Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

Entwicklung eines Abspannsystems für parabolische Sonnenkollektoren

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines **Diplom-Ingenieurs,** unter der Leitung von **Ao.Univ.Prof Dipl.-Ing. Dr.tech Manfred Grafinger**
(E307 – Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik)
und **Dipl.-Ing. Ahmed Adel** (SOLABOLIC).

Eingereicht an der **Technischen Universität Wien,**
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften.

von **Sebastian Rüdisser** (Matr.Nr.: 1028237)

Geblergasse 32, 1170 Wien

Wien, Februar 2018

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Abspannsystems der Spiegelfläche für parabolische Sonnenkollektoren, sodass die Spiegelfläche eine möglichst exakte Form einer Parabel annimmt. Die Präzision mit der die Spiegelfläche gestaltet wird, ist wesentlich für die Effizienz der gesamten Anlage. Zentrales Element der Konstruktion ist eine Kette, die durch das Anhängen von Gewichten an den Kettengelenken optimal ausgerichtet wird. Neben dem Abspannsystem mit der Kette sollen auch die Spiegelelemente, aus welchen sich die Spiegelfläche zusammensetzt, entwickelt werden. Die drei Elemente Spiegelfläche, Kette und Abspannung stellen das Parabolspiegel-Modul dar. Zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses wird ein Programm für Simulationen und Berechnungen zum Kettensystem entwickelt. Mit Hilfe der Ergebnisse aus diesem Programm können wesentliche konstruktive Entscheidungen fundiert getroffen und komplexe Berechnungen bezüglich des Systems durchgeführt werden. Für die Kette stehen zwei verschiedene Kettentypen zur Auswahl. Basierend auf Simulationen, die mit dem entwickelten Programm durchgeführt werden, soll die Wahl des idealen Kettentyps getroffen werden. Nach der Entscheidung über den Kettentyp erfolgt die mechanische Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls, dessen Bauteile auf die erforderliche Festigkeit ausgelegt werden. Zu der mechanischen Konstruktion gehört auch das Erstellen von Fertigungszeichnungen aller Einzelteile, Stücklisten und Zusammenstellungszeichnungen. Der gesamte Konstruktionsprozess soll in dieser Arbeit ausführlich dokumentiert werden.

Abstract

Goal of this thesis is designing a tension-system for the mirror-surface of a parabolic-sun-collector, so that the shape of the mirror-surface itself represents as close as possible a perfect parabolic curve. Greatest accuracy of the mirror-shape is absolutely essential in order to guarantee efficiency of the sun-collector. Main element of the construction is a chain that is aligned by weights attached to its joints. Further to designing the tension-system and the chain, it is to design mirror-elements for the mirror-surface. The three elements, namely the tension-system, the chain and the mirror-surface, represent the parabolic-module. To support this design-process, a simulation- and calculation-program is being developed. Supported by the results of simulations and calculations of the program, major decisions in the design-process can be taken well-founded and key values can be calculated. For the chain, two chain types are available. The ideal chain type will be selected based on simulations conducted with the developed program. After selecting the ideal chain type, the mechanical-design of the parabolic-module can be designed and its parts will be dimensioned. Part of the mechanical-design is to create production-drawings of all parts, bill of material and assembly drawings. This thesis shall document in detail the entire design-process of such parabolic-module of a sun-collector.

Inhalt

1 Einleitung 1

2 Grundlagen und Theorie 2

2.1 Solarthermie 2

2.2 Grundlagen der Parabolrinnen-Technik 4

2.3 Grundprinzip der Konstruktion 5

3 Entwicklung bei „Solabolic“ 8

4 Entwicklung eines Programms für Simulationen und Berechnungen zum Kettensystem 11

4.1 Mögliche Berechnungen und Simulationen 12

4.1.1 Eingangsgrößen der Berechnung 12

4.1.2 Optionen 13

4.1.3 Mögliche Berechnungskombinationen 13

4.2 Erläuterung und Flowchart des Programms 15

4.3 Erläuterung der Funktionen 18

4.3.1 func_chainlinks_equal 18

4.3.2 func_chainlinks_different 19

4.3.3 func_chainline_diff_position 20

4.3.4 func_chainline_equal_position 23

5 Vergleich der beiden Kettentypen und Wahl des anzuwendenden Kettentyps 27

5.1 Simulationen zum Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ 28

5.2 Simulationen zum Kettentyp „konstante Kettengliedlänge“ 30

5.3 Entscheidung über den Kettentyp und Begründung 32

6 Simulationen und Berechnungen mit Hilfe des entwickelten Programms sowie Interpretation der Ergebnisse 33

6.1 Durchgeführte Simulationen und Berechnungen 33

6.1.1 Auswirkung der angehängten Masse und des Kettenmaterials auf die Kettenlinie 33

6.1.2 Berechnung der Kettengliedlängen 35

6.1.3 Berechnung der Dehnung der Kettenglieder 35

6.2 Interpretation der Ergebnisse und Wahl der Parameter 36
7 Mechanische Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls mit dem gewählten Kettentyp 37
7.1 Konstruktion des Kettensystems 37
7.1.1 Aufbau der Kette 39
7.1.2 Konstruktion der Abspannung des Kettensystems 40
7.1.3 Konstruktion der Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion 41
7.1.4 Konstruktion der Verbindung zwischen Kette und Spiegelfläche 42
7.2 Konstruktion der Spiegelelemente 43
7.3 Auslegung und Festigkeitsnachweis der belastungsrelevanteren Bauteile 46
7.3.1 Festigkeitsnachweis der Kettenglieder 46
7.3.2 Auslegung des Klemmsystems der Abspannung 48
7.3.3 Knicken der Zugstäbe 50
8 Zusammenfassung und Ausblick 52
9 Anhang 53
9.1 Zusammenstellungs- und Fertigungszeichnungen 53
9.2 Stücklisten 53
9.2.1 Strukturierte Stückliste 53
9.2.2 Einzelteil-Stückliste 56
9.2.3 Normteil-Stückliste 58
10 Quellenverzeichnis 59
10.1 Literaturverzeichnis 59
10.2 Sonstige Quellen 59
11 Abbildungsverzeichnis 60
12 Tabellenverzeichnis 61

1 Einleitung

Keine Energiewende ohne Solarthermie[1]

Spätestens seit der immer größer werdenden Klimadebatte ist in der Gesellschaft weitgehend bekannt, dass in Sachen Energie ein Umdenken notwendig ist. Doch dabei wird die Solarthermie nur unzureichend wahrgenommen.[2] Ein Großteil der allgemein benötigten Energie ist Wärmeenergie und durch Solarthermie wird eben diese Energie direkt aus dem Sonnenlicht gewonnen.[3] Dabei wird die Sonnenstrahlung von einem Absorber (Sonnenkollektor) aufgefangen und diese möglichst vollständig in Wärme umgewandelt und an ein Wärmeträgermedium übertragen. Eine Form dieser Energiegewinnung sind parabolische Sonnenkollektoren, die aus gewölbten Spiegeln bestehen, durch welche das Sonnenlicht auf einen Absorber gebündelt wird.[4]

Das Start-up-Unternehmen „Solabolic“ arbeitet an der Entwicklung eines neuen Konzepts für parabolische Sonnenkollektoren. Dieses Konzept verfolgt ein von „Solabolic“ patentiertes Grundprinzip zur Herstellung der Spiegelfläche, welches die Wirtschaftlichkeit der Solarthermie signifikant erhöhen soll.

