ein Beispiel dafür ist das Patent US3415343 [59] von Svensson. Im **Bild 2.14** ist die vorgeschlagene Ausführung zu sehen. Das System verfügt über ein Antriebsritzel und ein Bremsritzel. Auf dem rechten Bild ist eine Lösung dargestellt, um die Belastung bei jedem Zahneingriff zu reduzieren durch die Verwendung von den zwei Zwischenrädern 11b und 11c. Damit verdoppelt sich die Anzahl der Eingriffspunkte auf der Zahnstange und die Belastung bei jedem Zahneingriff ist auf die Hälfte verringert.

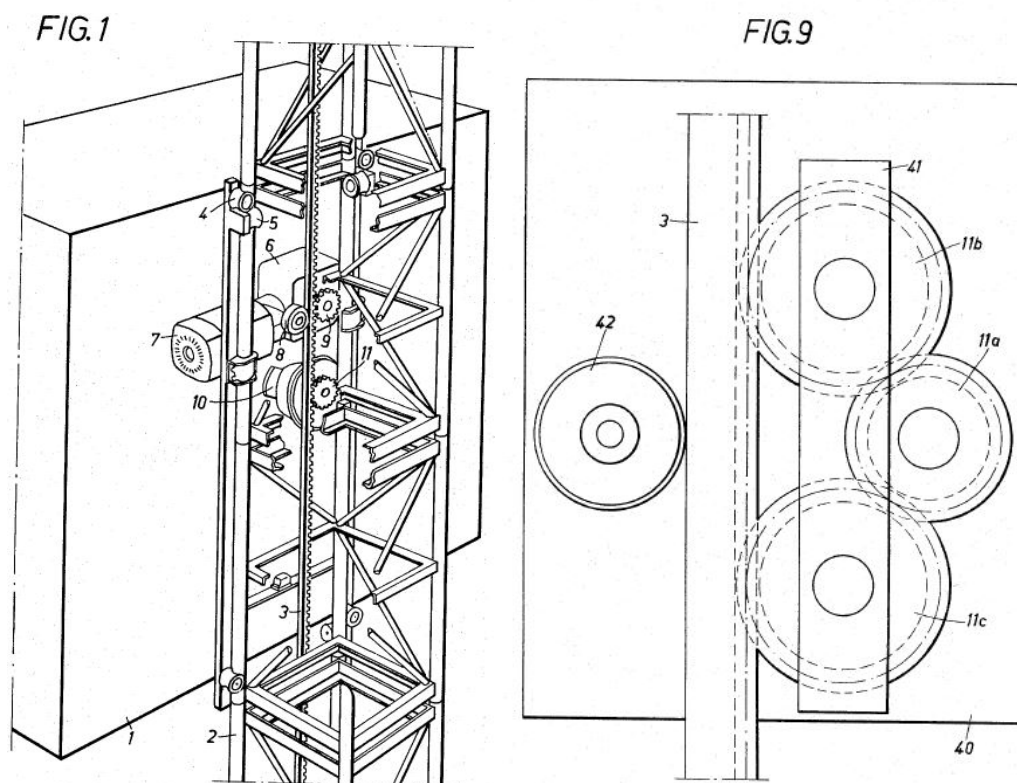


Bild 2.14: Darstellung des Patents von Svensson [59]

Mit dem Patent „Improvements in elevators“ von Bocchieri [27] ist ein Antriebssystem für einen Aufzug bekannt geworden. Dabei wird die Kabine über seitlich angeordnet durchlaufende Zahnstangen mittels Antriebsritzel vertikal verfahren.

Andererseits zeigen das Patent von Svensson [59] und das von Lombard [41] die Verwendung von nur einer Zahnstange zur Bewegung von Kabinen mittels eines elektromotorischen Antriebes.

Besonders problematisch zeigt sich der Übergang von einer Zahnstange auf die folgende im Bereich eines Fahrschienenstoßes. Dazu gibt es eine Vielfalt an möglichen Lösungen wie im Patent „Rack and pinion drive counterbalanced hoist systems“ wo die verschiedenen Schienenteile durch Zentrierstifte und Langlöcher zentriert werden (**Bild 2.15**). Der Abstand zwischen den beiden Ritzeln ist bewusst größer gewählt als die Höhe jedes einzelnen Turmabschnitts, so dass zu jedem Zeitpunkt nur ein Ritzel mit dem Zahnstangenabschnitt jedes einzelnen Turmabschnitts zusammenwirkt und das andere Ritzel immer mit dem Zahnstangenabschnitt eines anderen Turmabschnitts zusammenwirkt. Durch diese Anordnung werden die Belastungen, die durch den Eingriff mit den angetriebenen Ritzeln auf das Zahnstangenelement einwirken, auf mindestens zwei Turmsegmente verteilt, was zu einer ruhigeren Fahrt mit weniger Vibrationen und weniger Verschleiß an Ritzel und Zahnstange führt. [62]

Worüber das Patent nicht informiert, ist, wie die Zahnstangenteile vertikal positioniert werden,

um einen ruhigen Übergang zu sichern bzw. sicherzustellen, dass der richtige Abstand zwischen den Zahnflanken eingehalten wird.

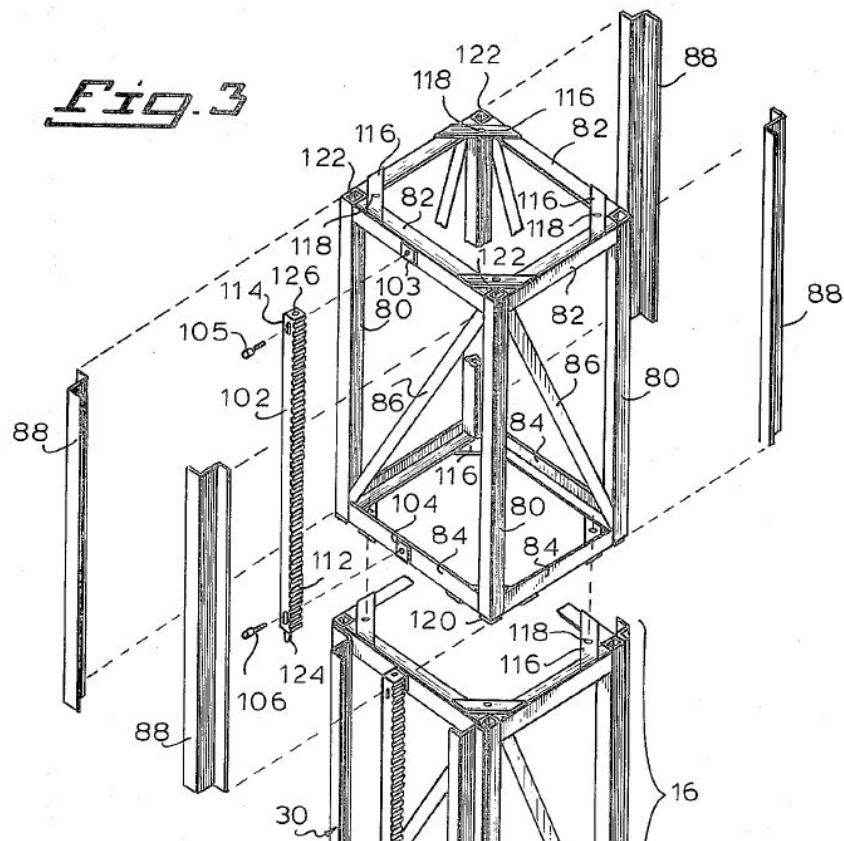


Bild 2.15: Ausrichtung und Aufstellung der Turmsegmente nach dem Patent von White [62]

Noch eine Befestigungsmöglichkeit bietet das Patent US4294332. Dabei können an die Türme Verlängerungsgerüste über Bolzenverbindungen angekoppelt werden, um ein Gerüst in beliebiger Höhe aufzubauen. Die Turmeinsätze sind mit Blechen gesichert, wie es im **Bild 2.16** zu sehen ist.

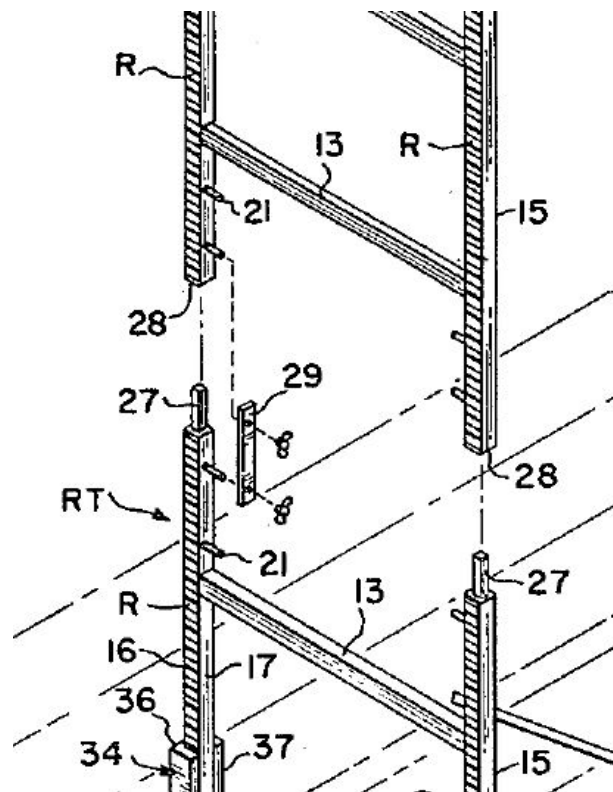


Bild 2.16: Lösung für die Befestigung der Zahnstangenteile [52]

Im Katalog Lineartechnik der Bosch Rexroth Website [68] werden zwei Zahnstangenteile mittels eines Montagestücks korrekt ausgerichtet (**Bild 2.17**). Dieser Übergang ist eine große Herausforderung und ist ganz genau zu gestalten, damit er ohne Stöße erfolgt und die Toleranzanforderungen in Erfüllung gehen.

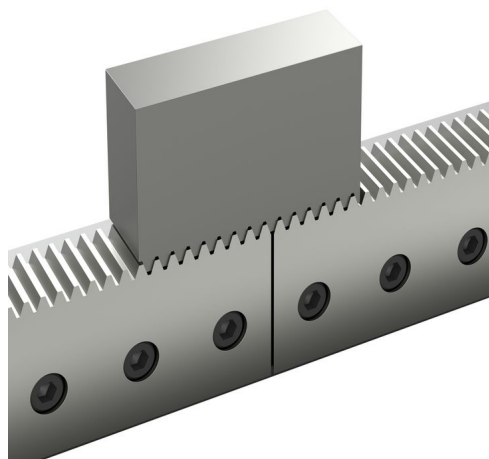


Bild 2.17: Montagestück von Bosch Rexroth [68]

Eine weitere Lösung zur Überwindung dieses Problems stellt die Erfindung von Kolkmann dar [38]. Sie besteht darin, ein Antriebssystem zu schaffen, welches zur vertikalen Fortbewegung

von Kabinen oder dergleichen einen reibungslosen Betrieb bei aus mehreren hintereinander fluchtend angeordneten, einzelnen Trag- und Führungselementen ermöglicht. Diese Führungselemente können beispielsweise bei Turmdrehkränen oder Bauaufzügen verwendet werden, weil hier entsprechende einzelne Segmente zur Vervollständigung aufeinander gesteckt und verbunden werden. Auf Baustellen herrscht ein rauer Betrieb. Deswegen werden insbesondere Teilsegmente z.B. von Gerüsten gleicher Länge in Fixlängen bereitgestellt und auf der Baustelle entsprechend aufeinander aufgebaut. Wegen der immer höheren Ausdehnung von Gerüsten, soll die Förderung automatisiert werden. Dabei sind diese Trag- und Führungsstrukturen mit einer Verzahnung versehen. Das Antriebsmodul besteht aus einer Antriebswelle, die an ihren Enden Antriebsritzeln aufweist. Diese Antriebsritzeln arbeiten mit zwei jeweils neben dem Antriebsritzeln angeordneten Übertragungsritzeln zusammen, wobei die Verzahnung der Übertragungsritzeln in die Verzahnung der Tragstruktur eingreift.

Im Gegensatz zu den vorherigen Patenten beschreibt dieses Patent eine Lösung für den Übergang von einem Zahnstangensegment zum nächsten.

Um Beschädigungen an den Enden der Trag- und Führungsstruktur zu unterbinden, ist ihre Länge geringer als das Gerüstsegment. Dadurch entstehen bei aneinander gesetzten Turmsegmenten zwischen den fluchtend angeordneten Trag- und Führungsstrukturen Lücken. Diese Lücken sind eigentlich gewünscht, weil sie eine Beschädigung unterbinden und weil damit Toleranzen nicht zu einer Funktionsunfähigkeit des Antriebssystems führen können. Damit jedoch das Antriebssystem diese Lücke auch ohne Probleme überwinden kann, sind jeweils an den zueinander gerichteten Stirnseiten der Trag- und Führungsstrukturen die Verzahnungen herunter genommen bzw. reduziert worden. Diese vorhandenen Anlaufschrägen sind im **Bild 2.18** zu sehen und sind so gestaltet, dass die Zahnhöhe stetig abnimmt, bis keine Zahnhöhe mehr vorhanden ist. Stets steht eines der beiden Übertragungsräder voll im Eingriff mit der Verzahnung einer Tragstruktur. Dennoch ist darauf zu achten, dass die Zähne an den Anlaufschrägen doppelt belastet werden als die Zähne in der Mitte eines Segments.

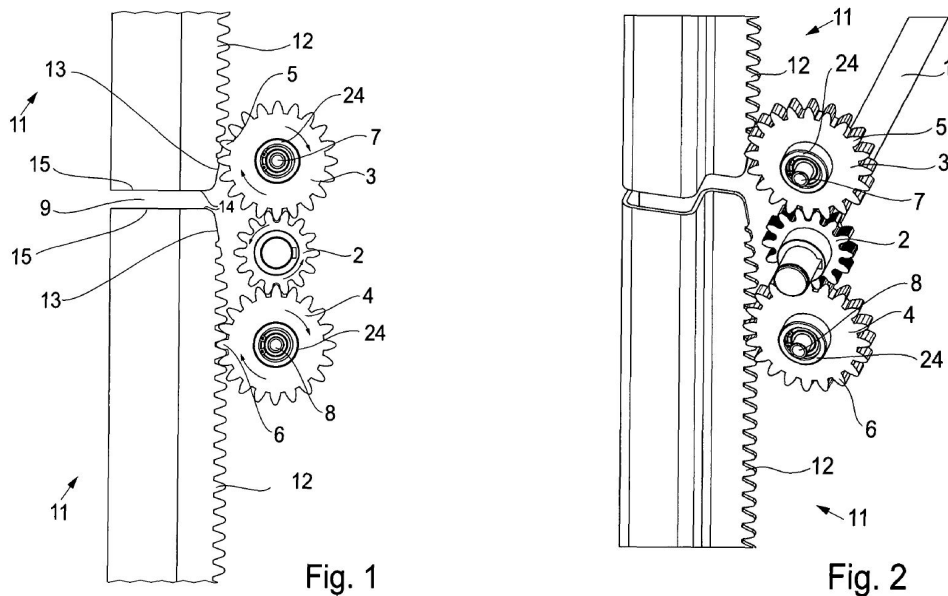


Bild 2.18: Übergang von einem Zahnstangensegment zum nächsten nach dem Patent von Kolkmann [38]

Um jedoch weitere Toleranzen bzw. aufgrund von Belastungen einen Ausgleich zu schaffen, ist die Trag- und Führungsstruktur über Befestigungen an den einzelnen Turmsegmenten federnd angeordnet worden. Dabei kann eine derartige Befestigung aus einem Federstahl hergestellt werden, wie es im **Bild 2.19** zu sehen ist.

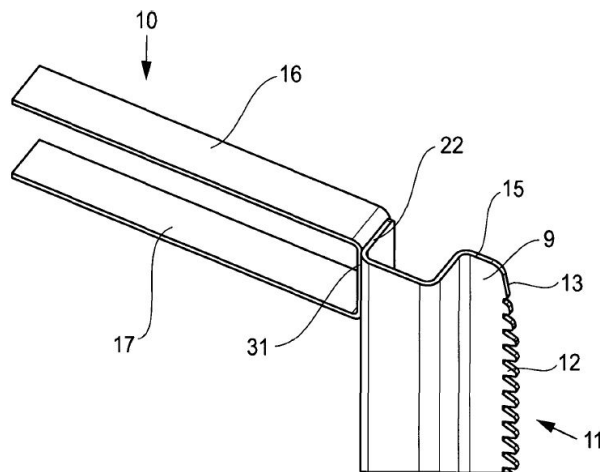


Bild 2.19: Federnde Befestigung zum Ausgleich von Belastungen bzw. Toleranzen [38]

Neben dem Übergang zwischen zwei verschiedenen Zahnstangenteilen ist auch die Art ihrer Verzahnung von Interesse. Beim Patent von Rousseau [55] geht es um eine Lösung für Hebebühnen mit vier Profilen, jedes mit einer Zahnstange ausgestattet. Ein Stift im Pfosten dient zur Befestigung beider Pfosten. Besonders interessant ist die vorgeschlagene Alternative für die Zahnstange, die im **Bild 2.20** auf der rechten Seite dargestellt wird. Die Zähne sind dabei durch

Schlitzte ersetzt, die zur Aufnahme der Zähne der Kettenräder geeignet sind.

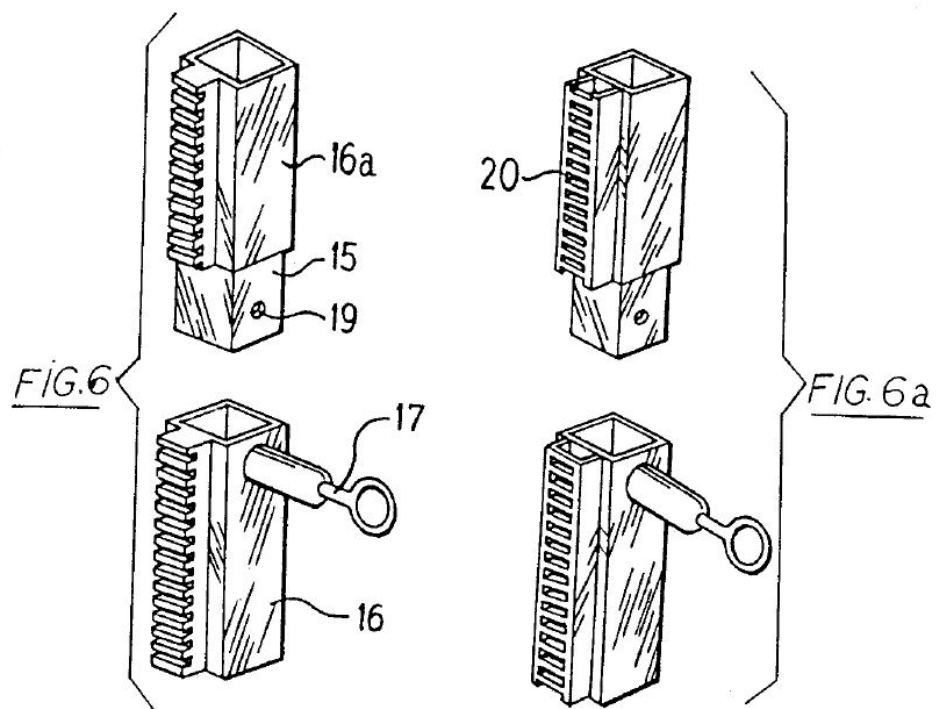


Bild 2.20: Verschiedene Befestigungs- und Verzahnungskonzepte [55]

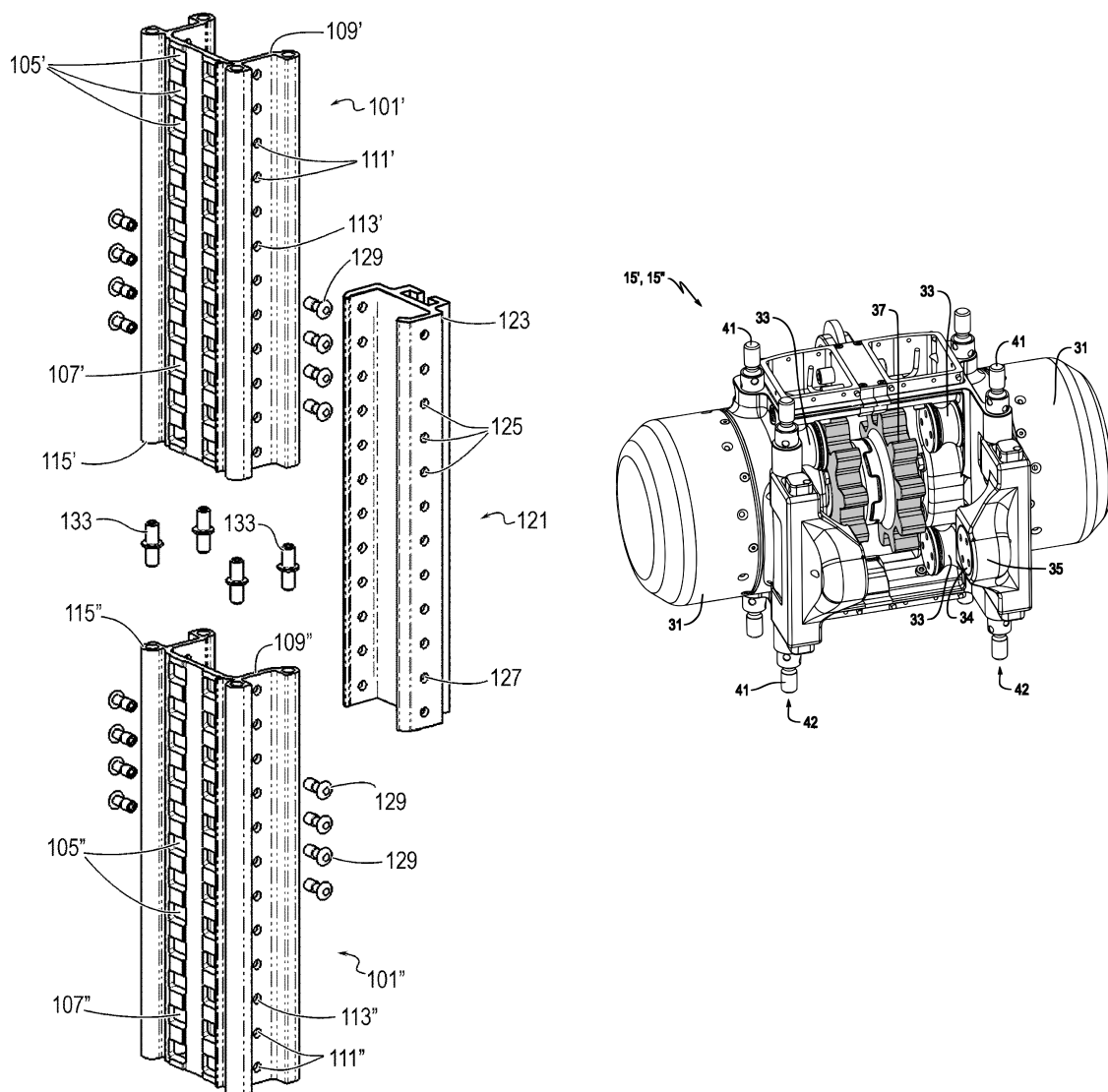
Dieses Patent stellt fest, dass eine Sortierung der verschiedenen Zahnstangentypen und der unterschiedlichen Verzahnungsarten erforderlich ist. Information darüber befindet sich im **Abschnitt 2.5**.

Eine sich bereits im Markt befindende Lösung ist die von HighStep Systems AG. Ihr Steigsystem besteht stets aus einer Aluminiumschiene als Systemträger und mindestens einem Steiggerät. Die Aluminiumschiene besteht aus Segmenten, die sowohl miteinander als auch mit dem Bauwerk durch Haltepunkte und Federbügel fest verbunden werden [46]. Die Segmente werden bis zur gewünschten Steighöhe aufeinandergebaut.



Bild 2.21: HighSteps Lösung [47]

Vier Schienenverbindungsbolzen stellen formschlüssig die Linearisierung des gesamten Schienenstrangs sicher. Die Haltepunkte vermeiden die Verschiebung der Segmente mit 16 Blindnieten. Das bis zur gewünschten Steighöhe. Die Schiene ist aus Aluminium und im Strangpress-Verfahren gefertigt. Mit 100 Tonnen Druck werden das Profil (Löcher mit Eingriffswinkel) sowie die seitlichen Löcher in die Schiene gestanzt. Ein Schienensegment ist 6 m lang, wiegt 20 kg und weist eine offene U-Form auf. Sie ist wartungsfrei und geeignet für harte Umweltbedingungen. Zwei nebeneinander liegende Zahnräder ermöglichen die Bewegung. Es ist unerlässlich, dass die Löcher des Profils von einem Schienensegment zum nächsten in gleichmäßigem Abstand fortgesetzt werden. Das wird durch einen analogen Abstand der einzelnen Perforationen sowohl für Schiene als auch für den Haltepunkt erreicht. [47]



(a) Verbindung von zwei Segmenten mit Haltepunkt

(b) Antrieb durch zwei Zahnräder

Bild 2.22: HighSteps Patent [47]

Die Anforderung des Kunden, dass die Zahnstangensegmente 2,0 m lang sein müssen ist im

Sinne vorteilhaft. Das spiegelt der Hersteller Atlanta [66] an seinem Beispiel der Präzision bei der Herstellung und Montage seiner Zahnstangen wider.

In der **Tabelle 2.1** befinden sich die von Atlanta erreichten Toleranzen bei der Herstellung von ihren Zahnstangen.

Qualität	1,0 m Zahnstange	1,5 m Zahnstange (GTf/1,5 m)	2,0 m Zahnstange (GTf/2,0 m)
DIN 5	0,026 mm	0,031 mm (0,021 mm/1,0 m)	0,034 mm (0,017 mm/1,0 m)
DIN 6	0,036 mm	0,043 mm (0,029 mm/1,0 m)	0,047 mm (0,024 mm/1,0 m)
DIN 7	0,052 mm	0,062 mm (0,041 mm/1,0 m)	0,068 mm (0,034 mm/1,0 m)

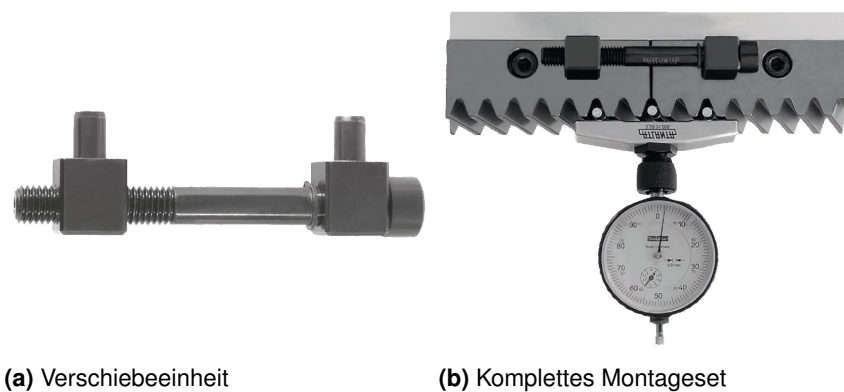
Tabelle 2.1: Gesamtteilungsfehler der Zahnstangen von Atlanta

Je länger die Zahnstange ist, desto kleiner ist der Gesamtteilungsfehler pro Meter. Außerdem reduziert die Verwendung von langen Zahnstangen die Anzahl der Zahnstangenelemente, was den Zeitaufwand für die Montage der Zahnstangen reduziert. Die Anzahl der Zahnstangenverbindungen und -übergänge wird dadurch kleiner werden, was zur Vermeidung von weiteren Fehlern in der Achse beiträgt.

Mit der Verwendung von einem Gegenstück, wie das vom **Bild 2.17**, beträgt der Teilungsfehler am Übergang $Tf < 0,025$ mm.

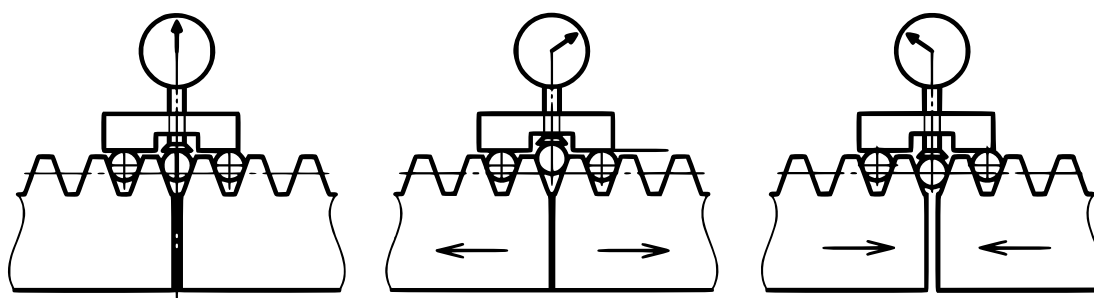
Wird das Atlanta Zahnstangen Montageset zusätzlich zum Gegenstück verwendet, reduziert sich der Gesamtteilungsfehler am Übergang noch weiter bis zu $Tf < 0,005$ mm. Das Montageset besteht aus einer Verschiebeeinheit, Messrollen mit Magnet und einer Messbrücke mit Uhr.

Die patentierten Messrollen [43] werden in die Zahnlücken der beiden nebenliegenden Zahnstangen und in die Teilungslücke eingelegt. Sie haften durch Magnetkraft in der Zahnlücke. Die Zahnstangenverschiebeeinheit (**Bild 2.23a**) wird in die vorhandenen Stiftbohrungen der Zahnstangen eingebracht. Über die Messbrücke kann die Rollenmaßabweichung gemessen werden. Durch Verdrehen der Schraube kann die zu montierende Zahnstange axial in beide Richtungen verschoben werden [42]. Dadurch kann ein genaues Rollenmaß und eine genaue Teilung am Stoß eingestellt werden (**Bild 2.24**).



(a) Verschiebeeinheit

(b) Komplettes Montageset

Bild 2.23: Montagelösung von Atlanta [66]**Bild 2.24:** Messen der Rollenmaßabweichung [66]

Die Veränderung des Achsabstandes bei der Montage ist auch zu betrachten. Wenn in einem Zylinder Zähne in Bezug auf einen bestimmten Grundkreis geschnitten werden, ist der Wälzkreis noch unbekannt. Dieser ist bekannt, wenn dieses Zahnrad mit einem anderen zu einem Zahnradpaar verbunden ist. Es gibt ein Intervall von Achsabständen, innerhalb dessen es möglich ist, das Eingreifen zwischen den Zahnrädern zu gelingen. Es gibt auch einen idealen Achsabstand, der uns die nominalen Teilkreisdurchmesser angibt, für die die Zahnräder ausgelegt wurden. Einschränkungen in den Fertigungsprozessen führen jedoch zu einer geringen Wahrscheinlichkeit, genau einen solchen idealen Achsabstand zu erreichen. Es wird höchstwahrscheinlich einen Fehler in diesem Abstand geben, auch wenn er klein ist. Wenn die Zahnform des Getriebes keine Evolventenform ist, dann führt der Achsabstandsfehler zu einer Variation der Abtriebsdrehzahl, so dass die Abtriebsdrehzahl nicht konstant ist, obwohl die Antriebsdrehzahl konstant ist. Bei einer Evolventenverzahnung haben Achsabstandsabweichungen jedoch keinen Einfluss auf die Übersetzung, wie es im **Abschnitt 2.5.1** genannt wurde aber sie ändern doch den Betriebseingriffswinkel und den Wälzkreisdurchmesser [51]. Diese Änderungen wirken sich aber auch auf andere Parameter wie die Profilüberdeckung aus (siehe **Gleichung (2.7)** und **Gleichung (2.9)**). Eine Erhöhung des Achsabstandes führt zu einer Verringerung der Profilüberdeckung. Aus diesem Grund ist es wichtig, gute Toleranzen bei der Positionierung des Zahnradpaares zu haben.

Eine weitere wichtige Einheit für die Verzahnungsgenauigkeit und das Flankenspiel ist der

Teilungssprung f_u . Er ist der vorzeichenfreie Unterschied zwischen den Istmaßen zweier am Zahnrad aufeinanderfolgender Stirnteilungen der Rechts- oder Linksflanken [4].

Nach DIN 3962 [5] ist der maximale Teilungssprung, je nach Verzahnungsqualität, Normalmodul und Teilkreisdurchmesser wie in **Tabelle 2.2** dargestellt.

Verzahnungsqualität	Abweichung f_u (μm)					
	7	8	9	10	11	12
Modul über 2 mm bis 3,55 mm						
$10 < d \leq 50$	12	18	25	40	63	100
$50 < d \leq 125$	12	18	25	40	63	100
Modul über 3,55 mm bis 6 mm						
$10 < d \leq 50$	14	20	28	45	71	110
$50 < d \leq 125$	16	20	32	50	80	125

Tabelle 2.2: Teilungssprung nach DIN 3962 [5]

Werden diese Toleranzen auch beim Übergang von einem Zahnstangensegment zum Nächsten angehalten, sollte dieser keine Probleme verursachen. Mit der Verwendung eines Montagesetstücks wie das oben genannte Teil, kann bis zu einer Verzahnungsqualität von 9 erreicht werden. Bei engerer Toleranz kann ein genaueres Montageset verwendet werden.

2.5.5 Schmierung und Wartung

Schmierung und Wartung sind wichtig für die zuverlässige Funktion und lange Gebrauchsdauer der Komponenten. Bei ohne - oder mangelhafter Schmierung können Zahnschäden auftreten.

Der Schmierstoff soll an den Kontaktflächen einen ausreichend tragfähigen Schmierfilm ausbilden und dort damit Reibung, Verschleiß und vorzeitige Ermüdung vermeiden. Er soll auch das Laufgeräusch dämpfen und vor Korrosion schützen.

Die Betriebsbedingungen und die Bauform der Anwendung dieser Arbeit weisen auf Haftschmierer oder Schmierfette hin. Die Umfangsgeschwindigkeiten sind niedrig, die Verzahnungen sind offen im Freien und der Roboter läuft im Aussetzbetrieb [50]. Bei Fettschmierung sind folgende Vor- und Nachteile zu betrachten.

Zu den Vorteilen zählen ein sehr geringer konstruktiver Aufwand, ihre Dicht- und Depotwirkung, die Abdichtung gegen Schmutz, Wasser und andere feste oder flüssige Verunreinigungen, der Widerstand gegen Leckagen, Abtropfen und Abscheiden und dass sie eine hohe Gebrauchsdauer bei geringem Wartungsaufwand (unter Umständen sogar Lebensdauer-Schmierung möglich) bietet.

Die Fettschmierung hat auch Nachteile. Bei Nachschmierung soll gegebenenfalls Auffangraum für Altfett und Zuführungskanäle berücksichtigt werden. Es erfolgt keine Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff und es ist nicht möglich, das Ausspülen von Verschleiß- und sonstigen Partikeln.

Im Gegensatz zu Fließfetten, können Haftschmierstoffe an der Schmierstelle nicht mehr nach-

fließen. Nach Niemann [50] für Anwendungen bis zu 2,5 m/s sind Haftschmierstoffe zu verwenden und per Hand mit Pinsel oder Spachtel aufzutragen.

Die Fette sind nach den Betriebsbedingungen zu wählen: Temperatur, Druckbelastung, Drehzahl, Wasser, Feuchtigkeit.

Die Druckbelastbarkeit ist zu beachten. Für einen tragfähigen Schmierfilm muss die Viskosität bei Betriebstemperatur ausreichend hoch sein. Bei hohen Belastungen sind Schmierfette mit EP-Eigenschaften („extreme pressure“) und hoher Grundölviskosität zu verwenden.

Die Viskosität soll um so höher sein, je höher die Belastung und je niedriger die Umfangsgeschwindigkeit ist. Es ist darauf zu achten, dass eine zu hohe Viskosität zu unnötigen Verlusten und zu einem niedrigen Wirkungsgrad führt.

Um die Viskosität zu regulieren, kann die Zusammensetzung der Schmierfette variiert werden. Diese festen oder halbfesten Schmierstoffe bestehen aus einem Verdickersystem oder Dickungsmitteln und einem flüssigen Schmierstoff. Art und Gehalt an Verdicker bestimmen die Konsistenz eines Fettes. Dabei fungiert der Verdicker wie ein Schwamm, der das Öl aufnimmt und bei Belastung gezielt wieder abgibt.

Die gebräuchlichste Einteilung der Fette in Konsistenzklassen wurde von dem NLGI (National Lubricating Grease Institute) festgelegt und nutzt die Walkpenetration nach DIN ISO 2137 als Steuergröße. Die Konsistenz-Einteilung für Schmierfette in NLGI-Klassen ist in der DIN 51818 [11] zu finden.