Diese Arbeit ist Teil des Entwicklungsprozesses und beschäftigt sich mit der Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls. Das Parabolspiegel-Modul besteht aus der Spiegelfläche, einem Kettensystem für die Formgebung und Fixierung der Spiegelfläche und einer Abspannung für das Kettensystem. Als Spiegelfläche des Spiegels dient ein speziell beschichtetes, hochreflektierendes Aluminiumblech. Mittels einer mit Gewichten beaufschlagten Kette soll eine möglichst ideale parabolische Form erreicht werden. Der parabolische Sonnenkollektor besteht aus drei Baugruppen. Die erste Baugruppe stellt die Unterkonstruktion mit der zugehörigen Nachführeinrichtung dar, die den Sonnenkollektor nach der Sonne ausrichtet. Zweite Baugruppe ist das Parabolspiegel-Modul, welches auf der Unterkonstruktion aufgebaut wird. Receiver- bzw. Absorber-Rohre werden auf Türmen in der Brennlinie positioniert; gemeinsam mit dem Rohrleitungssystem stellen diese Teile die dritte Baugruppe der parabolischen Sonnenkollektoren dar.

Ziel der Arbeit ist die mechanische Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls, basierend auf Berechnungen und Simulationen, die mit Hilfe eines eigens für diese Konstruktion entwickelten Programms durchgeführt werden. Die Arbeit wurde in enger Zusammenarbeit mit „Solabolic“, auf Basis der Erfahrungen von „Solabolic“ mit den von ihnen bisher entwickelten Konzepten und gebauten Modellen, unter der Betreuung von Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Manfred Grafinger, erstellt.

[1] Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 4.
[2] Vgl. Watter, 2015, S. 1.
[3] Vgl. Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 1.
[4] Vgl. Watter, 2015, S. 297.

2 Grundlagen und Theorie

Zu Beginn der Arbeit werden einige Grundlagen und die zugehörige Theorie aufgearbeitet, um ein grundsätzliches Verständnis für die bei parabolischen Sonnenkollektoren eingesetzte Technik zu erhalten. Neben den theoretischen Hintergründen zu parabolischen Sonnenkollektoren im Allgemeinen, wird auch das Grundprinzip der Konstruktion, auf welches „Solabolic“ ein Patent hat, im Detail erläutert.

2.1 Solarthermie

Solarenergie ist eine erneuerbare oder regenerative Energie, also eine Energieform, die sich von selbst innerhalb menschlicher Zeitmaßstäbe erneuert. Die regenerativen Energieträger stehen im Gegensatz zu den fossilen und nuklearen Energieträgern, welche sich über Millionen Jahre gebildet haben und deren Nutzung zu einer stetigen Abnahme der verfügbaren Menge führt. Neben der begrenzten Verfügbarkeit haben diese Energien, aufgrund des bei deren Verbrennung freigesetzten Kohlendioxids, einen negativen Einfluss auf die Erdatmosphäre, indem sie zum Treibhauseffekt beitragen. Unter den regenerativen Energieträgern kommt der Solarenergie die größte Bedeutung zu. Die meisten erneuerbaren Energien, wie zum Beispiel Wind und Wasserkraft, können auf Solarenergie zurückgeführt werden. Solarenergie kann aber auch direkt in nutzbare Energie umgewandelt werden. Es gibt bei der direkten Nutzung der Sonnenstrahlung zwei Systeme, die mit Kollektoren arbeiten. Das sind zum einen die deutlich bekanntere Photovoltaik und zum anderen die Solarthermie.[5]

Sonnenstrahlung oder auch Solarstrahlung ist aus physikalischer Sicht elektromagnetische Strahlung mit einer Wellenlänge im Bereich von 300 bis 3000 nm. Ein Nanometer entspricht 10^{-9} m und somit einem Billionstel eines Meters. Als Licht wird der für das menschliche Auge sichtbare Strahlungsbereich mit Wellenlängen von 380 (ultraviolettes (UV-)Licht) bis 780 nm (infrarotes (IR-)Licht) genannt. Einstein erweiterte die Theorie von Strahlung und führte den Teilchencharakter von Strahlung in die Wissenschaft ein. Demnach trägt ein Lichtquant oder Photon eine genau definierte Energie mit sich, die mit zunehmender Wellenlänge abnimmt. Trifft Solarstrahlung in Form eines Photons auf einen Gegenstand (Materie), so gibt es mehrere mögliche Effekte (Abbildung 1). Das Photon durchdringt ohne Kontakt die Materie, dabei spricht man von Transmission (z.B. bei einer Fensterscheibe). Das Lichtteilchen kann auch zurückgeworfen bzw. reflektiert werden, hierbei wird zwischen spiegelnd (Reflexion) und streuend (Streuung) unterschieden. In diesen Fällen (Transmission, Reflexion und Streuung) überträgt das Photon keine Energie bei Kontakt mit einem Atom. Bei der Absorption

[5] Vgl. Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 15.

hingegen überträgt das Photon seine Energie vollständig an das Atom. Emission stellt den umgekehrten Prozess zur Absorption dar, dabei wird Energie an die Umgebung abgegeben.[6]

Bei der Absorption kann die durch das Photon übertragene Energie entweder die Bewegungsenergie des Atoms in der Oberfläche erhöhen oder sie ändert den Zustand des Atoms. Im zweiten Fall werden Elektronen aus ihrer Bindung gelöst und stehen dann für einen Ladungstransport zur Verfügung. Dieser Vorgang erfolgt bei Photovoltaikmodulen. Geht die Energie des Photons in Bewegungsenergie des Atoms über, erhöht dies die innere Energie. Folge hiervon ist die Erwärmung der Materie. Dieser Prozess wird bei der Solarthermie zu Energiegewinnung genutzt.[7]

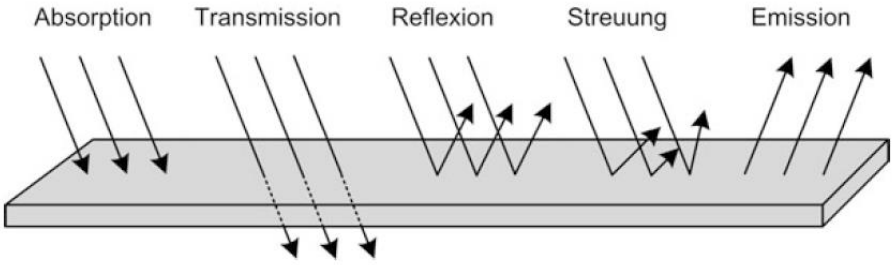


Abbildung 1: Wechselwirkung von Strahlung und Materie (Schabbach, Leibbrandt, 2014)