Die hauptsächlich eingesetzten Verdicker sind Seifen von Metallen (Lithium, Calcium, Natrium), Komplexseifen der Metalle (Lithium, Calcium, Natrium, Aluminium) und Nichtseifen-Verdicker (z. B. Bentonit, PU). Die Auswahl des Verdickertyps beeinflusst im Allgemeinen den Temperatureinsatzbereich.

Das dazu verwendete Grundöl wird hauptsächlich nach den Kategorien mineralisch und synthetisch sortiert.

Eine einheitliche und eindeutige Kurzbezeichnung der Schmierstoffe nach DIN 51502 [10] ist etabliert. Sie benutzt Buchstaben- und Zahlen-Codes sowie Symbole. Eine mögliche Kennzeichnung wäre z.B. K2G-20.

Alle Kennzeichnungselemente sind in Tabellen der DIN 51502 [10] zusammengefasst. Die Kennbuchstaben (im Beispiel, K) beschreiben die Schmierfettart und die mögliche Verwendungsart. Es kann auch Zusatzbuchstaben für Grundöltyp und Additive geben. Die Konsistenzkennzahl (NLGI-Klasse) (im Beispiel, 2) dient der Beschreibung der Verformbarkeit und des Fließvermögens. Der Zusatzkennbuchstabe (im Beispiel, G) dient der Beschreibung einer oberen Einsatztemperatur und des Verhaltens gegenüber Wasser. Die Zusatzkennzahl (im Beispiel, -20) beschreibt die untere Einsatztemperatur des Fettes in °C.

Anhand der beschriebenen Kriterien kann die Auswahl eines geeigneten Fettes für eine defi-

nierte Anwendung erfolgen.

Das Fett muss seine Funktion unter allen Betriebsbedingungen und äußeren Einflüssen zuverlässig erfüllen. Daher ist die richtige Auswahl des Fettes entscheidend für die Lebensdauer von Aggregat und Schmierstoff. [74]

3 Auswahl des Transportsystems

3.1 Bewertung

Das betreffende Vertikaltransportsystem muss mehrere Anforderungen erfüllen, von denen einige von größerer Bedeutung sind als andere.

Es gibt Kriterien verschiedener Art, die sich auf Aufzüge im Allgemeinen auswirken, wie z.B. Funktionalität oder wirtschaftliche Aspekte. Andererseits gibt es die Anforderungen, die aufgrund der spezifischen Arbeitsbedingungen dieser Anwendung explizit für den jeweiligen Aufzug des Kunden zu erfüllen sind. Aus diesem Grund wurden die Selektionskriterien in drei Gruppen eingeteilt (siehe **Tabelle 3.1**).

Umfassend beschreibende Merkmale werden schriftlich aufgezählt. Durch diese Listen soll das Vergessen oder das versehentliche Übergehen von Teilaspekten verhindert werden. Noch ein wichtiger Grund für ihre Benutzung ist, dass diese Listen keine hohen Anforderungen an den Benutzer stellen [58]. Diese Methode bietet im Vergleich zu vielen anderen komplexeren Bewertungsmethoden (z.B. mit Kriteriengewichtung) eine objektive Herangehensweise durch möglichst vollständige Auflistung der Kriterien. Damit können diejenigen Alternativen eliminiert werden, bei denen Kriterien nicht oder unzureichend erfüllt werden.

FUNKTION	WIRTSCHAFTLICHKEIT	KUNDEN ANFORDERUNGEN
- Leistung	- Masse	- Anzahl der Mitarbeiter
- Geschwindigkeit	- Preis	- schneller Auf- und Abbau
- Steuer- und Regelverhalten	- Betriebskosten	- Förderdistanz
- dynamisches Verhalten	- Betriebssicherheit	- Systemautonomie
- Überlastbarkeit	- Wartung, Instandhaltung	- Höhenwachstum
- Umwelt		- Robustheit
- Automatisierungsfähigkeit		- Wetterfestigkeit
		- Temperaturfestigkeit
		- Schmutzunempfindlichkeit
		- seitliche Fördermöglichkeit

Tabelle 3.1: Selektionsparameter und -kriterien

Die Leistung wird hauptsächlich durch das Gewicht der zu transportierenden Komponenten und die Geschwindigkeit, mit der sie bewegt werden, bestimmt.

Die Transportgeschwindigkeit ist bekannt, sowie die Beschleunigungs- und Bremszeit.

Die Komponenten können durch verschiedene Bedingungen überlastet sein, sie müssen darauf vorbereitet sein.

Die Umwelt ist ein Thema, das zu beachten ist. Der Lebenszyklus des Produkts bis zur Entsorgung ist wichtig. Die Verwendung von wiederverwendbaren Materialien oder von umweltfreundlichen Fetten schont die Umwelt.

Die Masse und das Gewicht des Transportsystems müssen so gering wie möglich sein, um die Montage und die Manövrierfähigkeit der Bauteile zu erleichtern, wenn das Gerüst in der Höhe wächst.

Der Preis ist ein wichtiger Faktor, den man berücksichtigen sollte. Wir streben nach der günstigsten Option, die die Anforderungen erfüllt. In einer Arbeitsumgebung kann es sein, dass die Teile nicht sorgfältig behandelt werden, sie könnten leicht geworfen werden, anstatt sie auf den Boden zu legen. Aus diesem Grund müssen die Teile einfach und preiswert sein.

Sicherheit ist auf der Baustelle unerlässlich. Die Sicherheit ist nicht inkompatibel mit einfachen und billigen Teilen. Die Normen für Materialaufzüge müssen eingehalten werden.

Der Wartungsaufwand muss so gering wie möglich sein. Ideal wäre ein System, das keine Schmierung benötigt oder eine sehr niedrige Schmierfrequenz braucht.

Das System muss teilautomatisierbar sein. Nur so ist es möglich, dass das Gerüst von nur zwei Bauarbeitern aufgebaut wird. Die Reduzierung der für den Auf- und Abbau des Gerüsts erforderlichen Bauarbeiter bedeutet eine Senkung der Kosten. Darüber hinaus werden diese beiden Bauarbeiter ihre Zeit in den Auf- und Abbau des Gerüsts und nicht in den Transport der Teile investieren. Dies führt auch zu einer Verkürzung der Montagezeit, was wiederum auch die Kosten senkt.

Normalerweise beträgt die Höhe eines Gerüsts bis zu 24 m. Das System muss aber noch höher klettern können, denn Industrierüstwerke haben fast keine Größen- und Höhenbeschränkungen. Daher ist die Förderhöhe ein wichtiger Faktor, sie darf nicht begrenzt werden.

Das System muss im Laufe des Gerüstbaus in der Höhe wachsen können. Mit zunehmender Gerüsthöhe muss auch die Transportstrecke des Materials größer werden. Die Transportstrecke muss abschnittsweise verlängert werden können, insbesondere in 2 m hohen Abschnitten (Höhe jedes Stockwerks eines Gerüsts).

Mit Robustheit, Witterungs-, Temperatur- und Schmutzbeständigkeit soll das System vor den Arbeitsbedingungen geschützt werden. Das System muss sowohl im Winter bei negativen Temperaturen, Schnee oder Eis als auch im Sommer bei hohen Temperaturen arbeiten können, da es den Bedingungen einer Umgebung im Freien ausgesetzt ist. Außerdem ist eine Bauumgebung ein Bereich mit Staub, Schmutz und sogar kleinen Partikeln, die die einwandfreie Funktion des Systems nicht beeinträchtigen dürfen.

Es muss möglich sein, dass sich der Roboter in Zukunft auch seitlich bewegen kann. Die Lösung für den Vertikaltransport darf diese zweite Bewegungsrichtung nicht verhindern.

Dies sind die Bedingungen, die das System erfüllen muss. Einige davon sind Pflicht, sie sind Muss-Kriterien. Sollten die vorgeschlagenen Systeme nicht diesen Anforderungen entsprechen, werden diese Kriterien zu KO-Kriterien und sie sind ein Grund für den Ausschluss dieser Systeme.

Um das genaue Konstruktionsziel zu definieren, ist es notwendig zu beurteilen, welche Lösung der Kunde bereits hat und was ihm fehlt.

AKTUELLER IST-ZUSTAND: der Kunde verfügt über einen Prototyp, der mit einem Zahnstangensystem einwandfrei funktioniert. Sie haben keine Informationen über Betriebsstörungen oder Fehler an den Komponenten nach dem Betrieb. Die verwendeten Zahnstangen sind leicht länger als 2 m, was zu einer Fehlersammlung in der Höhe führt, die die Montage der folgenden Segmente durch Interferenzen bei der Positionierung verhindert.

SOLL-ZUSTAND: besonders wichtig ist das Lösen von diesem Problem mit der Länge der verschiedenen Zahnstangensegmente (oder anderer Fördermittel). Jedes der Segmente muss in jeder beliebigen Position montiert werden können. Diese Montage muss einfach und schnell sein. Die Teile sollten günstiger sein als die von der aktuellen Lösung.

3.2 Antriebswahl

3.2.1 Motorart

In der Sektion **Kapitel 2.2.1** wurden die verschiedenen Motorvarianten erläutert. Wichtige Anforderungen an das System sind Grund dafür, zwei Motorarten auszuschließen.

Das betreffende System kann nicht in der Höhe begrenzt werden. Deswegen sind hydraulische Motoren und Antriebe nicht geeignet.

Im Gegensatz zu Elektromotoren, können Verbrennungsmotoren ihre Drehrichtung ohne Getriebe nicht wechseln, sind teurer und komplizierter zu steuern.

Deswegen sind Elektromotoren für die Funktion des Materialaufzugs dieses Projektes die geeignetste und damit benutzte Antriebsart.

3.2.2 Ausführung und Tragmittel

Die **Tabelle 3.2** zeigt mehrere Ausführungen zur Lösung des Problems und die zu erfüllenden Kriterien. Für jede der möglichen Kombinationen wurde eine positive, negative oder neutrale Punktzahl vergeben.

	Seile und Gurte	Ketten	hydr. Aggregat	Zahnräder	Spindel
Förderdistanz	+	+	-	0	0
Höhenwachstum	-	-	-	+	-
Robustheit	+	+	+	+	0
Schmutzunempfindlichkeit	0	0	0	-	-
seitliche Fördermöglichkeit	0	0	-	+	-

Tabelle 3.2: Bewertung der verschiedenen Optionen gemäß den Anforderungen von Kewazo

Vor allem muss das Fördersystem mit dem Aufbau des Gerüsts mitwachsen können. Und dieses Mitwachsen soll schnell sein und mit zwei Mitarbeitern zu bewältigen.

Hydraulische Aggregate können nur eine vom Zylinder abhängig feste Förderhöhe bieten. Diese mangelnde Flexibilität in der Höhe ist der Grund, bei diesem Projekt auf Hydrauliksysteme zu verzichten.

Drahtseile und Ketten werden häufig im Bauwesen eingesetzt. Sie werden in Kränen und anderen Maschinen in Situationen verwendet, in denen eine große Höhe benötigt wird. Seile und Gurte sowie Ketten haben das gemeinsame Problem: das Zugmittel braucht einen Befestigungs- oder Unterstützungspunkt ganz oben. Die Aufstellung der Trommel sowie des statischen Befestigungspunkts des Tragmittels kann variieren, aber das Problem existiert für alle Ausführungsmöglichkeiten. Zwei mögliche Lösungen wären:

- Die Trommel ist oben fixiert und der Roboter ist am unteren Ende des Seils befestigt.
- Die Trommel ist Teil des Roboters und das obere Ende des Seils ist oben fixiert.

Beide stoßen auf Schwierigkeiten, wenn das Gerüst in der Höhe wächst und die Verankerung auch höher gestellt werden muss. Das ganze Gewicht vom Roboter und Tragmittel muss getragen werden, es sei denn, dass der Roboter abgebaut wird. Dies wäre wegen eines großen Aufwands ungünstig. Deshalb werden diese beiden Optionen als mangelhaft dargestellt.

Im Gegenteil dazu, sind Zahnräder und Spindeln mechanische Fördermittel, die den Transport von Material ermöglichen, ohne sich mitzubewegen, d.h. das Material wird gefördert und das Tragmittel bleibt stehen. Dies ist von großer Bedeutung, weil diese Eigenschaft das Wachstum des Systems in der Höhe ermöglicht.

Das Problem für die Spindel ist, wie zwei Segmente so ausgerichtet werden, dass es keine Übergangsprobleme von einem Segment zum nächsten gibt. Die Kontinuität der schraubenförmigen Bahn erschwert in diesem Sinne ihre Verwendbarkeit. Außerdem ist die Spindel eine gute Wahl für präzise Situationen ohne Schmutzpartikel, die den reibungslosen Betrieb beeinträchtigen können.

Ein weiterer Aspekt, der die zukünftige Entwicklung des Roboters beeinflusst, ist die Fähigkeit, sich seitlich zu bewegen. Wie bereits in **Abschnitt 2** beschrieben, gibt es Anwendungen von Robotern mit Drahtseil, die eine seitliche Bewegung ermöglichen, da der obere Anschlagpunkt ein System hat, das dies ermöglicht. Ebenso wäre es auch mit dem Einsatz von Ketten möglich. Bei Verwendung einer Spindel ist eine seitliche Bewegung nicht möglich, da das am Roboter befestigte Teil die Spindel vollständig umschließt und das erlaubt dem Roboter nicht, den vertikalen Weg zu verlassen. Mit Zahnrädern ist das kein Problem, weil sie eine seitliche Verschiebung ermöglichen.

Aus allen oben genannten Gründen wird bei den Berechnungen im folgenden Kapitel nur die Verwendung von Zahnstange-Ritzel Systemen berücksichtigt. Es ist die Möglichkeit, die am besten Höhenzuwachs ermöglicht, robust ist, zukünftige Seitenbewegungen ermöglicht und Lösungen gegen Schmutz zur Verfügung hat.

4 Berechnung

4.1 Kundendaten und -anforderungen

Der Kunde verfügt über die Daten vom ersten Prototyp, von den zu erzielenden Werten für den neuen Prototyp oder andere nützliche Maße für die Konstruktion des Systems. In der **Tabelle 4.1** sind diese zu sehen.

AKTUELLER PROTOTYP	
Anzahl der Ritzel:	2
Teilkreis Ritzel:	60 mm
Vertikaler Achsabstand zwischen Ritzeln:	434 mm
Modul:	$m = 3$
Gewicht des Roboter-Moduls:	55 kg
Gewicht der Transportplattform:	20 kg
Gewicht der Last:	100 kg
Überlastbeiwert für die Nutzlastmasse:	1,2
ANFORDERUNGEN AN DIE NEUE LÖSUNG	
Anzahl der Ritzel:	2
Teilkreis Ritzel:	bis ≈ 80 mm
Soll-Hebegeschwindigkeit:	0,6 m/s bis 0,8 m/s
Gewicht des Roboter-Moduls:	55 kg
Gewicht der Transportplattform:	20 kg
Gewicht der Last:	100 kg
Überlastbeiwert für die Nutzlastmasse:	1,2
Modul:	$m \geq 6$
Breite:	$b \leq 25$ mm
Anfahrzeit des Roboters:	1,5 s
Lastspiele Ritzel:	10^7

Tabelle 4.1: Eingabedaten für die Berechnung und Gestaltung

Die Gewichte des Roboter-Moduls, der Transportplattform und der Last bleiben wie sie für den ersten Prototyp waren.

Der vertikale Achsabstand zwischen beiden Ritzeln ist für die neue Lösung nicht fest. Die Abmessungen des Robotermoduls werden sich gegenüber denen des ersten Prototyps nicht viel ändern. Aus diesem Grund wird dieser Abstand ähnlich bleiben.

Der Ritzeldurchmesser ist begrenzt, um ein kompaktes Roboterdesign zu ermöglichen. Die Breite der Zahnstange wird im Hinblick auf das Gewicht der Segmente begrenzt, weil ihr Gewicht die Manövrierfähigkeit bei ihrer Montage beeinflusst.

Beim ersten Prototyp wurde ein Modul von $m = 3$ verwendet. Die neue Anforderung, dass das Modul $m \geq 6$ sein muss, ergibt sich aus der Norm EN 12158-1:2011-06 [15]. Der Modul von Zahnstange und Zahnrad darf nicht kleiner als sechs sein bei Antriebssystemen, bei denen

die Gegenrolle oder andere den Eingriff sicherstellende Elemente zunächst auf ein Mastprofil wirken, welches sich dann in direktem Kontakt mit der Zahnstange befindet. Und genau so ist die Konstruktion des Schienenkonzepts des Kunden.

Auch wichtig für die Gestaltung der Lösung sind die Lastspiele. Nach Kundenanforderung muss die Anzahl der Lastspiele für das Ritzel mindestens 10^7 sein (**Tabelle 4.1**). Angenommen, dass der Teilkreisdurchmesser des Ritzels 60 mm beträgt, werden pro Umdrehung des Ritzels ca. $18,85 \text{ cm} \approx 20 \text{ cm}$ der Zahnstange durchfahren. Die Zahnstange muss auch nach Anforderungen von Kewazo 2 m lang sein. Somit braucht das Ritzel $10,6 \approx 10$ Umdrehungen um ein ganzes Zahnstangensegment durchzufahren. Da es 2 Ritzel im Roboter gibt, sieht die Zahnstange zwei Kontakte pro Fahrt des Roboters. Deswegen wird angenommen, dass die Lastspielzahl für die Zahnstange ungefähr $2 \cdot 10^6$ beträgt. Dieser Wert für die Kontaktzahl der Zahnstange ist eigentlich nur bei einer Transportlänge von 2 m gültig und realistisch. Der Grund dafür wird im Folgenden beschrieben. Dieser Wert wird jedoch berücksichtigt, weil er die ungünstigste Situation für die Zahnstange darstellt.

Aufgrund des Konzepts des Systems selbst ist die Anzahl der Zyklen, die den einzelnen Zahnstangensegmenten zugeordnet werden, je nach Etage, in der sie montiert sind, unterschiedlich. Dies stellt das **Bild 4.1** dar. Je niedriger der Zahnstangenabschnitt gebaut wird, desto mehr Zyklen wird er halten müssen.

Das System wird für jedes Bauprojekt komplett auf- und abgebaut. Es kann sein, dass Abschnitte, die vorher ganz unten waren, bei den folgenden Projekten für eine obere Etage verwendet werden. Es kann aber auch vorkommen, dass ein Abschnitt immer ganz unten eingesetzt wird und damit langfristig mehr Zyklen aushalten muss. Deshalb werden die Berechnungen mit der gleichen Anzahl von Lastspielen für alle Abschnitte durchgeführt, als ob sie immer ganz unten liegen würden (maximale Anzahl von Zyklen).

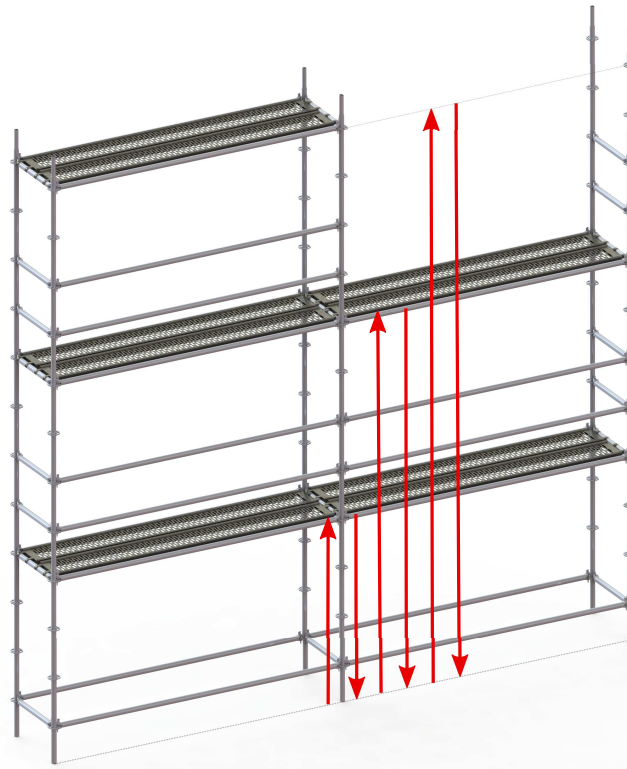


Bild 4.1: Ungleichheit der Anzahl der Zyklen, die von jedem Zahnstangensegment gesehen werden, je nach Höhe

Ein weiterer Faktor, der das Verhältnis zwischen der Anzahl der Ritzel- und Zahnstangenkontakte beeinflusst, ist die Höhe des jeweiligen Gerüsts. Die **Gleichung (4.1)** definiert die Anzahl der Kontakte für die Zahnstange und die **Gleichung (4.2)** für das Ritzel, je nach Förderhöhe (Anzahl der Etagen) und Höhe in der das Zahnstangensegment sich befindet.

$$z_i = 2 \text{ Ritzel} \cdot \frac{2 \text{ Fahrten}}{\text{Etage}} (e - (i - 1)) \tag{4.1}$$

$$r = \sum_{i=1}^e \frac{2 \text{ Fahrten}}{\text{Etage}} \frac{10 \text{ Umdrehungen}}{\text{Zahnstangensegment}} \cdot i \tag{4.2}$$

i	-	Etage		e	-	Gesamtzahl der Etagen
-----	---	-------	--	-----	---	-----------------------

Es wird aus den genannten Gründen nur die unterste Etage berücksichtigt. Das Kontaktverhältnis von Ritzel und Zahnstange für die erste Etage ist nach **Gleichung (4.3)** ausgedrückt.

$$\frac{z_1}{r} = \frac{2e}{\sum_{i=1}^e 10i} \tag{4.3}$$

Für $e = 1$ beträgt dieses Verhältnis 0,2. Das bedeutet, dass es pro 10 Millionen Ritzelkontakte 2 Millionen Zahnstangenkontakte geben wird (wie die Berechnungen nach Anforderungen des

Kunden gemacht werden sollen). Die Baustelle wird aber bestimmt höher als 2 m sein. Für eine 50 m hohe Baustelle ist $e = 25$ und das Verhältnis z_1/r beträgt 0,015. Das bedeutet, dass es pro 10 Millionen Ritzelkontakte 150 000 Zahnstangenkontakte geben wird.

Das bedeutet, dass die Lösung auf jeden Fall überdimensioniert wird, wenn eine Lebensdauer für die Zahnstange von 2 Millionen Kontakte berücksichtigt wird.

Ein weiterer zu beachtender Aspekt ist das Lastkollektiv. Während des Einsatzes des Roboters werden etwa die Hälfte der Fahrten mit Volllast durchgeführt. Die andere Hälfte wird nur mit dem Gewicht des Roboters selbst und der Plattform durchgeführt. Dennoch werden im Auftrag von Kewazo die Berechnungen so durchgeführt, als wäre der Roboter immer unter Volllast betrieben. Eine Angabe des Lastkollektivs in der Software ist daher nicht erforderlich, da nur statische Kräfte und dynamische Kräfte durch Beschleunigung oder Bremsen berücksichtigt werden.

Es liegen keine Informationen über den Systemausfall oder mögliche Probleme des aktuellen Prototyps vor. Auch hat der Kunde keine Schäden an den verwendeten Komponenten festgestellt. Das Hauptziel bei der Optimierung des Systems ist die Reduzierung von Gewicht und Kosten. Deshalb werden ein Gewichts- und Preisvergleich zwischen den Lösungen in den nächsten Abschnitten durchgeführt.

Betriebsgeräusche sind kein ausschlaggebender Faktor für die Dimensionierung dieses Getriebes, da es sich um einen Gerüstaufzug handelt. In seiner Umgebung gibt es bereits Lärm und es ist nicht besonders wichtig, dass sein Betrieb völlig geräuschlos wird.

Die von Kewazo gewünschte Art des Antriebssystems ist ein traditionelles Zahnstange-Ritzel System. Dennoch zielt diese Arbeit darauf ab, über diese Standard Lösungen hinauszugehen und versucht, neue Lösungen vorzuschlagen, die die Ziele des Gewichts und der Manövrierfähigkeit der Teile noch besser optimieren könnten.

Die Transportbedingungen sind bekannt. Die Zahnstangensegmente werden an einem Metallprofil befestigt, das wiederum direkt am Gerüst befestigt wird. Die Gelenkarme des Roboters sind auf dem gleichen Metallprofil gelagert, um zu verhindern, dass der Roboter aus der Bahn gerät. Diese Arme sind mit Rollen für einen reibungslosen Betrieb und geringe Reibungsverluste ausgestattet. Auf diese Weise gewährleisten die Rollen die Bahn, während die Ritzel nur die vertikale Kraft zur Hub- oder Senkbewegung des Roboters übertragen müssen.

Wenn das Robotermodul am Gerüst ankommt, sind die beiden Ritzel bereits im Roboter montiert. Am Gerüst muss der Roboter nur an der Schiene durch die Gelenkarme befestigt werden.

Die maximal und minimal zulässigen Betriebstemperaturen des Roboters werden durch das Wetter bestimmt, weil das System im Freien ist.

Im Falle eines Stromausfalls verfügt der Roboter über eine elektromagnetische Notbremse. Dennoch ist sicherzustellen, dass es keinen Zahnfußbruch gibt. In diesem Fall hätte die Not-

bremse keine Wirkung. Deswegen verfügt der Roboter über zwei Ritzel.

4.2 Grundberechnungen

Die Berechnungen in diesem Abschnitt gelten für alle später in den folgenden Abschnitten vorgeschlagenen Lösungen. Die zu fördernde Masse, die zu übertragende Zusatzkraft aufgrund von Reibung im Betrieb und die zusätzlichen Kräfte, die durch Be- oder Entschleunigung der Baugruppe entstehen, werden in erster Linie berücksichtigt. Auf diese Weise werden die von den Komponenten zu übertragenden Kräfte bekannt. Damit können die Komponenten dimensioniert werden.

Die zu betrachtende Gesamtmasse m ist:

$$m = m_{Rob} + m_{Plattform} + \gamma_{Ueberlast} \times m_{Last} = 55 + 20 + 1,2 \times 100 = 195 \text{ kg} \quad (4.4)$$

m_{Rob}	kg	Gewicht des Roboter-Moduls	$m_{Plattform}$	kg	Gewicht der Transportplattform
m_{Last}	kg	Gewicht der Last	$\gamma_{Ueberlast}$	-	Überlastbeiwert für die Nutzlastmasse

Die Anfahrbeschleunigung a_{Last} ist die folgende:

$$a_{Last} = \frac{v_{max}}{t_A} = \frac{0,8}{1,5} = 0,533 \text{ m/s}^2 \quad (4.5)$$

v_{max}	m/s	Maximale Geschwindigkeit	t_A	s	Anfahrzeit des Roboters
-----------	-----	--------------------------	-------	---	-------------------------

Und ihre entsprechende Kraft F_A ist:

$$F_A = m \times a_{Last} = 195 \times 0,533 = 104 \text{ N} \quad (4.6)$$

Das Gesamtgewicht:

$$F_G = m \times g = 195 \times 9,81 = 1912,95 \text{ N} \quad (4.7)$$

g	m/s ²	Erdbeschleunigung			
-----	------------------	-------------------	--	--	--

Der Reibungskoeffizient zur Berechnung der Reibung F_R wird als 0,02 angenommen.

$$F_R = m \times \mu \times g = 195 \times 0,02 \times 9,81 = 38,26 \text{ N} \quad (4.8)$$

μ	-	Reibungskoeffizient			
-------	---	---------------------	--	--	--

Summe der Kräfte F :

$$F = F_A + F_G + F_R = 104 + 1912,95 + 38,26 = 2055,21 \text{ N} \quad (4.9)$$

Die Stöße während des Betriebs werden durch einen Anwendungsfaktor K_A von 1,25 für einen normalen Betrieb berücksichtigt.

Der Roboter wird nach Angaben von Kewazo über zwei Ritzel verfügen.

$$F_{Ritzel} = \frac{F}{2} = 1027,60 \text{ N} \quad (4.10)$$

Diese Kraft ist die Grundlage für alle Berechnungen. Das zu übertragende Moment pro Ritzel abhängig vom Teilkreis d beträgt:

$$M = F_{Ritzel} \times \frac{d}{2} \quad (4.11)$$

Für die Berechnung des statischen Moments, werden ausschließlich das Gesamtgewicht und die Reibung berücksichtigt.

Die Geschwindigkeit, die für die Berechnungen benutzt wird ist die maximale Geschwindigkeit. So werden die Teile am höchsten beansprucht. Um diese maximale Lineargeschwindigkeit v von 0,8 m/s zu erreichen, dreht sich das Ritzel bei einer Drehgeschwindigkeit n . Die Drehzahl n lässt sich nach **Gleichung (4.12)** berechnen.

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 2 \cdot v}{\pi d} \quad (4.12)$$

n	U/min	Drehzahl	v	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
ω	rad/s	Drehgeschwindigkeit	d	m	Teilkreis

Da die Geschwindigkeit des Ritzels weniger als 1 m/s beträgt, sind die Hauptversagensarten des Ritzels –unabhängig von der Oberflächenbehandlung des Materials– die folgenden: der Verschleiß, die Grübchenbildung und die Graufleckigkeit (**Bild 2.13**). Bei der Berechnung der verschiedenen Varianten wird besonderes Augenmerk auf die Sicherheitsfaktoren dieser drei Versagensarten gelegt.

Die Umkehr der Krafrichtung beeinflusst die zulässige Spannung der Komponente. Obwohl das Ritzel während des Betriebs die Drehrichtung (und damit auch die Richtung der Hubbewegung) umkehrt, werden die Spannungen immer auf der gleichen Seite der Zähne aufgebracht. Die Gleirichtung wird umgekehrt, aber die Belastungen am Fuß der Zähne zum Beispiel sind nicht alternativ. Dies wurde mit dem im **Bild 4.2** dargestellten Modell bestätigt. Damit die Richtung der Kontaktkräfte umgekehrt werden kann, müsste die Beschleunigung beim Runterfahren gleich oder größer als die Erdbeschleunigung sein. In **Gleichung (4.5)** wurde bereits nachgewiesen, dass dies nicht der Fall ist. Damit ist eine asymmetrische Konstruktion der Zahnstange für diese Anwendung zu analysieren (**Abschnitt 4.6**).

Ziel dieses mechanischen Modells ist es, zu beweisen, dass die Kontaktkraft in keiner der Betriebszustände ihre Richtung umkehrt. Es dient auch zur Berechnung der Größe und Richtung der Reaktionen an den Rädern gegen die Schiene.

Im Modell sind die verschiedenen Elemente zu sehen, aus denen das System besteht. Erkennbar sind auf der rechten Seite die Führungsschiene, die Zahnstange, das Robotermodul und die Räder, die das Robotermodul entlang der Schiene führen. Auf der linken Seite befindet sich die am Roboter befestigte Transportplattform mit den entsprechenden Gerüstbauteilen.

Es wurden folgende Bedingungen angenommen. Der Rollwiderstand der Stützräder auf der Schiene ist im Vergleich zu den Kräften, die im System auftreten, vernachlässigbar. Es wurde auch angenommen, dass die geometrischen Verhältnisse denen des aktuellen Prototyps ähnlich sind. Infolgedessen wurde der vertikale Abstand zwischen dem Ritzel und dem nächstgelegenen Stützrad mit $\frac{d}{4}$ angenommen. Der Roboter hat einen Motor für jedes Ritzel. Es wird davon ausgegangen, dass die Belastung gleichmäßig zwischen beiden Ritzeln verteilt werden muss, weil sie gleich sind und die gleiche Tragfähigkeit haben. Die Motoren können so gesteuert werden, dass sie das gleiche Drehmoment übertragen. Daher wird $F_1 = F_2 = F$ angenommen.

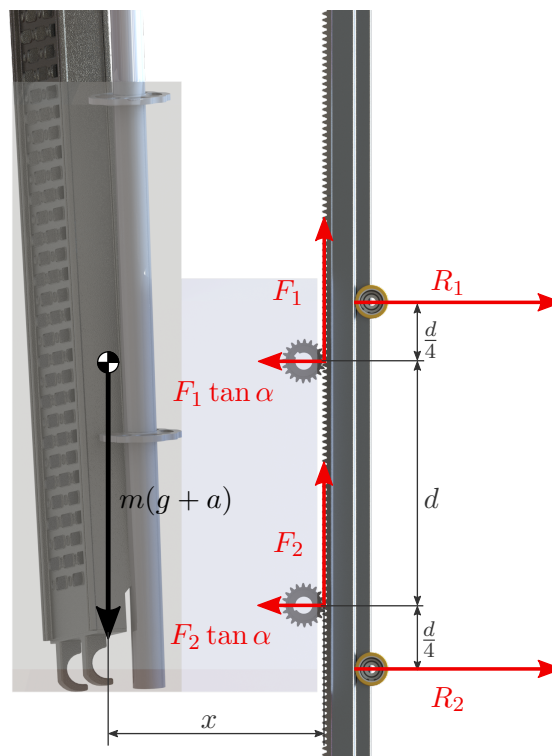


Bild 4.2: Erstelltes mechanisches Modell

Die Gleichungen 4.13 beziehen sich auf das mechanische Modell im **Bild 4.2**.

$$\left. \begin{array}{l} \sum F_y = 0 \\ \sum F_x = 0 \\ \sum M_1 = 0 \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} 2 \cdot F = m(g + a) \\ R_1 + R_2 = m(g + a) \cdot \tan \alpha \\ m(g + a) \cdot x + R_2 \cdot \frac{5d}{4} = F \cdot \tan \alpha \cdot d + R_1 \cdot \frac{d}{4} \end{array} \right\} \quad (4.13)$$

Die aus diesem Modell resultierenden Kräfte werden nach den Gleichungen 4.14 ausgedrückt.

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= m(g + a) \left(\frac{\tan \alpha}{2} + \frac{2 \cdot x}{3 \cdot d} \right) \\ R_2 &= m(g + a) \left(\frac{\tan \alpha}{2} - \frac{2 \cdot x}{3 \cdot d} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

R_1 ist dabei immer positiv, wobei R_2 nicht unbedingt immer positiv ist. Damit R_2 positiv ist, muss die folgende Bedingung erfüllt werden:

$$x < \frac{3 \cdot d \cdot \tan \alpha}{4} \quad (4.15)$$

Mit den Annäherungswerten $d = 434 \text{ mm}$ und $\alpha = 20^\circ$ müsste $x < 118,5 \text{ mm}$, damit R_2 positiv ist. Das ist geometrisch nicht möglich, weil das Robotermodul selber schon breiter ist. Mit der Transportplattform und den Materialien wird der Schwerpunkt noch weiter nach außen verschoben.

Aus den Werten $m = 195 \text{ kg}$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, $a = 0 \text{ m/s}^2$ und $x = 0,3 \text{ m}$ resultieren sich die Kräfte $F = 956,5 \text{ N}$, $R_1 = 1229,7 \text{ N}$, $R_2 = -533,4 \text{ N}$.

Das untere Rad ist nicht in der Lage, Kräfte R_2 in die andere Richtung zu übertragen. Dies bedeutet, dass das untere Ritzel gegen die Zahnstange gepresst wird, was zu einer neuen Konstruktionsidee mit nicht evolventischen Verzahnungen für diese Anwendung führt (**Abschnitt 4.5**). Dieser Kontakt Ritzel-Zahnstange wird den Moment ausgleichen. Dieses Reinpressen zwischen Ritzel und Zahnstange kann zur Beseitigung des Spiels zwischen den Zähnen führen, was zu einer Beschädigung der Oberfläche durch scharfe Kanten der Zähne führen kann. Aus diesem Grund wäre es sinnvoll, eine Zahnkopfrundung (dadurch wird aber die Profilüberdeckung leicht reduziert) oder eine Profilkorrektur vorzunehmen. Durch die Kopfrücknahme am getriebenen Rad wird der Eintrittsstoß gemildert, während durch die Kopfrücknahme am treibenden Rad der Austrittsstoß gemildert wird. Deshalb werden im Normalfall Kopfrücknahmen an beiden Rädern durchgeführt.

Die Rollen könnten auch auf der linken Seite gestellt werden, um dieses Reinpressen zu vermeiden.

4.3 Referenz Zahnstange und -ritzel

Kewazo hat bisher einen ersten Prototyp des Roboters gebaut. Deswegen sind die dazu verwendete Zahnstange und Ritzel von Mädlar bekannt, sowie die allgemeinen Informationen von Herstellungsverfahren, Eigenschaften der Materialien und andere wichtige Annahmen von Parametern bei der Berechnung durch die Firma Mädlar. Die Drehmomentangaben des Herstellers zu Zahnrädern beziehen sich nur auf die Verzahnung, ohne Berücksichtigung von Wellendurchmesser und Passfedergröße. Die Tragfähigkeitsberechnungen basieren auf den Grundlagen der Grübchentragfähigkeit (pitting) der Zahnflanken sowie der auftretenden Zahnfußspannung. Die

Berechnungsgrundlage ist die DIN 3990 [9] (Methode B). Mädler hat die in der **Tabelle 4.2** befindenden Berechnungsannahmen gemacht. Diese Annahmen gelten sowohl für die Zahnstangen als auch für die Ritzel der Firma.