Mit einer solarthermischen Anlage wird also die einfallende Solarstrahlung in thermische Energie umgewandelt. Für diese photothermische Wandlung wird ein Solarabsorber benötigt, welcher flach oder in Form von Rohren ausgeführt sein kann. Bei parabolischen Sonnenkollektoren kommen Absorberrohre zum Einsatz. Dabei verläuft das eigentliche Absorberrohr in einem speziellen Glasrohr, bei dem die Strahlung zu einem möglichst großen Anteil transmittiert. Zwischen Glas und Absorberrohr befindet sich ein Vakuum, durch das die Wärmeverluste (Emission) möglichst geringgehalten werden sollen. Das Absorberrohr ist speziell beschichtet, sodass die kurzwellige Solarstrahlung bestmöglich absorbiert und die langwellige Wärmestrahlung kaum emittiert wird. Das Absorberrohr wird aus einem gut wärmeleitenden Material erzeugt, damit die absorbierte Energie zu einem hohen Anteil an das Wärmeträgermedium weitergegeben wird.[8] Die Wärmeenergie des Wärmeträgermediums kann direkt für Prozesswärme in industriellen Prozessen oder für die Erzeugung elektrischer Energie genutzt werden. Solarthermische Anlagen können aber nicht nur im industriellen Bereich eingesetzt werden. Auch im privaten Bereich findet die Solarthermie Anwendung, sie kann zur Brauch- und Trinkwassererwärmung sowie zur Heizungsunterstützung eingesetzt werden.[9]

[6] Vgl. Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 17 f.
[7] Vgl. Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 18.
[8] Vgl. Vos, 2015, S.20.
[9] Vgl. Watter, 2015, S. 33 ff.

2.2 Grundlagen der Parabolrinnen-Technik

Parabolische Sonnenkollektoren zählen zu jenen Solarkollektoren, die die Sonnenstrahlung auf ein Absorberrohr in der Brennlinie konzentrieren. Im Absorberrohr wird die konzentrierte Sonnenstrahlung in Wärme umgesetzt und an ein Wärmeträgermedium abgegeben. Meist werden synthetische Öle als Wärmeträgermedium verwendet, bei denen Temperaturen von bis zu 490 °C erreicht werden können. Die Temperatur der sogenannten Thermoöle wird dann in einem Wärmeübertrager zur Dampferzeugung genutzt. Die Dampferzeugung kann aber auch direkt in den Absorberrohren erfolgen, dabei wird überhitzter Wasserdampf als Wärmeträgermedium genutzt. Dadurch kann der Wärmeübertragungs- und Exergie-Verlust verringert werden, allerdings werden dabei Temperaturen von bis zu 500 °C und hohe Drücke erreicht. Deshalb muss die Anlage stärker ausgelegt werden, was auch die Anlagenkosten deutlich erhöht. Anlagen mit Thermoölen können hingegen nahezu druckfrei arbeiten. [10] Die durch parabolische Sonnenkollektoren erzeugte Wärmeenergie in Form von überhitztem Dampf kann entweder in einem dynamischen Kreisprozess direkt für Prozesswärme oder in einer Gasturbine zur Erzeugung mechanischer Energien genutzt oder thermisch gespeichert werden.[11] Aus der mechanischen Energie kann in einem weiteren Schritt durch einen Generator elektrische Energie gewonnen werden.[12] Energie die nicht sofort benötigt wird, kann thermisch gespeichert werden. Die gespeicherte Energie kann beispielsweise eingesetzt werden, um nachts oder an sonnenkargen Tagen die Energieversorgung aufrecht zu halten.[13]

Parabolrinnen müssen der Sonne so nachgeführt werden, dass die Strahlung der Sonne parallel zur Symmetrieachse auf die Spiegelfläche trifft. Denn die ideale Form konzentrierender Spiegel ist die Parabel. Strahlen, die parallel zur Symmetrieachse auf die Parabel treffen, werden so an ihr reflektiert, dass sie auf den Brennpunkt der Parabel treffen.[14] Zum besseren Verständnis soll im Folgenden die mathematische Definition einer Parabel vorgestellt werden.

[10] Vgl. Watter, 2015, S. 295 ff.
[11] Vgl. Schabbach, Leibbrandt, 2014, S. 76.
[12] Vgl. Monetti, 2017, S. 13.
[13] Vgl. Vos, 2015, S. 20.
[14] Vgl. Günther, 2015, S. 79.

Parabel:

Eine Parabel ist die Menge aller Punkte P, die zu einer gegebenen Geraden L (Leitlinie) und einem im Abstand p (Halbparameter) zu ihr liegenden Punkt F (Brennpunkt) den gleichen Abstand haben. |PA|=|PF|

Zur Symmetrieachse parallele Strahlen werden von der Parabel so reflektiert, dass sie durch den Brennpunkt F verlaufen.[15]

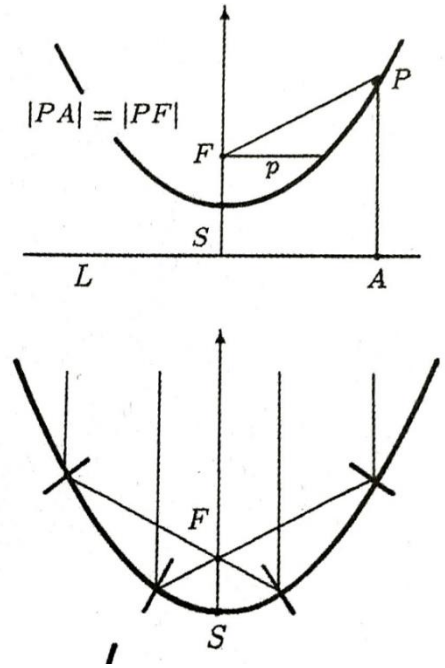


Abbildung 2: Definition der Parabel (Merziger, Wirth, 2006)

Parabelgleichung:[16]

$$y_{(x)} = \frac{x^2}{2 * p}$$

mit Brennpunkt $F = \left(0, \frac{1}{2}p\right)$

Für die parabolischen Sonnenkollektoren ist besonders der Brennpunkt F von Bedeutung, die Gleichung wird daher auch in folgender Form geschrieben:

f sei der Fokus bzw. der Abstand des Brennpunkts F zur Parabel bei x=0:

$$f = \frac{1}{2}p \quad \rightarrow \quad p = 2f$$

$$y_{(x)} = \frac{x^2}{4 * f}$$

2.3 Grundprinzip der Konstruktion

Das Konzept von „Solabolic“ verfolgt ein Grundprinzip, welches es erlaubt, eine exakte parabolische Form der Spiegelfläche an jenem Ort, an dem die Anlage errichtet wird, herzustellen. Die Technologie soll nicht nur durch ihre Präzision, sondern auch durch ihre günstigere Herstellung, geringere Wartungskosten, geringere Lieferkosten und kürzere Durchlaufzeiten bestechen. Daher hat sich „Solabolic“ diese Technologie mit einer Patentschrift unter der Patentnummer „AT 513454 B1 2014-07-15“ sichern lassen.[17]

[15] Vgl. Merziger, Wirth, 2006, S. 563.
[16] Vgl. Merziger, Wirth, 2006, S. 563.
[17] Vgl. Patentschrift, 2014.