Berechnungsfaktor/Einflussgröße	Abkürzung	Wert
Berechnungsverfahren	DIN 3990	Methode B
DIN Qualität		8
Zähnezahlverhältnis	U	1
Herstellungswerkzeug - Kopfhöhe	h_{aP0}	1,25
Herstellungswerkzeug - Fußhöhe	h_{fP0}	1
Herstellungswerkzeug - Kopfabrundung	$rh_{o_aP_o}$	0,25
Flankensicherheit	S_H	1,0
Zahnfußsicherheit	S_F	1,5
Anwendungsfaktor	K_A	1,25
Dynamikfaktor	K_V	1,0
Breitenlastverteilung	K_{Hbeta}	1
Schmierstoff/Rauheit Geschwindigkeitsfaktor	$Z_L \times Z_V \times Z_R$	1
Lebensdauerfaktor	Z_N	1

Tabelle 4.2: Berechnungsannahmen von Mädler [73]

Der Hersteller warnt vor Abweichungen der Sicherheitsfaktoren bei Änderungen des Zähnezahlverhältnisses: ist $U > 1$, so steigt für V-Null-Verzahnungen die Flankensicherheit an, die Fußsicherheit sinkt.

Das Ritzel wurde durch Wälzfräsen hergestellt.

Die Sicherheitsfaktoren der Dauerfestigkeit wie Flankensicherheit, Zahnfußsicherheit, Lebensdauerfaktor wurden bei Stahlwerkstoffen für 10 000 h Betriebsstunden berechnet. Sollen die Betriebsstunden verändert werden, werden die Sicherheitsfaktoren variieren. Der Anwendungsfaktor $K_A = 1,25$ ist für Industriegetriebe mit gleichmäßigen leichten Stößen verwendet. Nach Angaben des Herstellers habe der Dynamikfaktor K_V im Regelfall keinen großen Einfluss. Es wurde eine sehr gute Breitenlastverteilung idealisiert. Sie setzt präzise, steife und symmetrische Lagerung voraus. Für die Faktoren Schmierstoff und Geschwindigkeitsfaktor wurden eine ausreichende Ölschmierung, eine relative Rauheit von $R_{Z100} = 10$ und eine Umfangsgeschwindigkeit von 10 m/s angenommen.

Die Verschleißlebensdauer wird je nach Betriebsbedingungen durch entsprechende Schmierung beeinflusst. Bei unzureichender Schmierung kann es zum Fressen der Zahnradflanken kommen. Die besonders langsamen Betriebsbedingungen der Anwendung von Kewazo können zum Langsamlaufverschleiß führen.

In der **Tabelle 4.3** befindet sich die Information über das Ritzel des ersten Prototyps (**Bild 4.3**). Dabei handelt sich um ein Präzisions-Stirnzahnrad aus Stahl. Das Zahnrad wurde durch Einsatzhärten gehärtet und die Verzahnungen, Bohrungen und Planseiten wurden geschliffen. Die Stückkosten des Ritzels sind in **Tabelle 4.4** aufgeführt.

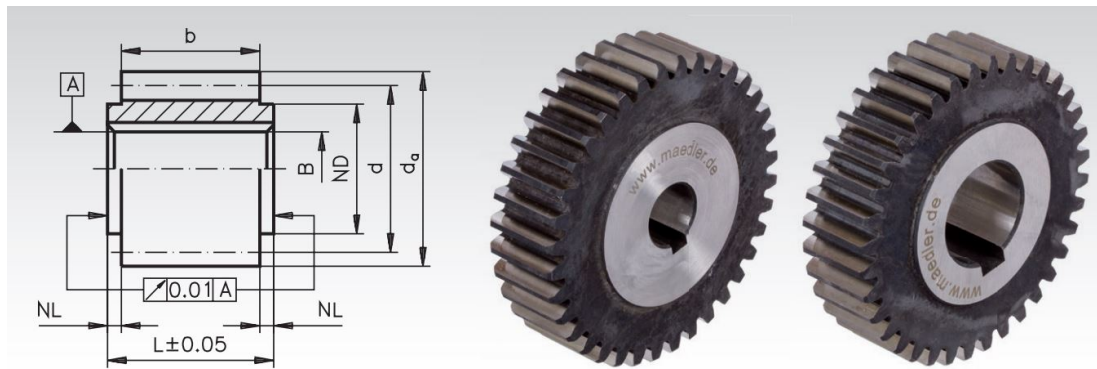


Bild 4.3: Zeichnung und Darstellung eines Ritzels von Mädler der entsprechenden Kategorie [73]

Anbieter	Mädler
Artikelnummer	24382025
Material	Stahl 16MnCr5
Verzahnungstoleranz	7e25
Einsatzgehärtet	HRC 58±2
Modul	m 3,0
Zähnezahl	z_1 20
Zahnbreite	b_1 25 mm
Eingriffswinkel	α 20°
Breite	B 28mm ^{+0,05} _{-0,05}
Kopfkreis	d_A 66mm _{-0,1}
Wälzkreis	d 60 mm
Zulässiges Drehmoment	DM 220 N m
Gewicht	M 477 g

Tabelle 4.3: Technische Daten des Ritzels des ersten Prototyps [73]

Die Verzahnungstoleranz ist nach DIN 3967 [6] eingegeben. Das Modul entspricht für beide Zahnstange und Ritzel der DIN 867 [14].

1	5	10	25	50
86,93	84,21	81,48	58,9	49,59

Tabelle 4.4: Staffelpreis in €/Stück des Ritzels von Mädler [73]

Die gewählte Zahnstange **Bild 4.4** von Mädler ist für fortlaufende Montage geeignet.

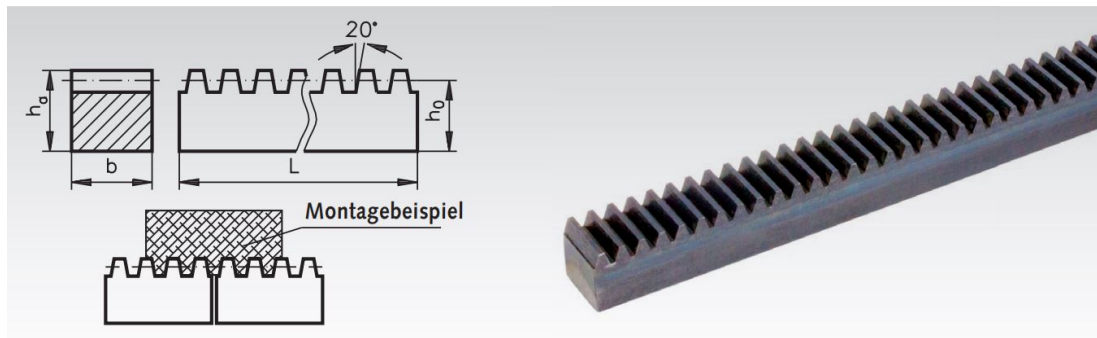


Bild 4.4: Zeichnung und Darstellung einer Zahnstange von Mädler der entsprechenden Kategorie [75]

Die Zahnstangen von Mädler werden mit Überkopfräser verzahnt. Dadurch entstehen Minus-Toleranzen. Die Information für das verwendete Modell befindet sich in der **Tabelle 4.5**. Die Maße h_A und h_0 haben eine Minustoleranz bei Modul 3-4 von $-0,3$ mm. Die Zahnstangen werden mit dem Bezugsprofil (BP) II nach DIN 867 [14]/ DIN 3972 [7] hergestellt. Die Längskanten werden gerundet. Besonders zu beachten ist der Qualitätsverlust durch die Härtung. Dabei verändert sich die Verzahnungsqualität von 8 auf ca. 10-11. Die Zahnstangen sind für eine fortlaufende Verzahnung abgelängt. Die Zahnstangen sind nicht anstoßverzahnt, so dass bei der Montage kleine Zwischenräume entstehen. Das Abrollen der Zahnräder kann jedoch ohne Probleme erfolgen. Das zu lösende Problem ist aber die Länge der Segmente. Da die Ist-Länge eines Segments ungefähr $1008,0\text{mm}_{-1,5}$ beträgt, sammeln sich alle 2 m 13 mm bis 16 mm zusätzliche Länge an. Weil dieses neue Konzept direkt auf dem Gerüst montiert wird, müssen die Schienen exakt 2 m lang sein, was eine große Anforderung an die Herstellung ist. Eine mögliche Lösung für das Problem wäre, dass die Länge der Hälfte der Zahnstangen um eine Teilung reduziert wird. So könnten sich die kürzeren und längeren Zahnstangen gepaart ausgleichen. Dies erhöht den Herstellungspreis, weil die Zahnstangen weiter bearbeitet werden müssen, löst aber das Problem.

Die Verzahnungstoleranz ist nach DIN ISO 1328 [19] eingegeben. Die Stückkosten für die Zahnstange sind in **Tabelle 4.6** zu sehen.

Der Hersteller Mädler empfiehlt mehrere Schmierungsarten für Stirnradgetriebe je nach Umfangsgeschwindigkeit. Für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 1 m/s soll Haftschrnierstoff durch Auftragschmierung verwendet werden. Die von Kewazo bisher benutzte Schmierung ist das Mehrzweckfett II von der Firma E-Coll.

Seine Bezeichnung nach DIN 51502 [10] ist KLF2K-30. Damit ist dieses Fett für Wälzlager, Gleitlager und Gleitflächen nach DIN [12] gedacht. Es ist ein graphitiertes Universalfett für hohe Belastungen und langsamen bis schnellen Bewegungen. Seine Konsistenzenteilung nach DIN 51818 [11] ist NLGI-Klasse 2. Es weist keine oder eine geringe Veränderung gegenüber Wasser auf. Der Gebrauchstemperaturbereich ist von -30°C bis 130°C bei allen für Fettschmierung zulässigen Gleitgeschwindigkeiten. Seine Basis besteht aus Lithiumseife, Mineralöl, Additive

Anbieter	Mädler
Artikelnummer	24388605
Material	Blankstahl C45KG
Gefräst in Qualität	ISO 8
Induktiv gehärtet	HRC 54±4
Resultierende Verzahnungsqualität	ca. ISO 10-11
Modul	m 3,0
Eingriffswinkel	α 20°
Zahnbreite	b 30 mm
Gesamthöhe	h_A 30mm _{-0,3}
	h_0 27mm _{-0,3}
Nennlänge	L_0 1000 mm
Ist-Länge	L 1008,0mm _{-1,5}
Gewicht	M 6,27 kg
Zähnezahl	Z 107

Tabelle 4.5: Technische Daten der Zahnstange des ersten Prototyps [75]

	1	5	10	25	50	100
	110,8	93,74	82,37	71,79	68,54	66,27

Tabelle 4.6: Staffelpreis in €/Stück der Zahnstange von Mädler [75]

und Graphit (Festschmierstoffe). Neben den in **Abschnitt 2.5.5** genannten Eigenschaften, bietet dieses Fett gute Notlaufeigenschaften durch feinstverteilten Kolloidgraphit. Es ist für Aufzüge geeignet, wobei es nicht unbedingt für offene Getriebe gedacht ist. Dieses Fett wird mit Pinsel oder Lappen auf die Flächen verteilt.

Für den nächsten Prototyp soll auch nach dem optimalen und am geeignetsten Schmierstoff gesucht werden. Besonders geeignet sollen die Schmierfette der „OG“ (offene Getriebe) nach DIN 51502 [10] Reihe sein.

Die Wahl des Schmierstoffs ist frei und soll optimiert werden. Dabei ist zu beachten, dass der Wartungsaufwand minimal ist.

Die Umgebung ist staubig und andere Schmutzpartikel können sich im Kontakt zwischen den Zähnen ansammeln. Da sich die Baugruppe im Freien befindet, muss sie zudem allen Witterungsbedingungen wie Regen, Schnee usw. standhalten.

Werkstoff	Zulässige Biegeschwelfestigkeit s_{bw} in N/mm^2	Zulässige Flankenpressung s_{Hlim} in N/mm^2
C45 normalisiert	200	590
16MnCr5 einsatzgehärtet	400	1630

Tabelle 4.7: Kennwerte der verwendeten Werkstoffe [73]

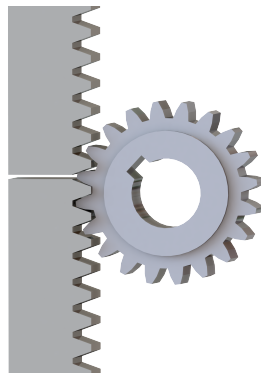


Bild 4.5: Render der aktuellen Lösung von Mädler

4.3.1 Ergebnisse des aktuellen Prototyps

Die aktuelle Lösung des Prototyps von Kewazo wurde berechnet. Besonders wichtig sind die verschiedenen Sicherheitsfaktoren für die jeweiligen Tragfähigkeitsberechnungen. Für eine stoßfreie und gleichförmige Bewegungsübertragung sowie zur Vermeidung von großem Verschleiß ist eine hohe Profilüberdeckung anzustreben.

Breite Ritzel	b_{Ritzel}	25 mm
Breite Zahnstange	$b_{Zahnstange}$	30 mm
Teilkreis	d	60 mm
Zähnezahl	z	20
dynamisches Drehmoment	T	30,83 N m
statisches Drehmoment	$T_{statisch}$	29,27 N m
Drehzahl	n	254,65 min ⁻¹

Tabelle 4.8: Eingabedaten des Prototyps von Kewazo

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	6,27	2,67
Fußtragfähigkeit	S_F	9,80	6,57
Fressen	S_{intS}	24,59	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	S_{Hstat}^2	22,14	6,66
Fußtragfähigkeit	S_{Fstat}	31,35	36,68

Tabelle 4.9: Sicherheitsfaktoren des Prototyps von Kewazo

Der Faktor Ritzelbreite / Ritzelteilkreisdurchmesser b/d beträgt 0,417.

Die Profilüberdeckung ε_α beträgt 1,77.

Besonders wichtig für die Berechnung sind die von der dynamischen Berechnung, in der die Lastspiele berücksichtigt werden. Obwohl der Sicherheitsfaktor gegen Grübchen eher gering

ist, sind andere Sicherheitsfaktoren - wie die Fußtragfähigkeit - zu optimieren. Zu große Sicherheitsfaktoren führen zu überdimensionierten Lösungen, die dann auch das gesamte Gewicht des Systems und ihre verbundenen Kosten erhöhen.

Deshalb ist das Ziel vom **Abschnitt 4.7**, eine Standard Lösung (Zahnstange-Ritzel System) zu optimieren.

4.4 Rollen-Ritzel System

Diese Alternative wurde in **Abschnitt 2** im **Abschnitt 2.5.1** erläutert. Das Rollenritzel-System erweitert das traditionelle Zahnstangenkonzept, indem es die Stirnradverzahnung durch lagergestützte Rollen ersetzt, die in ein einzigartiges Zahnprofil in der Zahnstange eingreifen. Anstatt der Gleitreibung herkömmlicher Zahnstangensysteme bieten die Rollen eine sanfte Rollreibung, die Drehbewegungen mit einem Wirkungsgrad von 99% in Linearbewegungen umwandelt. Besonders interessant ist die Möglichkeit, Kunststoffzahnstangen zur Gewichtsreduzierung der Baugruppe einzusetzen.

Die *Roller Pinion Systems* (RPS) von Nexen Group (**Bild 4.6**) werden bei dieser Gestaltungsmöglichkeit verwendet.

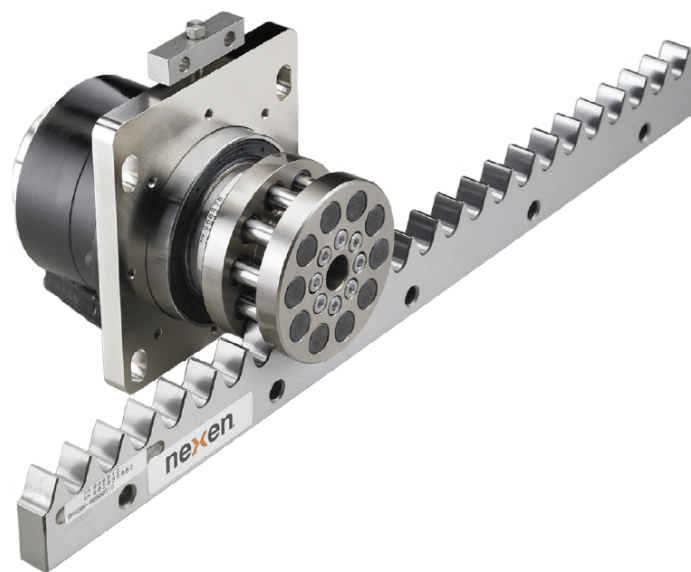


Bild 4.6: RPS System von Nexen Group [72]

Nach den Selektionsverfahren von Nexen muss ein Stoßfaktor auf die Gesamtkraft angewendet werden. Für einen normalen Betrieb empfiehlt die Firma einen Stoßfaktor von 1,2 und so beträgt die in der **Gleichung (4.10)** berechnete Gesamtkraft pro Ritzel mit Stoßfaktor 1233,12 N.

Sie verfügen über sechs Zahnstangenmodelle, vier davon sind korrosionsbeständig und sind in **Tabelle 4.10** mit ihren entsprechenden Markennamen aufgelistet. Wenn ein schmierfreier Betrieb erwünscht wird, werden nur die *Premium-*, *Endurance-* und *Versa-* Zahnstangen berücksichtigt.

Standardlängen für die RPS Größen RPS20 und RPS25 sind 500 mm und 1000 mm und durch geometrische Toleranzen wird es gewährleistet, dass die Ist-Längen die Standardlängen nicht überschreiten. So wäre die Problematik der Referenzzahnstange vom **Abschnitt 4.3** gelöst, weil die Länge nicht mehr bearbeitet werden müsste. Die Segmente können nacheinander ohne Probleme gebaut werden.

	<i>Premium Rack</i>	<i>Endurance Rack</i>	<i>Universal Stainless Rack</i>	<i>Versa Rack</i>
Korrosionsbeständigkeit	hoch	mittel	sehr hoch	extrem hoch
schmierfreier Betrieb	Ja, bis zu 30 m/min	Ja, bis zu 30 m/min	Nein	Ja, bis zu 2 m/min

Tabelle 4.10: Auswahl von Zahnstangenmodellen von Nexen Group

Was das Ritzel angeht, stehen zwei Modelle zur Verfügung: das *Premium* und das *Value* Ritzel. Das einfachere Ritzel eignet sich für leichtere Lasten und Anwendungen mit allgemeinen Genauigkeitsanforderungen. Es ist aus Aluminium hergestellt und kann in rauen Umgebungen eingesetzt werden. Es ist in drei Größen erhältlich, die jeweils 10 Rollen haben. Die größte Größe kann bis zu 1100 N übertragen, was knapp für diesen Einsatz ist. Das Hauptproblem (und der Grund für seinen Ausschluss) ist die Anzahl der Kontakte pro Rolle, die von diesem einfacheren Ritzel zugelassen werden (es sind nur 2 Millionen Zyklen). Aus diesem Grund muss das hochwertigere Rollen-Ritzel verwendet werden (Lebensdauer bis zu 60 Millionen Kontakte) (siehe **Tabelle 4.11**).

RPS Größe	<i>Premium Rack</i>	<i>Endurance Rack</i>	<i>Universal Stainless Rack</i>	<i>Versa Rack</i>
<i>Premium Ritzel</i>	20	20	25	25
bis zu	1500 N	1500 N	1650 N	1100 N
Anzahl Kontakte	60 Mio	60 Mio	60 Mio	2 Mio
<i>Value Ritzel</i>			25	
bis zu			1100 N	
Anzahl Kontakte			2 Mio	

Tabelle 4.11: Auswahl von Ritzelmodellen von Nexen Group

Durch die Verwendung von *Premium* Ritzeln können für die *Premium*- und *Endurance*- Zahnstangen kleinere Ritzel- und Zahnstangenabmessungen angestrebt werden. Darüber hinaus ermöglicht dieses *Premium* Ritzel die Übertragung der benötigten Kräfte ohne Einschränkungen. Aufgrund der geringen Präzisionsanforderungen passt für diese Anwendung die *Endurance* Zahnstange am besten (sie kostet nämlich entsprechend weniger). Sie verfügt über Korrosionsschutz und kann mit geringen Mengen oder ohne Schmierung verwendet werden. Auch das Ritzel benötigt keine Wartung, weil es lebenslang geschmiert ist.

Hergestellt aus einem selbstschmierenden Thermoplast, ist die *Versa*-Zahnstange gut geeignet für schmutzige Umgebungen oder z. B. für die Lebensmittel- und Pharmaproduktion, da es ohne Schmierung betrieben werden kann. Ihre maximal übertragbare Kraft ist kleiner als die für metallische Zahnstangen der selben Größe.

Die metallischen Zahnstangen können mehr Kraft übertragen, wiegen aber deutlich mehr. Die *Versa* Zahnstange ist korrosionsbeständiger und leichter als die *Endurance* Zahnstange und ihre kleinere Präzision ist nicht kritisch.

Diese drei Zahnstangen werden im Folgenden verglichen (**Tabelle 4.12**). Für diese Anwendung sind aber aus den genannten Gründen die *Endurance* und *Versa* Zahnstangen.

Zahnstange Ritzel	<i>Premium Rack</i> <i>Premium Pinion</i>	<i>Endurance Rack</i> <i>Premium Pinion</i>	<i>Versa Rack</i> <i>Premium Pinion</i>
ZAHNSTANGE			
Präzision	±30 µm	±80 µm	±500 µm
Wiederholbarkeit	±5 µm	±20 µm	±20 µm
Größe	RPS20	RPS20	RPS25
Max. Kraft	1500 N	1500 N	1100 N
Max. Eingriffswinkel	26,4°	26,4°	26,4°
Durch. Eingriffswinkel	21,9°	21,9°	21,9°
Modul	6 mm	6 mm	7,5 mm
Max. Geschwindigkeit	5 m/s	5 m/s	2 m/s
Teilung Zahnstange	20 mm	20 mm	25 mm
Zahnstangenhöhe	42 mm	42 mm	48 mm
Zahnstangenbreite	15,5 mm	15,5 mm	18,5 mm
Zahnstangenlänge	999,40mm ^{+0,20} _{-0,20}	999,50mm ^{+0,25} _{-0,25}	998,4 mm
Anzahl der Zähne	50	50	40
Masse Zahnstange	4,1 kg/m	4,1 kg/m	1,0 kg/m
	30 000 000	30 000 000	2 000 000
Ungefähre Lebensdauer	Walzenkontakte pro Zahn	Walzenkontakte pro Zahn	Walzenkontakte pro Zahn
RITZEL			
Max. Durch. Drehmoment	52,5 N m	52,5 N m	89,5 N m
Anzahl der Rollen	10	10	10
Weg pro Umdrehung	200 mm	200 mm	250 mm
Teilkreis	63,7 mm	63,7 mm	79,6 mm
Max. Drehzahl	1500 min ⁻¹	1500 min ⁻¹	1820 min ⁻¹
Max. Geschwindigkeit	5 m/s	5 m/s	8 m/s
Material	Stahl	Stahl	Stahl
Masse Ritzel	1,4 kg	1,4 kg	2,1 kg
	60 000 000	60 000 000	2 000 000
Ungefähre Lebensdauer	Kontakte pro Rolle	Kontakte pro Rolle	Kontakte pro Rolle

Tabelle 4.12: Vergleich der verschiedenen Lösungen von Nexen Group

Der Betriebstemperaturbereich ist -5 °C bis 40 °C. Dies könnte ein Problem im Winter sowie im

Hochsommer bereiten. Der Hersteller empfiehlt, das RPS-System bei der höchsten Temperatur zu installieren, bei der das System betrieben wird, und große Temperaturschwankungen zu vermeiden, um maximale Genauigkeit und Leistung zu gewährleisten. Um die volle Präzision des Systems auszunutzen, sollte sein Einsatz in diesem Temperaturbereich bleiben. Sonst kann die Ausrichtung der Zahnstangen oder die Vorspannung des Ritzels gestört werden. Weil die Präzisionsanforderung für diese Anwendung weniger kritisch ist, könnte das System außerhalb diesem Temperaturbereich getrieben werden.

Die Kosten für diese Produkte sind hoch. Eine ein Meter lange Zahnstange kostet 573 € und ein Ritzel 568 €. Der Kauf größerer Mengen kann den Preis der Komponenten senken, aber sie sind immer noch deutlich teurer als andere Lösungen. Der größte Vorteil der Produkte von Nexen sind die Präzisionsfähigkeiten, die für dieses Projekt nicht erforderlich sind. Obwohl ein schmierungsfreier Einsatz von Vorteil ist (aufgrund der geringen Systemwartung), ist das System dennoch eine unwirtschaftliche, nicht budgetgerechte Option.

4.5 Andere Verzahnungen

Im **Abschnitt 2.5.1** wurden die wichtigsten Verzahnungsarten vorgestellt. Die Evolventenverzahnung hat viele Vorteile und ist daher die am häufigsten verwendete Verzahnungsart in der Industrie. Einer der Vorteile gegenüber anderen Verzahnungsgeometrien ist die Unempfindlichkeit gegenüber Achsabstandsabweichungen. Wie aus dem mechanischen Modell (**Bild 4.2**) und der **Gleichung (4.14)** berechnet, wird das untere Ritzel gegen die Zahnstange reingedrückt, so dass keine Gefahr besteht, sich von der Zahnstange zu entfernen. So könnten andere Verzahnungen genommen werden, weil das Problem mit den Achsabstandsabweichungen gelöst ist.

Eine Verzahnungsart, die für diese Situation geeignet wäre, ist daher die Zykloidenverzahnung. Bei der Evolventenverzahnung mit einem Modul von $m = 6$ (**Abschnitt 4.7.1**) hat sich gezeigt, dass die minimale Zähnezahl 11 beträgt, was zu großen Ritzelabmessungen bei immer noch geringer Profilüberdeckung führt. Mit einer Zykloidenverzahnung sind kleine Mindest-Zähnezahlen möglich und die Flankenpressung ist geringer als bei Evolventenverzahnung. Ihre Herstellung ist jedoch teurer und schwieriger.

Die Wildhaber-Novikov-Verzahnung (W-N-Verzahnung) wäre auch eine Möglichkeit. Bei gleichbleibendem Achsabstand weist diese Verzahnungsart eine hohe Übertragungskapazität und eine geringe Flächenpressung auf, da sie den Druck nicht nur auf einen linearen Kontakt, sondern gleichzeitig auf dem gesamten Kreisbogen verteilt. Keine Profilüberdeckung ist vorhanden und ihre Herstellung ist auch teuer.

Die hohen Herstellungskosten dieser beiden Möglichkeiten dürften für den Nutzen, den sie bieten, proportional zu hoch sein.

Es sollte auch berücksichtigt werden, dass nicht-evolventische Profile nicht die Anzahl von Normen und Richtlinien oder Konstruktionsrichtlinien haben, die es für evolventische Profile gibt.

Aus diesem Grund muss es der Hersteller sein, der die Tragfähigkeit zertifiziert oder es müssen die entsprechenden Prüfungen und Tests durchgeführt werden, um die Eignung der nicht-evolventischen Profile sicherzustellen.

4.6 Asymmetrie

Mit dem mechanischen Kraft- und Drehmomentenausgleichsmodell vom **Bild 4.2** wurde sichergestellt, dass nur die Oberseite der Zahnstangen­zähne die Spannungen aufnehmen, unabhängig vom Betriebszustand (auffahren, runterfahren, stillstand). Deshalb wird die Optimierung des Zahnprofils der Zahnstange in Betracht gezogen.

Das Unterteil der Zähne benötigt eigentlich keine feine Oberflächenrauheit, zum Beispiel. Die Form des Unterteils kann verändert werden, da sie zu keinem Zeitpunkt für das Eingreifen der Zähne verwendet wird.

Ein Vorschlag für eine asymmetrische Geometrie ist derjenige, deren Oberseite des ursprünglichen Zahnes der Zahnstange erhalten bleibt. Der untere Teil wird reduziert, da die maximalen Spannungen der Biegung bei den Zähnen im Bereich des Zahnfußes liegen. Deswegen bleibt der Querschnitt des Zahnfußes dabei konstant.

Für ein asymmetrisches Profil gibt es das gleiche Problem wie bei anderen nicht-evolventischen Verzahnungsarten: hohe Fertigungskosten. Es ist sehr wahrscheinlich, dass die zusätzlichen Kosten –gegenüber denen von einer Standard-Evolventenverzahnung– für die spezifische Gestaltung und Optimierung des Zahnprofils nicht wirtschaftlich sind. Auch die Gewichtsreduktion des Ganzen ist nicht bemerkbar. Aus diesem Grund wird diese Alternative als eine weitere Option vorgestellt, aber sie wird als kompliziert in der Umsetzung geschätzt.

4.7 Zahnstange-Ritzel System

Zwei verschiedene Lösungen für den Einsatz von Standard Zahnstange-Ritzel Systemen werden angestrebt: ein erstes Ergebnis mit der Einschränkung des Moduls $m \geq 6$ und ein zweites ohne diese Einschränkung, das es ermöglicht, mit mehr Variablen spielen zu können, aber das die Erstellung eines Gutachtens der Lösung voraussetzt.

Nur Geradstirnräder werden bei der Berechnung berücksichtigt. Sie werden bei kleineren bis mittleren Umfangsgeschwindigkeiten $v < 5 \text{ m/s}$ verwendet und das ist der Fall. So werden Axialkräfte und zusätzliche Lagerbelastungen vermieden. Die Laufruhe und Geräuschbildung des Ritzels ist an einer Baustelle nicht besonders kritisch.

Die Berechnung wird mit dem Programm STplus 8.1 gemacht. Diese Softwarelösung basiert auf den Forschungsergebnissen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), die im FZG durchgeführt wurden. Das Programm dient zur Geometrie- und Tragfähigkeitsberechnung von Evolventen-Stirnradpaarungen und der Paarung Stirnrad-Werkzeug. Die Tragfähigkeitsberechnung ist nach den unterschiedlichsten Rechenverfahren möglich. Die Tragfähigkeitsnorm ISO 6336 [23] ist in den Bereichen Kraftfaktoren, Fuß- und Flankentragfähigkeit mit der Trag-

fähigkeitsnorm DIN 3990 [9] weitgehend identisch. Nur im Dauerfestigkeitsgebiet sind die Lebensdauerfaktoren in der ISO 6336 und der DIN 3990 anders, aber die Lastspielzahl dieser Anwendung ist an der Grenze der Dauerfestigkeit. Da eine Fressberechnung in ISO 6336 bisher nicht genormt ist, wird für die Fressberechnung die DIN 3990 (Teil 4) verwendet.

Informationen über die Hauptursache für den Ausfall eines solchen Systems sind nicht verfügbar. Zur Optimierung der Gestaltung wäre vorteilhaft, die häufig auftretenden Probleme oder Schaden zu wissen. So könnte die Gestaltung gezielt erfolgen.

Was die Schmierung angeht, wird es für diese Anwendung ein Schmierfett der Art „Offene Getriebe“ verwendet. Ein gutes Beispiel dafür ist das Schmierfett von der Firma Castrol „Molub-Alloy OG 936 SF Heavy“. Es ist ein lösemittelfreies Hochleistungs-Mehrzweckschmierfett für höchste Belastungen, das sich u. a. für Anwendungen wie offene Getriebe, Zahnstangenantriebe oder halbgeschlossene Langsamgetriebe eignet. Es kommt dort zum Einsatz, wo hohe Temperaturen, Staub und Schmutz oder widrige klimatische Bedingungen wie Wasser, Schnee, Eis oder Graupel vorherrschen. Ihre relevante Eigenschaften sind eine umweltfreundliche Zusammensetzung (enthält keine gefährdenden Stoffe), chemische und thermische Stabilität, baut einen extrem beständigen Schmierfilm, verfügt über eine hervorragende Erosionsbeständigkeit bei Regen oder Eisregen. Unter staubigen Bedingungen hat es Ablösebeständigkeit, härtet selbst nicht aus und bleibt fließfähig. Deshalb ist es sehr gut für den Einsatz im Freien geeignet.

Castrol Molub-Alloy OG 968 SF Heavy ist so konzipiert, dass sich möglichst schnell ein tragender Schmierfilm bildet, der jedoch zäh haftet und auch von vertikal angeordneten Zahnrädern nicht abtropft. [69]

Dieses Fett ist nur ein Beispiel für ein geeignetes Fett für diese Anwendung. Andere Fette mit ähnlichen Eigenschaften sollten auch geeignet sein. Besonders wichtig ist, dass das Fett für hohe Belastungen geeignet ist. Soll das Fett nicht beständig genug sein, könnte sich daraus ergeben, dass die Schmierfilmdicke im Langsamlauf zu null tendiert. Dies hinsichtlich des Verschleißes wäre nachteilig.

Zur überschlägigen Bestimmung der Hauptabmessungen des Ritzels, d.h. des Durchmesser und der Breite, wird der vereinfachte Kennwert für die Hertzsche Pressung, der K-Faktor, als Tragfähigkeitskennwert benutzt.

$$K^* = \frac{F_t}{bd_1} \cdot \frac{u + 1}{u} \tag{4.16}$$

K^*	N/mm ²	K-Faktor	u	-	Übersetzung
b	mm	Breite	d_1	mm	Teilkreis des Ritzels
F_t	N	Umfangskraft			

Mehrere Erfahrungswerte für K^* aus verschiedenen Anwendungsgebieten für verschiedene Werkstoffpaarungen sind im Niemann dargestellt [50].

Für ein Hubwerk mit einem Elektromotor als Antrieb mit den folgenden Eigenschaften als Beispiel,

- Umfangsgeschwindigkeit: 2,8 m/s
- Ritzel: einsatzgehärtet, geschliffen, 17 CrNiMo 6, C 57/60
- Rad: vergütet, gefräst oder gehobelt oder gestoßen, 34 CrNiMo 6, B 310

wird $K^* = 1,9 \text{ N/mm}^2$ empfohlen.

Damit ist der Teilkreis je nach Zahnbreite nach **Gleichung (4.16)** wie folgt (**Tabelle 4.13**). Die dafür verwendete Kraft wurde im **Abschnitt 4.2** berechnet und für ein System Zahnstange-Ritzel gilt

$$\lim_{u \rightarrow \infty} (u + 1)/u = 1$$

$b(\text{mm})$	$d(\text{mm})$	$b/d(-)$	$d_a/12(\text{mm})$
15	72,11	0,21	7,01
20	54,08	0,37	5,51
25	43,27	0,58	4,61

Tabelle 4.13: Überschlägige Geometriedimensionen zur Gestaltung von Getriebe nach Flankenpressung

Kompakte Getriebe sind kostengünstiger. Deswegen werden große b/d -Werte angestrebt. Aber wenn die Ritzel zu breit sind, kann es zu einer schlechteren Kraftverteilung kommen. Ein Kompromiss muss gefunden werden. Eine Mindestbreite ist jedoch besonders bei Leistungsgetrieben nötig, um eine ausreichende Steifigkeit der Räder in Axialrichtung zu sichern. Für eine Geradverzahnung empfiehlt Tuplin [60] eine Breite $b > 6m$ für eine sichere Steifigkeit der Zähne und $b > d_a/12$ (wo $d_a = d + 2m$) für eine sichere Steifigkeit des Rades. [50]

Da keine großen axialen Kräfte auftreten sollten, wird für diese Berechnung die Mindestbreite für die Zahnsteifigkeit vernachlässigt. Doch werden die Werte $b > d_a/12$ für die allgemeine axiale Radsteifigkeit angehalten.

Mit der Software STplus wurden mehrere Lösungen für die Zahnstange und Ritzel berechnet. Die Eingabedaten vom **Abschnitt 4.1** und die Berechnungen im **Abschnitt 4.2** wurden dabei verwendet. Alle anderen Daten, die nicht in der **Tabelle 4.1** enthalten sind, sind weitere zu bestimmende Variablen.

Die Referenzlösung wurde schon gerechnet und sie dient zur Optimierung ihrer Schwäche. Die überschlägigen Zahlen in der **Tabelle 4.13** vereinfachen die Wahl der ersten Iteration der Berechnung.

Die zu übertragende Kraft ist konstant bei allen Iterationen. Ändert sich der Teilkreis des Zahnrads, ändern sich auch das zu übertragende Drehmoment und die Drehzahl des Zahnrads. Diese können nach **Gleichung (4.11)** und **Gleichung (4.12)** neu berechnet werden und ihre Werte sind in den Tabellen für jede Iteration zusammengefasst.