Im Folgenden wird der mathematische Beweis für das Grundprinzip anhand eines Seils erbracht:[18]

Annahmen:

- die y-Achse sei die Symmetrieachse des Seils
- das Seil sei masselos und nicht dehnbar
- die x-Achse steht normal auf die y-Achse
- w_0 ist eine Streckenlast, welche parallel zur y-Achse nach unten wirkt
- w_0x entspricht der Gesamtkraft der Streckenlast w_0 über die Strecke x
- T_0 tangential zum Seil und parallel zur x-Achse wirkende Kraft
- T tangential zum Seil wirkende Kraft

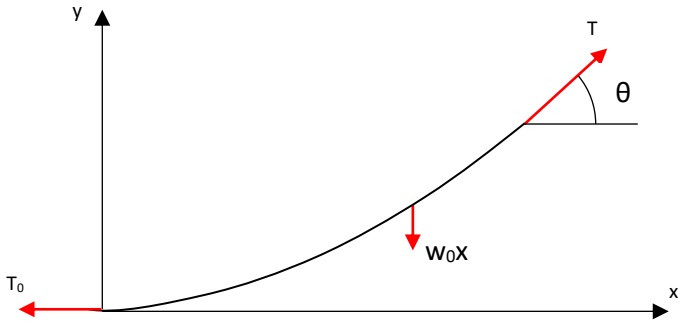


Abbildung 3: Seil-Parabel

$\sum F_x = 0$:

$$T_0 = T * \cos\theta$$

$\sum F_y = 0$:

$$w_0 x = T * \sin\theta$$

Dividiert man die beiden Gleichungen, so kann T eliminiert werden:

$$\tan\theta = \frac{w_0 x}{T_0}$$

$$\frac{dy}{dx} = a * x$$

mit $\tan\theta = \frac{dy}{dx}$ und $a = \frac{w_0}{T_0}$

Durch Umformen und Integration erhält man die Gleichung einer Parabel:

$$y_{(x)} = \frac{a * x^2}{2} + C$$

[18] Vgl. Patentschrift, 2014.

Dieser Nachweis kann auf dieselbe Art und Weise auch für eine Kette erbracht werden. Doch in beiden Fällen ist jeweils Voraussetzung, dass das Seil oder die Kette masselos ist. Sind Seil und Kette nicht masselos, so ergibt sich eine Seil- bzw. Kettenlinie, die durch die Gleichung der Form ($y_{(x)} = a * \cosh\frac{x}{a} + C$) beschrieben werden kann. Somit stellt die Seil- bzw. Kettenlinie keine Parabel dar.[19] Ist jedoch das Eigengewicht im Verhältnis zu der auf das Seil oder auf die Kette wirkende Streckenlast klein, so liegt die Seil- oder Kettenlinie sehr nahe an der gewünschten Parabel.

In folgender Abbildung 4 ist der Einfluss des Eigengewichts auf die Kettenlinie grafisch dargestellt. Die blaue Linie in dem Diagramm entspricht einer Kette, bei der alle Gelenkachsen der Kette auf der gewünschten Parabel liegen. Diese Linie definiert somit den Soll-Zustand der Kette. Die rote Linie stellt jene Kettenlinie dar, die sich unter dem Einfluss des Eigengewichts der Kette ergibt. Vergleicht man nun die beiden Kettenlinien, so ist zu erkennen, dass die Kette unter Einfluss des Eigengewichts (rote Linie) an den äußeren Enden tiefer und in der Mitte der Kette höher hängt als die gewünschte Kettenlinie (blaue Linie). Dies ist auf die zunehmende Steigung der Parabel zurückzuführen, wodurch die Masse der Kette nicht konstant über die horizontale Achse verteilt ist.

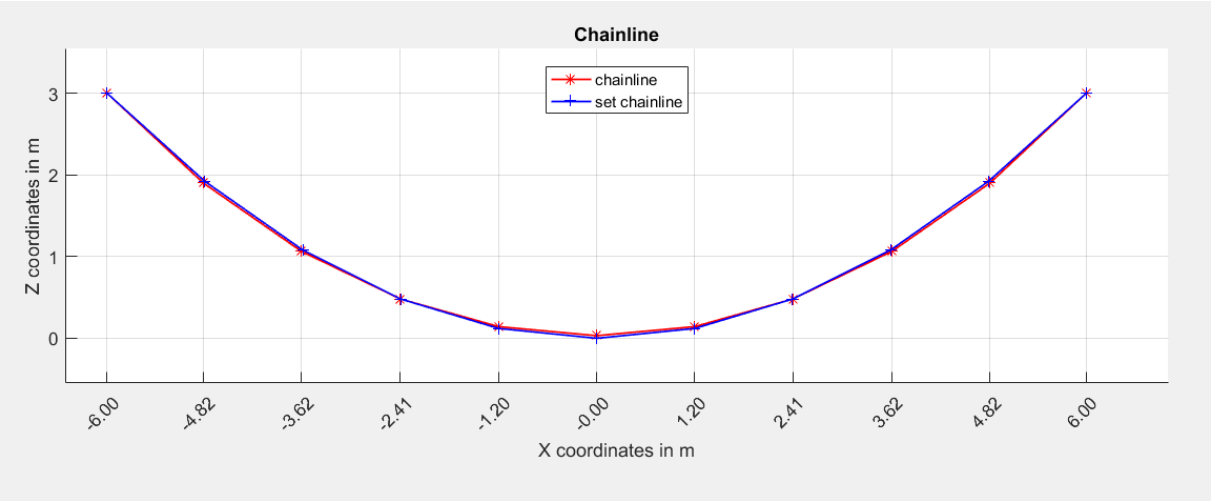


Abbildung 4: Einfluss des Eigengewichts auf die Kettenlinie

[19] Vgl. Mack, 2010, S. 211 ff.

3 Entwicklung bei „Solabolic“

Vor dem Hauptteil der Arbeit - das Ausarbeiten einer konstruktiven Lösung des Parabolspiegel-Moduls eines parabolischen Sonnenkollektors - soll der Entwicklungsverlauf des Konzepts von „Solabolic“ kurz skizziert werden. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, basiert die Entwicklung des in dieser Arbeit verfolgten Konzepts auf den Erfahrungen und dem Knowhow von „Solabolic“, aus den bisher getätigten Entwicklungsschritten. Dazu zählt neben der theoretischen Ausarbeitung von Konzepten und Konstruktionen auch der Bau eines Modells im Maßstab 1:4 sowie der Bau eines „Full-Size“-Prototypen. Mit diesen Projekten wurden zahlreiche Erfahrungen gemacht, die für die Weiterentwicklung der Idee von „Solabolic“ von großer Bedeutung sind. Das Konzept der ursprünglichen Konstruktion beruht auf dem in Kapitel 2.3 erläuterten Grundprinzip. „Solabolic“ hat sich das Knowhow hinter diesem Grundprinzip gesichert, indem für dieses Prinzip ein Patent angemeldet wurde. Bei der ursprünglichen Konstruktion wurde ein Seilsystem zur Herstellung der parabolischen Form eingesetzt. Das aktuelle Konzept verfolgt die Konstruktion eines Kettensystems zur Herstellung einer möglichst idealen Parabel. Im Folgenden wird die Konstruktion mit Seilsystem beschrieben, nach der auch das Maßstabsmodell und der „Full-Size“-Prototyp aufgebaut wurden. Im Anschluss daran werden die dabei gesammelten Erfahrungen und aufgetretenen Probleme erläutert, sodass der Einsatz des deutlich aufwendigeren Kettensystems verständlich begründet werden kann.

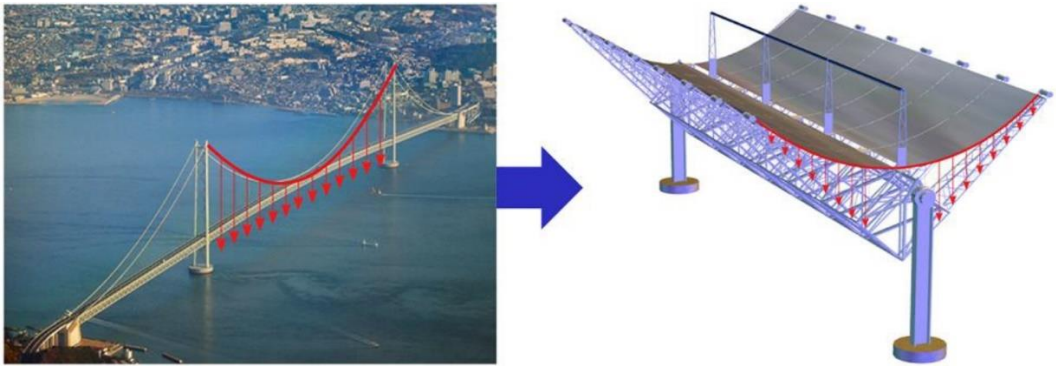


Abbildung 5: Konstruktion mit Seilsystem (Solabolic, 2016)

Bei dem Seilsystem wird in Anlehnung an den Hängebrückenbau (Abbildung 5) ein Tragseil über Abhänger, welche in konstanten Abständen parallel zur Parabelachse verteilt sind, belastet. Werden alle Abhänger mit der gleichen Kraft belastet, so bilden die Anknüpfpunkte der Abhänger am Tragseil eine exakte parabolische Form. Über diese Punkte werden die Spiegelbleche zwischen zwei Seilen in die gewünschte Form gezogen. Klemmen an den Tragseilen verbinden sowohl die Abhänger, als auch die Bleche mit den Tragseilen. Die Zugkräfte der Abhänger werden mit Hilfe vorgespannter Federn aufgebracht. Da alle Federn dieselbe Feder-Kennlinie besitzen, wird die Federkraft über den Weg der Vorspannung eingestellt.

Dies ist ein Produkt aus den Anstrengungen von „Solabolic“, eine Konstruktion zu entwickeln, die gegenüber Konkurrenzprodukten gleich mehrere Alleinstellungsmerkmale besitzt. Dabei wurde im Besonderen auf folgende Punkte geachtet:[20]

- Erstellung der parabolischen Form durch eine Streckenlast

  Das wesentlichste Alleinstellungsmerkmal ist die Art und Weise, wie die parabolische Form hergestellt wird. So erfolgt die Herstellung durch das bereits erwähnte und erläuterte Grundprinzip. Dadurch ist die parabolische Form unabhängig von der Maßgenauigkeit der Unterkonstruktion. Die Unterkonstruktion hat also keinen Einfluss auf die optische Präzision des Parabolrinnen-Kollektors.
- Hohe Widerstandsfähigkeit bei Wind

  Bei der Dimensionierung hinsichtlich der Windbelastung wird unterschieden zwischen der Verformung im Betrieb und dem Versagen bei Sturm. Im Fall eines Sturms soll die Konstruktion keine bleibenden Verformungen oder Schäden nehmen und im Betrieb muss auch bei Wind eine angemessene Fokussierung erreicht werden.
- Hoher lokaler Herstellungsgrad

  In die Herstellung des Parabolrinnen-Kollektors sollen möglichst viele lokale Produktionsstätten miteingebunden werden. Es ist daher darauf zu achten, dass keine hochkomplexen Produktionsschritte benötigt werden, um die Einzelteile zu fertigen.
- Möglichst geringe Investitionskosten des Herstellers

  Um einen hohen lokalen Herstellungsgrad zu erreichen, muss auch darauf geachtet werden, dass die Investitionskosten für den Hersteller gering gehalten werden. Der Hersteller soll keine kostenintensiven Produktionsmittel anschaffen müssen und die Herstellung soll sich schon ab Stückzahl „eins“ rentieren.
- Möglichst hohe Transportierbarkeit der Bauteile

  Produktions- und Betriebsort sind oft geographisch getrennt. Der Aufbau der Anlage soll am Betriebsort erfolgen, ohne dass eine Montagehalle vor Ort benötigt wird. Alle Teile der Konstruktion müssen daher zum Transport geeignet sein.
- Wirtschaftliche Konstruktion

  Bei der Konstruktion muss auf eine wirtschaftliche Bauweise geachtet werden. Zur Orientierung werden die Kennzahlen „Euro pro bebauter Spiegelfläche“ und „Kilogramm Material pro bebauter Spiegelfläche“ herangezogen.

[20] Vgl. Monetti, 2017, S.31 ff.

Die beiden Modelle mit dem Seilsystem, das Maßstabsmodell im Maßstab 1:4 und der „Full-Size“-Prototyp haben gezeigt, dass mit dieser Konstruktion nicht die gewünschte Präzision erreicht wird. Die ursprünglich als positiv bewertete Biegeschlaffheit des Seils machte die Handhabung des Seils schwer, weshalb die Klemmen der Abhängepunkte nur schwer und mit unzureichender Präzision positioniert werden konnten. Zudem war die Dehnung des Seils unter Belastung deutlich größer als erwartet und es hatte unter Zugbelastung das Bestreben sich aufzudrehen. Dadurch wirkte in dem Seil ein Moment, welches von den am Tragseil angebrachten Klemmen aufgenommen werden musste. Der Versuch, die Klemmen an den Anknüpfungspunkten anzubringen, während das Seil unter Zug steht, hat ebenfalls nicht den gewünschten Effekt gebracht. Denn dadurch waren die Klemmen nicht mehr richtig ausgerichtet. Da die Anbindung des Spiegelblechs über dieselben Klemmen erfolgte, hatte das Moment auch Auswirkungen auf die Spiegelfläche. Für die Verbindung von den Seilen zur Spiegelfläche konnte keine zufriedenstellende Lösung gefunden werden.

Weitere Schwierigkeiten bereitete das Einstellen der Zugfedern. Die Zugfedern wurden über den Weg der Vorspannung eingestellt. Es war aber nur sehr schwer möglich, die Federn so einzustellen, dass alle die exakt selbe Kraft auf das Seilsystem einbringen. Schon kleine Abweichungen bei den Zugkräften hatten sehr große Auswirkung auf die Kettenlinie und somit auch auf die Fokussierung der Spiegelfläche. Durch das Aufbringen der Zugkräfte über Gewichte, die alle dieselbe Masse haben, können konstante Zugkräfte gewährleistet werden.