Die verwendeten Materialien, Härte, Schmierstoffe und Anwendungsfaktor sind auch die gleichen wie die vom Prototyp im **Abschnitt 4.3.1**, um den Vergleich der Lösungen zu erleichtern. Für die Toleranzen und damit für die Genauigkeit der Verzahnung sind nach DIN 3960 [4] zwölf Qualitäten vorgesehen (diese Norm wurde durch DIN ISO 21771 [20] ersetzt). Für geringe Umfangsgeschwindigkeiten (unter 3 m/s) sind die Verzahnungsqualitäten 10 bis 12 einzusetzen.

4.7.1 Modul 6

Ziel dieser Berechnungen ist es, ein Ritzel mit Modul 6 zu ermitteln, das der erforderlichen Tragfähigkeit entspricht, möglichst kompakte Abmessungen aufweist (obwohl ein Modul von 6 es verkompliziert) und so wenig wie möglich wiegt.

Für die erste Iteration werden die mittigen überschlägigen Zahlen der **Tabelle 4.13** genommen: eine Zahnbreite von 20 mm, die schon um 5 mm die Zahnbreite des Prototyps von Kewazo reduziert (mit Blick auf Gewichtsreduktion), und ein Teilkreis von ungefähr $\sim 54,08$ mm. Die resultierenden Eingabedaten sind in der **Tabelle 4.14** zusammengefasst.

Breite Ritzel	b_{Ritzel}	20 mm
Breite Zahnstange	$b_{Zahnstange}$	25 mm
Teilkreis	d	54 mm
Zähnezahl	z	9
dynamisches Drehmoment	T	27,75 N m
statisches Drehmoment	$T_{statisch}$	26,34 N m
Drehzahl	n	282,95 min ⁻¹

Tabelle 4.14: Eingabedaten der Iteration 1

Die Tragfähigkeitsberechnung konnte nicht durchgeführt werden, weil die Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha < 1,1$ ist. Das liegt daran, dass das Unterschreiten einer bestimmten Zähnezahl, der Grenzzähnezahl z_g , beim Erzeugen der Verzahnung eines außen verzahnten Null-Rades (ohne Profilverschiebung) zu Unterschnitt an den Zahnflanken führt. Damit verbunden ist eine Kürzung der Eingriffsstrecke, die zur Verringerung der Profilüberdeckung und somit zur Verschlechterung der Eingriffsverhältnisse führt.

Die theoretische Grenzzähnezahl für 20° beträgt $z_g = 17$. Trotzdem ergibt sich eine wirkliche Gefährdung der Eingriffsverhältnisse erst bei der praktischen Grenzzähnezahl $z'_g = 14$.

Zur Vermeidung von Unterschnitt könnte die Profilverschiebung eingesetzt werden. Mit der praktischen Grenzzähnezahl $z'_g = 14$ ergibt sich damit der Grenzwert x für den Unterschnittbeginn nach **Gleichung (4.17)**. Anders gesagt, mit positiver Profilverschiebung wird die Grenzzähne-

zahl kleiner. [64]

$$x_{grenz} = \frac{z'_g - z}{z_g} = \frac{14 - z}{17} \quad (4.17)$$

Damit wäre mit einer Zähnezahl von 9 eine Profilverschiebung von 0,3 notwendig zur Vermeidung von Unterschnitt.

Mehrere Iterationen wurden durchgeführt, um die erste Lösung mit der geringstmöglichen Zähnezahl zu finden, die den Anforderungen der Profilüberdeckung entspricht. Das ist mit einer Zähnezahl von 11. Die damit verbundenen Eingabedaten sind in der **Tabelle 4.15** zu sehen.

Breite Ritzel	b_{Ritzel}	20 mm
Breite Zahnstange	$b_{Zahnstange}$	25 mm
Teilkreis	d	66 mm
Zähnezahl	z	11
dynamisches Drehmoment	T	33,91 N m
statisches Drehmoment	$T_{statisch}$	32,19 N m
Drehzahl	n	231,50 min ⁻¹

Tabelle 4.15: Eingabedaten mit $z = 11$

Mit einer Zähnezahl von $z = 11$ (ohne Profilverschiebung) beträgt die Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha = 1,15$. Sie ist hoch genug, um eine saubere Kraftübertragung zu gewährleisten. Die Sicherheitsfaktoren dieser Iteration sind in der **Tabelle 4.16** aufgelistet.

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	3,68	2,41
Fußtragfähigkeit	S_F	11,55	13,96
Fressen	S_{intS}	22,41	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	S_{Hstat}^2	12,94	5,98
Fußtragfähigkeit	S_{Fstat}	30,58	72,86

Tabelle 4.16: Sicherheitsfaktoren mit $z = 11$ ohne Profilverschiebung

Um zu sehen, wie sich die Profilverschiebung auf die Tragfähigkeit der Komponenten auswirkt, wird die Lösung mit einer Profilverschiebung des Ritzels von 0,2 (nach **Gleichung (4.17)**) für die gleiche Zähnezahl berechnet. Die Profilüberdeckung beträgt damit $\varepsilon_\alpha = 1,33$ und die Sicherheitsfaktoren sind in der **Tabelle 4.17** zu sehen.

Mit Profilverschiebung gibt es keinen Unterschnitt am Ritzel und daher hat sich die Profilüberdeckung verbessert. Die Sicherheitskoeffizienten für das Ritzel sind größer und die von der Zahnstange haben sich verschlechtert. Dennoch sind das große Sicherheitsfaktoren.

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	4,87	2,40
Fußtragfähigkeit	S_F	13,88	12,50
Fressen	S_{intS}	22,52	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	S_{Hstat}^2	17,11	5,97
Fußtragfähigkeit	S_{Fstat}	41,91	62,06

Tabelle 4.17: Sicherheitsfaktoren mit $z = 11$ und positiver Profilverschiebung $x = 0,20$

Da die Abmessungen eines Ritzels mit Modul 6 groß sind, ist es erforderlich, auf Profilverschiebungen zurückzugreifen, wenn eine reduzierte Zähnezahzahl beibehalten werden soll.

Sollte es wichtig sein, dass die Teile in den Katalogen zu finden sind, ist es notwendig, auf die Profilverschiebung zu verzichten und es gibt andere zusätzliche Einschränkungen. So ist beispielsweise für ein Modul von 6 die Mindestzähnezahzahl, die viele Hersteller anbieten, 12.

Nach Absprache mit Kewazo ist es nicht unbedingt nötig, dass die Komponenten schon in Katalogen von Herstellern zur Verfügung stehen. Sie könnten auch ein Ritzel nach Maß fertigen lassen. Aus diesem Grund ist die Möglichkeit, ein Ritzel mit 11 Zähnen herzustellen, noch sinnvoll. Die Preise müssten dann verglichen werden.

Die Idee dieser letzten Iteration ist der Austausch von Breiten zwischen dem Ritzel und der Zahnstange und auch die Reduzierung von beiden Breiten. Die Verringerung der Breite der Zahnstange bedeutet eine deutliche Gewichtsreduzierung, die auch die Montage des Systems erleichtern wird.

Breite Ritzel	b_{Ritzel}	20 mm
Breite Zahnstange	$b_{Zahnstange}$	15 mm
Teilkreis	d	66 mm
Zähnezahzahl	z	11
dynamisches Drehmoment	T	33,91 N m
statisches Drehmoment	$T_{statisch}$	32,19 N m
Drehzahl	n	231,50 min ⁻¹

Tabelle 4.18: Eingabedaten der Iteration mit Austausch und Reduzierung von Breiten

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	3,714	1,84
Fußtragfähigkeit	S_F	14,10	7,616
Fressen	S_{intS}	21,04	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	S_{Hstat}^2	13,09	4,57
Fußtragfähigkeit	S_{Fstat}	42,66	37,90

Tabelle 4.19: Sicherheitsfaktoren der Iteration mit Austausch und Reduzierung von Breiten

Der Ausfall der Komponenten wird auf Verschleiß oder Grübchenbildung zurückführen. Die niedrigsten Sicherheitskoeffizienten sind die der Grübchenbildung und das **Bild 2.13** zeigt auch, dass diese die Ursache für den Ausfall bei niedrigen Geschwindigkeiten sind.

Es gibt noch einen Unterschied zwischen den Sicherheitsfaktoren der Zahnstange und des Ritzels. Im Idealfall sollten sie sehr ähnlich sein, da die Anzahl der Zyklen, die jeder zu bewältigen hat, bereits in den Berechnungen berücksichtigt ist.

Es gibt noch einen Unterschied zwischen den Sicherheitsfaktoren der Zahnstange und des Ritzels. Im Idealfall sollten sie sehr ähnlich sein, da die Anzahl der Zyklen, die jeder zu bewältigen hat, bereits in den Berechnungen berücksichtigt ist.

Ein weiterer zu kommentierender Aspekt ist der Unterschied zwischen den Sicherheitsfaktoren gegen Grübchenbildung und gegen Zahnfußbruch. Der Zahnfuß ist sehr überdimensioniert. Eine mögliche Lösung wäre, die Breite der Komponenten weiter zu reduzieren, aber es würde bedeuten, Komponenten mit einer Breite von weniger als 15 mm zu haben, was (in Bezug auf die Proportionen und Stabilität) keine geeignete Lösung ist. Eine andere Lösung wäre die Verwendung von einfacheren Materialien mit geringerer Tragfähigkeit (mit Beibehaltung der berechneten Oberflächenhärte).

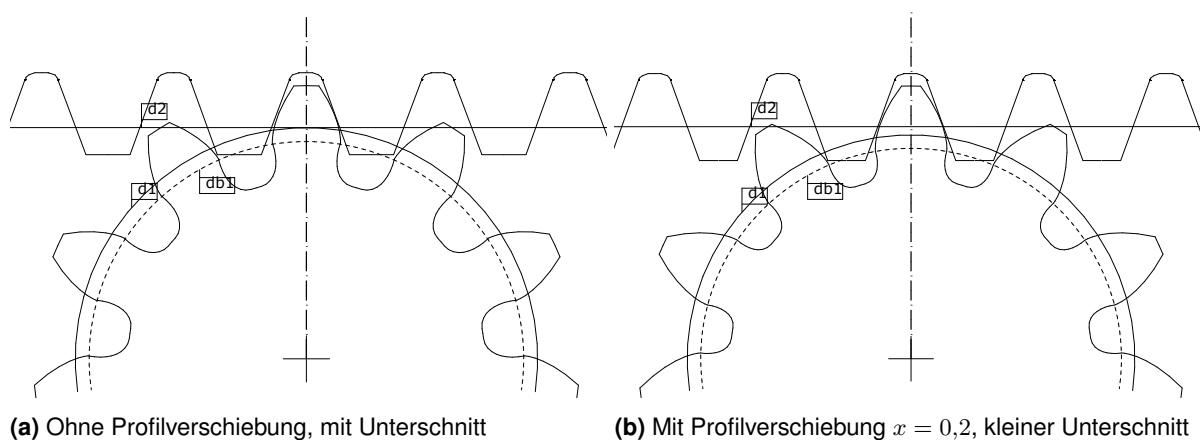


Bild 4.7: Plot von STplus für die Lösung mit $m = 6$

4.7.2 Kleinerer Modul

Obwohl die Anforderungen von Kewazo darin bestehen, eine Lösung mit $m = 6$ (**Abschnitt 4.7.1**) zu finden, ist dies eine überdimensionierte Lösung, die keine große Gestaltungsfreiheit ermöglicht. Begrenzt durch die Profilüberdeckung ist die minimale Zähnezahl ohne Profilverschiebung von 11 und bestimmt einen großen Durchmesser. Um die Lösung weniger überdimensioniert zu machen, wurde beschlossen, die Breite des Kettenrades zu reduzieren, was zu sehr kleinen b/d -Verhältnissen führte (ein wenig kompaktes Ritzel).

Ziel dieses Abschnitts ist es, eine Lösung mit einem niedrigeren Modul zu berechnen, um die Abmessungen von Ritzel und Zahnstange flexibler zu optimieren. Um das Ergebnis dieses Abschnitts nutzen zu können, ohne der DIN EN 12158-1 [15] zu widersprechen, wäre es notwendig, die Validität dieser Lösung zu bestätigen, ein Gutachten erstellen zu lassen und/oder die entsprechenden Prüfungen und Tests durchzuführen. Das müsste ausführlich dokumentiert werden.

Der Vorteil eines kleineren Moduls besteht darin, dass bei gleichem Durchmesserwert die Zähnezahl größer ist, was die Profilüberdeckung erhöht und den Unterschnitt vermeidet. Auf diese Weise ist es möglich, Kettenräder ohne Profilverschiebung zu verwenden. Diese Teile sind in Katalogen leichter zu finden und bedeuten eine Kostenreduzierung.

Die Breiten der Zahnstange und des Ritzels wurden ebenfalls nach den Konstruktionsrichtlinien von Niemann gewählt (**Tabelle 4.13**). Mit diesen Werten wurden die ersten Berechnungen für die Lösung mit $m = 3$ durchgeführt (**Tabelle 4.20**).

Breite Ritzel	b_{Ritzel}	25 mm
Breite Zahnstange	$b_{Zahnstange}$	20 mm
Teilkreis	d	45 mm
Zähnezahl	z	15
dynamisches Drehmoment	T	23,12 N m
statisches Drehmoment	$T_{statisch}$	21,95 N m
Drehzahl	n	339,54 min^{-1}

Tabelle 4.20: Eingabedaten der ersten Iteration mit $m = 3$

Mit einer Zähnezahl von $z = 15$ beträgt die Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha = 1,51$. Die Sicherheitsfaktoren dieser Iteration sind in der **Tabelle 4.21** aufgelistet.

Um die verschiedenen Optionen besser vergleichen zu können, wird ein Ritzel der gleichen Kategorie wie die existierende Lösung vorgeschlagen, das die Eigenschaften von **Tabelle 4.22** aufweist und dessen zugehörige Kosten in **Tabelle 4.23** dargestellt sind.

Die Verwendung dieses Zahnrads bedeutet eine Gewichtsreduzierung von 216 g (-45,3%) gegenüber der aktuellen Lösung von Kewazo (**Abschnitt 4.3**). Die Abmessungen sind zudem kleiner, was ein kompakteres Roboterdesign ermöglicht. Die Stückkostenreduzierung beträgt 8 bis 10 €.

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	3,31	1,63
Fußtragfähigkeit	S_F	9,07	4,94
Fressen	S_{intS}	22,62	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	S_{Hstat}^2	11,72	4,07
Fußtragfähigkeit	S_{Fstat}	26,22	26,82

Tabelle 4.21: Sicherheitsfaktoren der ersten Iteration mit $m = 3$

Anbieter		Mädler
Artikelnummer		24381520
Material		Stahl 16MnCr5
Verzahnungstoleranz		7e25
Einsatzgehärtet		HRC 58±2
Modul	m	3,0
Zähnezahl	z_1	15
Zahnbreite	b_1	25 mm
Eingriffswinkel	α	20°
Breite	b	28mm ^{+0,05} _{-0,05}
Kopfkreis	d_A	51mm _{-0,1}
Wälzkreis	d	45 mm
Zulässiges Drehmoment	DM	130 N m
Gewicht	M	261 g

Tabelle 4.22: Technische Daten des Ritzels von Mädler mit $m = 3$ und $z = 15$ [73]

Der Hersteller hat keine Zahnstange mit dieser Breite für $m = 3$. Es ist aus Gewichtsgründen wichtig, dass die Zahnstange 5 mm schmaler als das Ritzel ist und nicht umgekehrt, um die Montage vor Ort zu vereinfachen. Wenn der Roboter etwas mehr wiegt, ist das weniger problematisch im Vergleich zum zusätzlichen Gewicht für jedes der Zahnstangensegmente. Mit dieser Breitenreduzierung könnte das Gewicht der Zahnstange um 33% reduziert werden, d.h. eine Reduktion von 4,2 kg je 2 m Zahnstangensegment.

	1	5	10	25	50
	76,56	74,19	71,81	51,36	41,01

Tabelle 4.23: Staffelpreis in €/Stück des Ritzels von Mädler mit $m = 3$ und $z = 15$ [73]

Die Profilüberdeckung sowie die Sicherheitsfaktoren der berechneten Lösung sind ausreichend groß. Deswegen wurde danach probiert, die Anzahl der Zähne auf $z_1 = 12$ zu reduzieren.

Die Profilüberdeckung beträgt $\varepsilon_\alpha = 1,24$. Das Problem liegt aber in dem niedrigen Sicherheitsfaktor gegen die Grübchenbildung. Außerdem gibt es aufgrund der geringen Zähnezahl wieder

Unterschnitt. Deshalb wird die vorherige Iteration als geeigneter betrachtet.

		Ritzel	ZS
dynamische Berechnung			
Grübchen	S_H^2	2,18	1,29
Fußtragfähigkeit	S_F	7,80	5,37
Fressen	$S_{int,S}$	21,15	
statische Berechnung			
Flankentragfähigkeit	$S_{H_{stat}}^2$	7,72	3,22
Fußtragfähigkeit	$S_{F_{stat}}$	20,63	28,25

Tabelle 4.24: Sicherheitsfaktoren der letzten Iteration mit $m = 3$

Von allen ausgewerteten Optionen muss zwischen den beiden Modulen (3 oder 6) gewählt werden.

Für ein Modul von 6 wurde festgestellt, dass eine Lösung ohne Profilverschiebung aufgrund ihrer Abmessungen nicht sinnvoll ist. Es wäre eine Lösung mit einem sehr großen Durchmesser und einer sehr schmalen Breite. Variablen, die zur Optimierung der Sicherheitskoeffizienten zu berücksichtigen wären, wären vor allem die verwendeten Materialien und die Oberflächenhärte. Obwohl diese Lösung durch Variation der Materialien optimiert werden könnte, müssten die beiden Zahnräder in den Roboter integriert werden, und das wäre schwierig. Aus diesem Grund werden kompaktere Abmessungen bevorzugt. Deswegen ist es bei $m = 6$ besser, eine geringere Zähnezahl mit Profilverschiebung zu verwenden.

Andererseits ist für die Lösung mit $m = 3$ der Einsatz von Ritzeln ohne Profilverschiebung sinnvoll. Die Verwendung von Teilen, die in Katalogen verfügbar sind, ist aus Kostengründen zu berücksichtigen.