Aus den Erfahrungen mit den Modellen folgte die Entscheidung, vom Seilsystem abzuweichen und ein Kettensystem einzusetzen. Bei einer Kette sind in den Kettengelenken die Freiheitsgrade beschränkt, es ist lediglich die Drehung der Kettenglieder um die Achse des Kettengelenks möglich. Die Kette hat nicht das Bestreben sich zu verdrehen und die Dehnung einer Kette ist deutlich geringer als die eines Seils. Des Weiteren ist über einen am Kettengelenk angebrachten, frei drehbaren Block, die Anbindung der Abspannung ohne das Einbringen eines Moments möglich.

Neben der Änderung des Abspannsystems wurde für die neue Konstruktion auch die Nachführung zum Ausrichten der Anlage nach der Sonne überdacht. Die Anlage soll demnach nicht mehr um eine horizontale Achse der Sonne nachgeführt werden, sondern um eine vertikale Achse. Dabei trifft die Sonnenstrahlung nicht mehr normal (nicht im rechten Winkel) auf den Spiegel. Man nimmt aufgrund der schrägeinfallenden Strahlung die sogenannten Cosinus-Verluste in Kauf. Diese Verluste haben bei großen Spiegelflächen allerdings einen geringeren Einfluss als bei kleinen. Da die Anlage nun flach am Boden steht und sie somit nicht mehr so windanfällig ist, kann die Spiegelfläche auch dementsprechend groß ausgeführt werden. Für die Anlage wird ein Grundriss der Spiegelfläche von zwölf mal zwölf Metern gewählt.

4 Entwicklung eines Programms für Simulationen und Berechnungen zum Kettensystem

Das im folgenden Kapitel beschriebene Programm dient als Entscheidungsgrundlage für einige wesentliche konstruktive Entscheidungen im Rahmen der Entwicklung des parabolischen Sonnenkollektors sowie der Berechnung einiger Variablen der Spiegelkonstruktion. Unter Vernachlässigung der Dehnung der Kette gibt es zwei Methoden, eine Kettenlinie zu erreichen, bei der alle Gelenkpunkte möglichst nahe an der gewünschten Parabel der Form $f_{(x)} = x^2 * \frac{1}{4*f}$ liegen. Es kann eine Kette gewählt werden, deren Kettenglieder exakt so lang sind, sodass die horizontalen Abstände (dx) von Kettengelenk zu Kettengelenk konstant sind, sofern alle Gelenkpunkte auf der Parabel liegen. Bei einer solchen Kette bildet sich, unter Vernachlässigung des Eigengewichts, dann eine Kettenlinie aus, deren Gelenkpunkte exakt auf der parabolischen Kurve liegen, wenn alle Gelenkpunkte mit derselben Masse beaufschlagt werden (Abbildung 6).

Wählt man hingegen eine Kette, deren Kettenglieder alle gleichlang sind, dann müssen Anzahl und Länge der Kettenglieder genau auf die gewünschte Parabel abgestimmt werden. Bei diesem Kettentyp muss berechnet werden, mit welcher Masse die Kettengelenke beaufschlagt werden müssen, sodass sich eine Kettenlinie ausbildet, deren Gelenkpunkte auf der gewünschten Parabel liegen (Abbildung 7).

Betreffend diesen beiden Kettentypen können mit dem Programm einige Berechnungen und die Simulation der Kettenlinie unter allen in Kapitel „4.1.3 Mögliche Berechnungskombinationen“ beschriebenen Fällen durchgeführt werden. Folgende Berechnungen können mit Hilfe des Programms durchgeführt werden:

- Berechnung der Kettengliedlängen einer Kette, deren Gelenkpunkte bei parabolischer Kettenlinie einen konstanten horizontalen Abstand besitzen.
- Berechnung der Kettengliedlänge einer Kette mit konstanter Kettengliedlänge, welche eine Kettenlinie der gewünschten Form bilden kann.
- Berechnung der Massen, die an den Gelenkpunkten angebracht werden müssen, um die ideale Kettenlinie zu erreichen.
- Berechnung der Dehnung der Kettenglieder unter gegebener Belastung.
- Berechnung der Abweichung der sich bildenden Kettenlinie von der gewünschten parabolischen Form durch den Einfluss der Masse der Kette und den Einfluss der angehängten Massen.

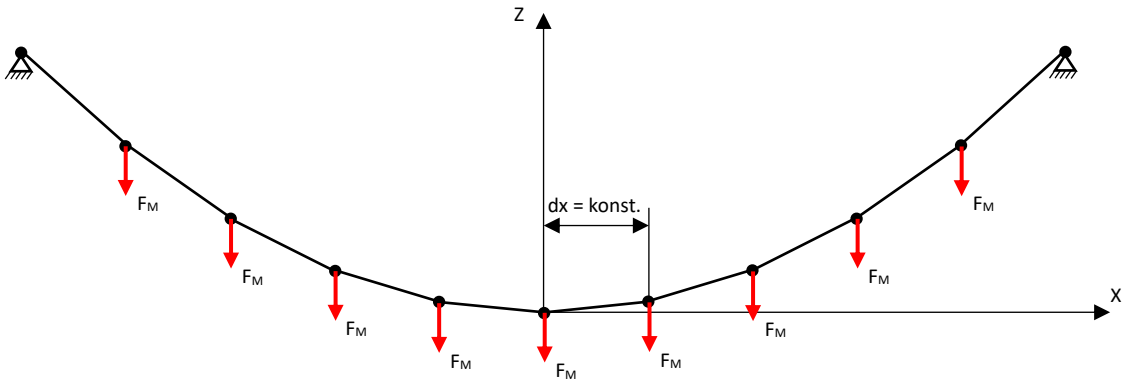


Abbildung 6: Kette mit konstanten horizontalen Abständen dx und konstanten Massen F_M

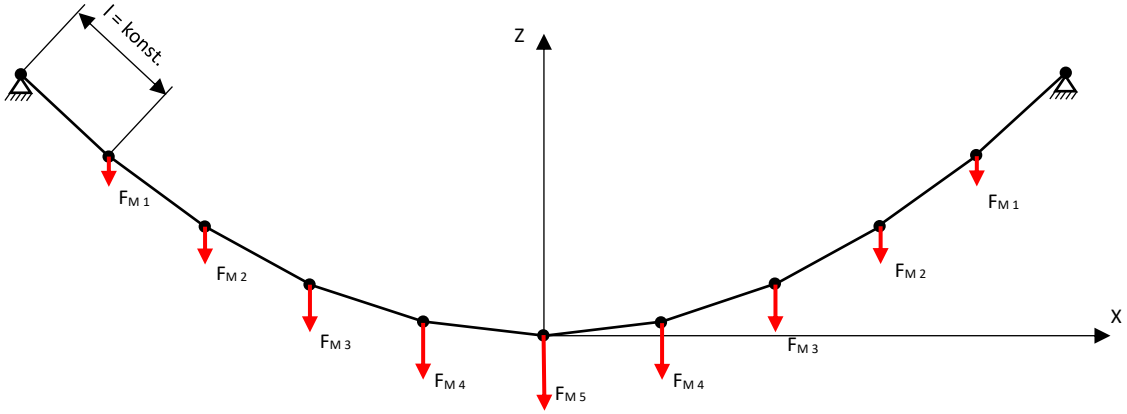


Abbildung 7: Kette mit konstanter Kettengliedlänge und variablen Massen F_M

4.1 Mögliche Berechnungen und Simulationen

Wie bereits beschrieben, können mit dem Programm zahlreiche Berechnungen und Simulationen durchgeführt werden. Welche Eingangsgrößen benötigt werden und welche Optionen für die Berechnung bzw. Simulation zur Verfügung stehen, wird im Folgenden angeführt. Zudem sind die Bezeichnungen der Variablen im Programm angegeben. Im Anschluss daran werden die Kombinationsmöglichkeiten der Optionen genauer beschrieben.

4.1.1 Eingangsgrößen der Berechnung

- Fokus **f**, beeinflusst die Krümmung des Parabolspiegels.
- Apparaturweite **A**, darunter wird die Weite des Parabolspiegels verstanden.
- **Force_Joints**, entspricht der Anzahl der angehängten Gewichte.
- **nl**, Anzahl an Kettengliedern, aus denen die Kette besteht. (nl = Force_Joints +1)
- **Weight**, Masse die an Gelenkpunkten angehängt wird.

- **A_E_I_M**, Vektor über den die Eigenschaften der Kette eingegeben werden.
  - A Kettenquerschnitt in mm²
  - E E-Modul der Kette in N/mm²
  - I Flächenträgheitsmoment der Kette in m^4
  - M Dichte des Kettenmaterials in kg/m^3

4.1.2 Optionen

- **chain**, ungleichlange (false) und gleichlange (true) Kettenglieder
- **expansion**, mit (true) und ohne (false) Berücksichtigung der Dehnung
- **weights**, konstante Massen (true) und variable Massen (false)

4.1.3 Mögliche Berechnungskombinationen

Welche Kombinationen der oben angeführten Optionen mit dem Programm berechnet werden können und was genau damit berechnet werden kann, wird im Folgenden genauer erläutert.

Kombinationen mit gleichlangen Kettengliedern

Bei der Variante mit gleichlangen Kettengliedern geht es im Wesentlichen darum, die Länge der Kettenglieder sowie die Gewichtsverteilung der an den Gelenkpunkten angehängten Gewichte zu berechnen. Um die Kettengliedlänge und die Gewichtsverteilung zu berechnen, muss die Berechnungskombination „gleichlange Kettenglieder, ohne Berücksichtigung der Dehnung und variable Massen“ angewendet werden (Kombination 1). Das Ergebnis dieser Berechnung ist immer eine Kettenlinie, deren Gelenkpunkte exakt auf der gewünschten Parabel liegen. In einem zweiten Schritt kann die Kettenlinie unter Berücksichtigung der Dehnung der Kettenglieder berechnet werden (Kombination 2). Dies erfolgt indem die im ersten Schritt berechnete Kettengliedlänge und die Gewichtsverteilung eingesetzt werden und die Kettenlinie mit der Funktion „func_chainline_diff_position.m“ erneut berechnet wird.

Es ist nicht sinnvoll, die Kettenlinie für eine Kette mit konstanter Kettengliedlänge, bei der konstante Gewichte angehängt werden, zu berechnen, da bei diesem Kettentyp das Anhängen von konstanten Massen die Fokussierung verschlechtern würde.

- **Kombination 1**:
  - gleichlange Kettenglieder, **ohne** Berücksichtigung der Dehnung und **variable** Massen
  - Berechnet die benötigte Kettenlänge und die Gewichtsverteilung, um eine ideale Kettenlinie zu erhalten.
  - Eingabe in Matlab: (chain=true; | expansion=false; | weights=false;)

- **Kombination 2:**
  - gleichlange Kettenglieder, **mit** Berücksichtigung der Dehnung und **variable** Massen
  - Durch Einsetzen der mit der Funktion „func_chainline_equal_position“ berechneten Werte (Kettengliedlänge und Massen) kann der Einfluss der Dehnung auf die Kettenlinie mit der Funktion „func_chainline_diff_position“ berechnet werden.
  - Eingabe in Matlab: (**chain**=true; | **expansion**=true; | **weights**=false;)

Kombinationen mit ungleichlangen Kettengliedern

Bei der Bauvariante mit ungleichlangen Kettengliedern können mehrere Berechnungen durchgeführt werden. Zum einen kann jene Kettenlinie berechnet werden, die sich ergibt, wenn eine bestimmte konstante Masse an allen Gelenkpunkten angehängt wird. Diese Berechnung kann sowohl ohne als auch mit Berücksichtigung der Dehnung der Kettenglieder durchgeführt werden (Kombination 3 und Kombination 4). Zum anderen kann jene Gewichtsverteilung berechnet werden, bei der das Eigengewicht der Kette kompensiert wird, indem variable Massen an den Gelenkpunkten angehängt werden (Kombination 5). Ergebnis dieser Berechnung ist wie schon bei „Kombination 1“ eine ideale Kettenlinie, die exakt auf der gewünschten Parabel liegt. Die Dehnung kann dabei aufgrund der Programmstruktur nicht berücksichtigt werden (es würden sich unbestimmte Gleichungen ergeben).

- **Kombination 3:**
  - ungleichlange Kettenglieder, **ohne** Berücksichtigung der Dehnung und **konstante** Massen
  - Berechnet die Kettenlinie, wenn konstante Massen angehängt werden, ohne dabei die Dehnung zu berücksichtigen.
  - Eingabe in Matlab: (**chain**=false; | **expansion**=false; | **weights**=true;)
- **Kombination 4:**
  - ungleichlange Kettenglieder, **mit** Berücksichtigung der Dehnung und **konstante** Massen
  - Berechnet die Kettenlinie, wenn konstante Massen angehängt werden, unter Berücksichtigung der Dehnung.
  - Eingabe in Matlab: (**chain**=false; | **expansion**=true; | **weights**=true;)
- **Kombination 5:**
  - ungleichlange Kettenglieder, **ohne** Berücksichtigung der Dehnung und **variable** Massen
  - Berechnet die Gewichtsverteilung, um bei ungleichlangen Kettengliedern eine ideale Kettenlinie, die exakt auf der gewünschten Parabel liegt, zu erhalten. Die Dehnung wird dabei nicht berücksichtigt.
  - Eingabe in Matlab: (**chain**=false; | **expansion**=false; | **weights**=false;)