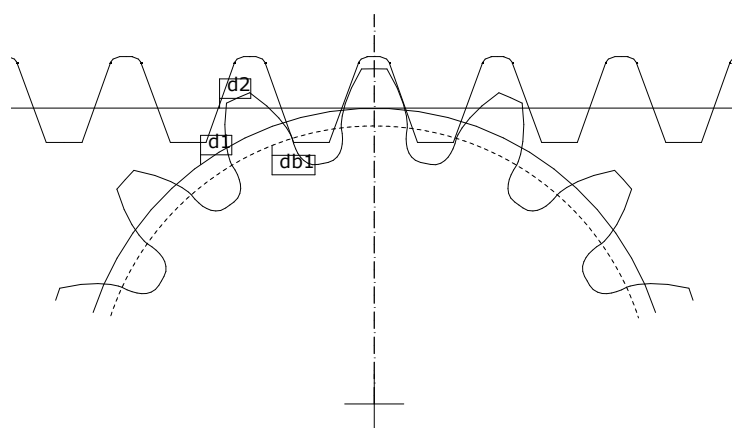


Bild 4.8: Plot von STplus für die Lösung mit $m = 3$ ohne Profilverschiebung

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Literaturrecherche waren Patente bezüglich des Aufbaus modularer Zahnstangensysteme von besonderem Interesse. Die kritischste Anforderung an das System ist die Notwendigkeit, sich bei zunehmender Höhe des Gerüsts zu verlängern. Von allen Möglichkeiten des Materialtransports, sind Zahnstangen diejenigen, die alle Auswahlkriterien und Anforderungen am besten erfüllen.

Einige Zahnstangensystemen wurden berücksichtigt. Eine Lösung mit Rollen-Ritzel wurde vorgeschlagen, weil so ohne Schmierung betrieben werden kann, und auch wegen der Verfügbarkeit einer leichte Kunststoffzahnstange. Wegen der hohen Kosten der Zahnstangen sowie ihrer unzureichenden Belastbarkeit, schied letztere Option aus. Neben der Evolventenverzahnung wurden auch weitere Verzahnungsarten aufgrund einiger Vorteile betrachtet, diese Ansätze wurden allerdings aufgrund zu hoher Kosten wieder verworfen.

Schließlich wurde eine Berechnung des Zahnstangensystems mit gerader Evolventenverzahnung durchgeführt. Nach den Bauaufzugsvorschriften für den Materialtransport wurde ein Modul von 6 berechnet. Diese Lösung ließ aufgrund ihrer großen Abmessungen keine große Flexibilität in der Gestaltung zu. Eine Lösung mit Modul 3 wurde ebenfalls berechnet. Damit konnten kleinere Sicherheitsfaktoren erreicht werden, welche jedoch kritisch hinterfragt werden müssen.

Bei den Berechnungen wurden die typischerweise auftretenden Versagensarten bei Anwendungen mit niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten, d.h. Langsamlauf-Verschleiß, Grübchenbildung und Graufleckigkeit, berücksichtigt. Zudem wurde eine günstigere Art der Schmierung für diese Anwendung analysiert und ausgewählt.

Mit diesen Berechnungen verfügt der Kunde über vorteilhafte Lösungen mit Evolventenverzahnungen, die direkt auf seinen neuen Prototypen anwendbar sind, die leichter sind und zudem eine modulare Montage nach Segmenten gewährleisten.

Es gibt jedoch eine Reihe von Aspekten, an denen weitergearbeitet werden sollte. Um die Optimierung der Verzahnung abzuschließen, wäre es sinnvoll, mehr geometrische Parameter zu untersuchen. Ein weiterer noch zu betrachtender Aspekt sind die Sicherheitsfaktoren. Im Vergleich zur Grübchenbildung, sind sie für die Zahnfußsicherheit sehr groß. Die Auslegung sollte daher weiter optimiert werden, sodass es keine überdimensionalen Sicherheitsfaktoren gibt.

Es wäre auch von Interesse, Berechnungen mit einem Ritzel durchzuführen. Dies würde dementsprechend auch nur einen Motor erfordern und somit das Gewicht des Roboters reduzieren.

Der Einsatz von Kunststoffen würde eine erhebliche Kosten- und Gewichtsreduzierung für das System bedeuten. Außerdem gibt es selbstschmierende Varianten, was den Wartungsaufwand reduzieren würde. Hierzu müssten aber noch Versuche für alle nicht metallischen und/oder nicht-evolventischen Lösungen gemacht werden.

6 Literaturverzeichnis

Normen und Richtlinien

- [1] *ANSI/AGMA 2101-D04: Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric Edition)*. 2016
- [2] *Bundesgesetzblatt (BGBl) Teil I Nr. 70: Betriebssicherheitsverordnung (BetrSichV)*. 2002, p. 3777
- [3] *DGUV-Information 209-053 Berufsgenossenschaftliche Informationen für Sicherheit und Gesundheit bei der Arbeit, Tätigkeiten an Aufzugsanlagen, Februar 2017*
- [4] *DIN 3960:1987-03: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung*. 1987
- [5] *DIN 3962-2:1978-08: Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Flankenlinienabweichungen*. 1978
- [6] *DIN 3967:1978-08: Getriebe-Paßsystem; Flankenspiel, Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen*. 1978
- [7] *DIN 3972:1952-02: Bezugsprofile von Verzahnwerkzeugen für Evolventen-Verzahnungen nach DIN 867*. 1952
- [8] *DIN 3979:1979-07: Zahnschäden an Zahnradgetrieben; Bezeichnung, Merkmale, Ursachen*. 1979
- [9] *DIN 3990-1:1987-12: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren*. 1987
- [10] *DIN 51502:1990-08: Schmierstoffe und verwandte Stoffe; Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter, Schmiergeräte und Schmierstellen*. 1990
- [11] *DIN 51818:1981-12: Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen*. 1981
- [12] *DIN 51825:2004-06: Schmierstoffe - Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen*. 2004
- [13] *DIN 780-1:1977-05: Modulreihe für Zahnräder; Moduln für Stirnräder*. 1977
- [14] *DIN 867:1986-02: Bezugsprofile für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderrädern) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau*. 1986
- [15] *DIN EN 12158-1:2011-06: Bauaufzüge für den Materialtransport - Teil 1: Aufzüge mit betretbarer Plattform; Deutsche Fassung EN 12158-1:2000+A1:2010*. 2011

- [16] *DIN EN 12158-2:2011-04: Bauaufzüge für den Materialtransport – Teil 2: Schrägaufzüge mit nicht betretbaren Lastaufnahmemitteln; Deutsche Fassung EN*
- [17] *DIN EN 12159:2012: Bauaufzüge zur Personen- und Materialbeförderung mit senkrecht geführten Fahrkörben; Deutsche Fassung EN*
- [18] *DIN EN ISO 9409-1:2004: Industrieroboter - Mechanische Schnittstellen - Teil 1: Platten; Deutsche Fassung EN*
- [19] *DIN ISO 1328-1: Zylinderräder - ISO-Toleranzsystem - Teil 1: Definitionen und zulässige Werte für Abweichungen an Zahnflanken (ISO 1328-1:2013). 2018*
- [20] *DIN ISO 21771:2014-08: Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Begriffe und Geometrie. 2014*
- [21] *EN 81-20: Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen – Aufzüge für den Personen- und Gütertransport Teil 20: Personen- und Lastenaufzüge*
- [22] *ISO 16369: Elevating work platforms - Mast-climbing work platforms. 2007*
- [23] *ISO 6336:2006-09: Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern. 2006*
- [24] *Neunte Verordnung zum Produktsicherheitsgesetz (Maschinenverordnung) (9. ProdSV) (BGBl. I S. 704). 1993*
- [25] *Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates (Maschinenrichtlinie). Bern*
- [26] *Zwölfte Verordnung zum Produktsicherheitsgesetz (12. ProdSV - Aufzugsverordnung) Aufzugsverordnung (BGBl. I S. 605)*

Zeitschriftenaufsätze, Bücher, Dissertationen, Studienarbeiten

- [27] Bocchieri, C.: "Improvements in elevators". Pat. GB382107 (A). 1932
- [28] Böge, A. ; Böge, W. (eds.): *Handbuch Maschinenbau: Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik ; mit 424 Tabellen. 22., überarb. und erw. Aufl.* Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 9783658065973. DOI: [10.1007/978-3-658-06598-0](https://doi.org/10.1007/978-3-658-06598-0). URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-06598-0>
- [29] Budynas, R. G. et al.: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8a ed. México, D.F.: McGraw-Gill Interamericana, 2008. ISBN: 978-970-10-6404-7

- [30] Elkmann, N. et al.: Kinematics, sensors and control of the fully automated façade-cleaning robot SIRIUSc for the Fraunhofer headquarters building, Munich. In: *Industrial Robot: An International Journal* 35 (2008) Nr. 3, pp. 224–227. ISSN: 0143-991X. DOI: [10.1108/01439910810868543](https://doi.org/10.1108/01439910810868543)
- [31] Griemert, R. ; Römisch, P.: *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*. 11., überarb. und erw. Aufl. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 978-3-658-09083-8. DOI: [10.1007/978-3-658-09084-5](https://doi.org/10.1007/978-3-658-09084-5). URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09084-5>
- [32] Grote, K.-H.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Aufl. s.l.: Springer-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-540-49714-1. URL: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=261907>
- [33] Hein, D. ; Kilber, A.: “Motion Control Device”. Pat. US2014083221 (A1). 2014
- [34] Imase, K. ; Makino, H. ; Terada, H.: “Transmission device for converting a torque between rotary movement and linear movement”. Pat. US6023989 (A). 2000
- [35] Kerkhoff, E. F.: “Antibacklash gears including rack and pinion gears”. Pat. US4879920 (A). 1989
- [36] Kim, T. et al.: Development of a wall-climbing platform with modularized wall-cleaning units. In: *Automation in Construction* 83 (2017), pp. 1–18. ISSN: 09265805. DOI: [10.1016/j.autcon.2017.07.004](https://doi.org/10.1016/j.autcon.2017.07.004)
- [37] Knotts, S. E.: “Bearing tooth gear”. Pat. US5704248 (A). 1998
- [38] Kolkman, F. ; Schäfer, D.: “Antriebssystem zur vertikalen Fortbewegung einer Kabine oder dergleichen, sowie ein Verfahren zum Betrieb eines derartigen Antriebssystems”. Pat. DE102013010056 (A1). 2014
- [39] Kübert, R.: *Gerüstbau-Handbuch*. 1. Aufl. Berlin: Huss-Medien Verl. für Bauwesen, 2003. ISBN: 9783345007989
- [40] Linke, H.: *Stirnradverzahnung: Berechnung - Werkstoffe - Fertigung*. 2., vollständig überarb. Aufl. München: Hanser, 2010. ISBN: 978-3-446-41464-8. DOI: [10.3139/9783446433724](https://doi.org/10.3139/9783446433724). URL: <http://www.hanser-elibrary.com/action/showBook?doi=10.3139/9783446433724>
- [41] Lombard, X.: “Emergency ladder with a built-in lift”. Pat. WO9218412 (A1). 1992
- [42] Lorch, W. ; Fichtinger, M.: “Adjuster device for assembly of adjacent toothed rack, has former section which is formed to install at former toothed rack and latter section is formed and installed at latter toothed rack”. Pat. DE102006014540 (A1). 2007

- [43] Lorch, W. ; Lutz, J.: "Measuring body for gear tooth system, has core made of ferromagnetic material, and cladding surrounding core, where cylindrical cladding is made of hardened steel such that cladding material does not influence magnetic field of core". Pat. DE102006008461 (A1). 2007
- [44] Lucas, M. F.: "Conjunto piñón-corona dentada para engranajes de precisión". Pat. ES2362599 (A1). 2011
- [45] Magnago Lampugnani, V. (ed.): *Vertikal: Aufzug, Fahrtreppe, Paternoster ; eine Kulturgeschichte vom Vertikal-Transport*. 1. Aufl. Berlin: Ernst, 1994. ISBN: 3433024804
- [46] Maurer, A. ; Mosetti, P.: "Connection for guide rails". Pat. US2010252645 (A1). 2010
- [47] Maurer, A. ; Mosetti, P.: "Lift for high-voltage towers and wind turbine towers". Pat. US2013341122 (A1). 2013
- [48] Moon, S.-M. et al.: Vertical motion control of building façade maintenance robot with built-in guide rail. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 31 (2015) Nr. 1, pp. 11–20. ISSN: 07365845. DOI: [\url{10.1016/j.rcim.2014.06.006}](https://doi.org/10.1016/j.rcim.2014.06.006)
- [49] Moon, S.-M. et al.: Building wall maintenance robot based on built-in guide rail. In: (), pp. 498–503. DOI: [\url{10.1109/ICIT.2012.6209987}](https://doi.org/10.1109/ICIT.2012.6209987)
- [50] Niemann, G. ; Winter, H.: *Maschinenelemente*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003. ISBN: 978-3-662-11874-0. DOI: [\url{10.1007/978-3-662-11873-3}](https://doi.org/10.1007/978-3-662-11873-3)
- [51] Norton, R. L.: *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*. 4a ed. México: Prentice Hall, 2011. ISBN: 978-607-32-0589-4
- [52] Ready, D. L.: "Scaffold with gear drive". Pat. 1981
- [53] Riba i Romeva, C.: *Mecanismes i màquines*. 3a ed. Barcelona: Edicions UPC, 2002. ISBN: 84-8301-352-5
- [54] Römisch, P.: *Materialflusstechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen der Fördertechnik*. 10., überarbeitete und erweiterte Auflage. Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN: 978-3-8348-1485-2. DOI: [\url{10.1007/978-3-8348-8196-0}](https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8196-0). URL: [\url{http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8196-0}](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8196-0)
- [55] Rousseau, Y. J.: "Lifting carriage". Pat. US4967733 (A). 1990
- [56] Scheffler, M. ; Feyrer, K. ; Matthias, K.: *Fördermaschinen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1998. ISBN: 978-3-663-16319-0. DOI: [\url{10.1007/978-3-663-16318-3}](https://doi.org/10.1007/978-3-663-16318-3)

- [57] Scheffler, M. ; Kurth, F.: *Grundlagen der Fördertechnik: Einführung, Elemente der mechanischen Ausrüstung, Antriebe, Grundlagen des Stahlbaus*. 7., stark bearb. Aufl. Vol. 1. Fördertechnik. Berlin: Verl. Technik, 1987. ISBN: 3-341-00256-1
- [58] Schneck, O. (ed.): *Lexikon der Betriebswirtschaft: 3000 grundlegende und aktuelle Begriffe für Studium und Beruf*. 9., vollständig überarbeitete Auflage. Vol. 50942. dtv Beck-Wirtschaftsberater im dtv. München: Deutscher Taschenbuch Verlag, 2015. ISBN: 9783406673467
- [59] Svensson, T.: "Catch apparatus for the cages of scaffold elevators and the like". Pat. US3415343 (A). 1968
- [60] Tuplin, W. A.: *Gear design*. Industrial Press, 1962. URL: [\url{https://books.google.de/books?id=H4JKAQAAIAAJ}](https://books.google.de/books?id=H4JKAQAAIAAJ)
- [61] Unger, D.: *Aufzüge und Fahrtreppen: Ein Anwenderhandbuch*. 3. Auflage. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg, 2018. ISBN: 978-3-662-56240-6. DOI: [\url{10.1007/978-3-662-56241-3}](https://doi.org/10.1007/978-3-662-56241-3). URL: [\url{http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-56241-3}](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-56241-3)
- [62] White JR, G. R.: "Rack and pinion drive counterbalanced hoist systems". Pat. 1975
- [63] Więckowski, A.: "JA-WA" - A wall construction system using unilateral material application with a mobile robot. In: *Automation in Construction* 83 (2017), pp. 19–28. ISSN: 09265805. DOI: [\url{10.1016/j.autcon.2017.02.005}](https://doi.org/10.1016/j.autcon.2017.02.005)
- [64] Wittel, H. et al.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 978-3-658-09081-4. DOI: [\url{10.1007/978-3-658-09082-1}](https://doi.org/10.1007/978-3-658-09082-1)

Internetseiten

- [65] *antriebstechnik 9/2016: Lineartechnik: Läuft wie geschmiert - auch ohne Schmierung*. 2016. URL: [\url{https://digital.antriebstechnik.de/antriebstechnik-9-2016/55966138}](https://digital.antriebstechnik.de/antriebstechnik-9-2016/55966138)
- [66] ATLANTA Drive Systems, I.: *Advantages of Using Long Racks*. 14.11.2014. URL: [\url{http://www.atlantadrives.com/longracks.htm}](http://www.atlantadrives.com/longracks.htm)
- [67] *Bauaufzüge für Gerüste und Personen – Schäfer Gerüstbau*. URL: [\url{https://schaefer-geruestbau.com/aufzuege_gerueste/}](https://schaefer-geruestbau.com/aufzuege_gerueste/)
- [68] Bosch Rexroth: *Katalog Lineartechnik*. URL: [\url{https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=de&id=&cat=Linear-Motion-Technology-Catalog&m=&u=si&o=Desktop&p=g324083}](https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=de&id=&cat=Linear-Motion-Technology-Catalog&m=&u=si&o=Desktop&p=g324083)

- [69] Castrol: *Molub-Alloy OG 968 SF Heavy - Product Data Sheet*. URL: `\url{https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/8B9B6678FC496C7680257E0D00558$File/BPXE-9VYBY9.pdf}`
- [70] GEDA-Dechentreiter GmbH & Co.KG: *Zahnstangenaufzüge für Ihre Baustelle | GEDA*. URL: `\url{https://www.geda.de/produkte/zahnstangenaufzuege/}`
- [71] HIRO LIFT Hillenkötter + Ronsieck GmbH: *HIRO LIFT Antriebsarten*. URL: `\url{http://www.hiro.de/modelle/antriebsarten.html}`
- [72] Nexen Group Inc.: *Introducing the Patented Precision Roller Pinion System (RPS)*. URL: `\url{https://www.nexengroup.com/nxn/products/prod-nav/lp/Roller+Pinion+System}`
- [73] *Präzisions-Stirnzahnräder gehärtet und geschliffen, Modul 3 - Mädler Webshop*. URL: `\url{http://www.maedler.de/product/1643/1618/1034/1066/praezisionsstirnzahnraeder-gehaertet-und-geschliffen-modul-3}`
- [74] Verband Schmierstoff-Industrie: *Schmierfette*. URL: `\url{http://www.vsi-schmierstoffe.de/schmierstoffe/technische-information/schmierfette.html}`
- [75] *Zahnstangen aus C45KG, Verzahnung gehärtet, Modul 2 bis 6 - Mädler Webshop*. URL: `\url{http://www.maedler.de/product/1643/1618/2130/zahnstangen-aus-c45kg-verzahnung-gehaertet-modul-2-bis-6?result=24388605}`