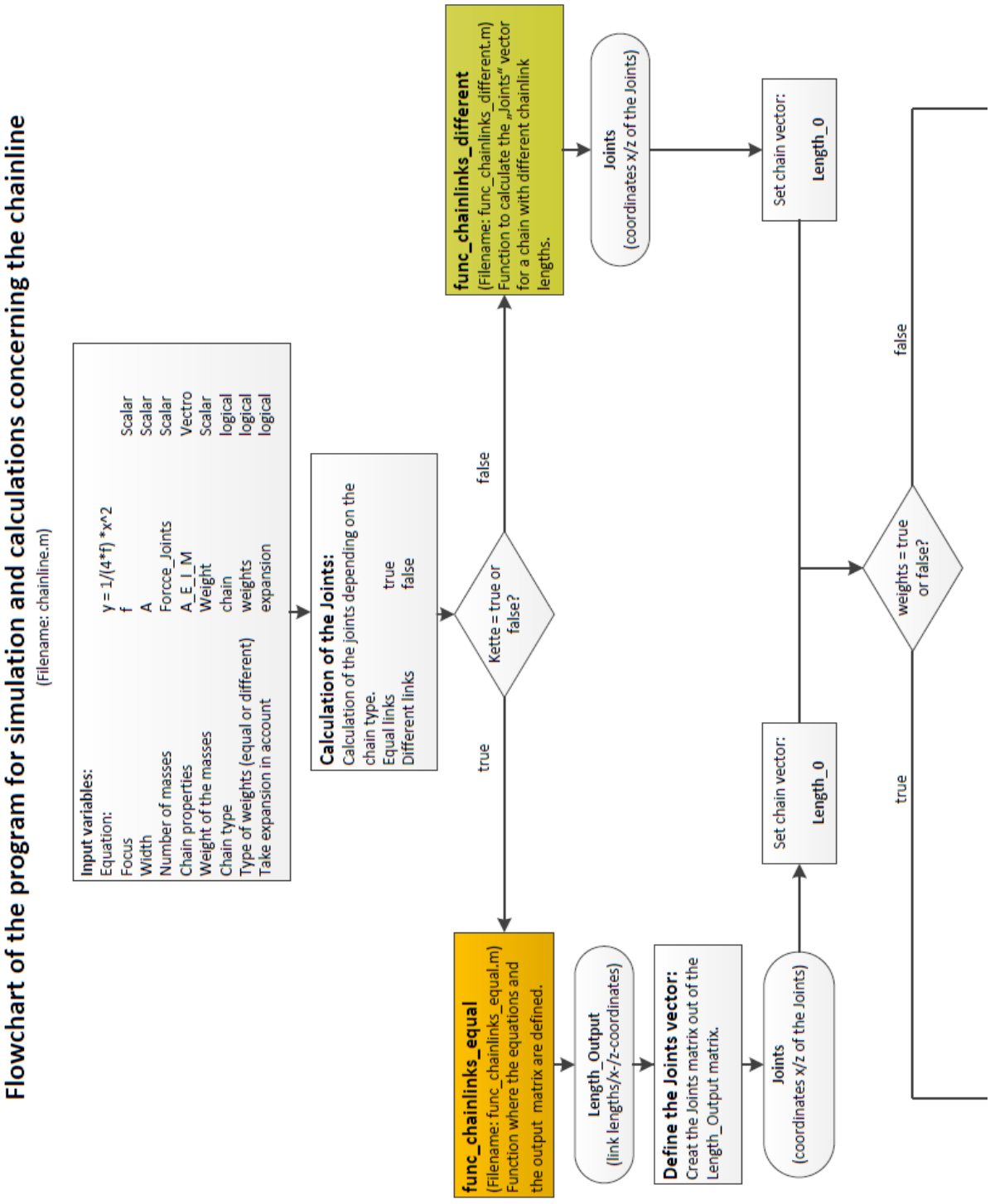
4.2 Erläuterung und Flowchart des Programms

Das Matlab Programm besteht aus einem Hauptprogramm und vier Funktionen. Zwei der vier Funktionen (func_chainlinks_equal und func_chainlinks_different) dienen rein geometrischer Berechnungen. Mit ihnen wird je nach Kettentyp (Kette mit gleich- oder mit ungleichlangen Kettengliedern) der gewünschte Kettenvektor berechnet. Der Kettenvektor besteht aus so vielen Zeilen wie die Kette Kettenglieder besitzt und die Einträge in den Zeilen beschreiben die Länge des jeweiligen Kettenglieds. Dieser Vektor ist Grundlage für die weiteren Berechnungen mit den beiden anderen Funktionen (func_chainline_diff_position und func_chainline_equal_position). Mit diesen Funktionen wird simuliert, welche Form der Kettenlinie sich unter bestimmten Voraussetzungen einstellt.

Mit der Funktion „func_chainline_equal_position“ kann berechnet werden, mit welcher Masse die Kettengelenke einer Kette mit konstanter Kettengliedlänge beaufschlagt werden muss, sodass alle Kettenglieder auf der gewünschten Parabel liegen. Diese Berechnung kann auch bei einer Kette mit unterschiedlich langen Kettenglieder durchgeführt werden. Voraussetzung für eine Simulation mit diesem Programm ist, dass die Kette und deren Kettengliedlängen exakt auf die gewünschte parabolische Kurve abgestimmt sind. Da alle Gelenkpunkte genau auf der Parabel liegen müssen, um ein Ergebnis zu bekommen, kann die Dehnung bei dieser Funktion nicht berücksichtigt werden.

Die Funktion „func_chainline_diff_position“ dient der Simulation der sich einstellenden Kettenlinie unter gegebener Belastung der Kettengelenke und bei gegebener Kettengliedanzahl und Kettenlängen. Dabei kann auch die Dehnung der einzelnen Kettenglieder berücksichtigt werden.

Zum Lösen der drei Funktionen (func_chainlinks_equal, func_chainline_diff_position und func_chainline_equal_position) wird der Solver „lsqnonlin“ (nonlinear least-squares solver) verwendet. Mit diesem Solver lassen sich nichtlineare Optimierungsprobleme lösen. Dabei müssen alle Gleichungen des nichtlinearen Gleichungssystems auf die Form ($F_{(x)} = 0$) gebracht werden. Der Solver versucht dann das Minimum der Summe aller Funktionen in Iterationsschritten zu finden $\left(\min\left(f_{(x)}\right) = \left({F_{1(x)}}^2 + \cdots + {F_{n(x)}}^2\right)\right)$. Da eine solche Lösung nie ganz exakt ist, müssen die Solver-Einstellungen so gewählt werden, dass man ein plausibles Ergebnis mit ausreichender Genauigkeit erhält. Der Solver bietet auch die Möglichkeit, obere und untere Grenzen einzugeben, um das Ergebnis einzugrenzen und die Rechenzeit des Programms zu verkürzen.


Flowchart of the program for simulation and calculations concerning the chainline
(Filename: chainline.m)
Input variables:
Equation: y = 1/(4*f) *x^2
Focus f Scalar
Width A Scalar
Number of masses Forcce_Joints Scalar
Chain properties A_E_I_M Vectro
Weight of the masses Weight Scalar
Chain type chain logical
Type of weights (equal or different) weights logical
Take expansion in account expansion logical
Calculation of the Joints:
Calculation of the joints depending on the chain type.
Equal links true
Different links false
Kette = true or false?
true
false
func_chainlinks_equal
(Filename: func_chainlinks_equal.m)
Function where the equations and the output_matrix are defined.
Length_Output
(link lengths/x-/z-coordinates)
Define the Joints vector:
Creat the Joints matrix out of the Length_Output matrix.
Joints
(coordinates x/z of the Joints)
Set chain vector:
Length_0
func_chainlinks_different
(Filename: func_chainlinks_different.m)
Function to calculate the „Joints" vector for a chain with different chainlink lengths.
Joints
(coordinates x/z of the Joints)
Set chain vector:
Length_0
weights = true or false?
true
false

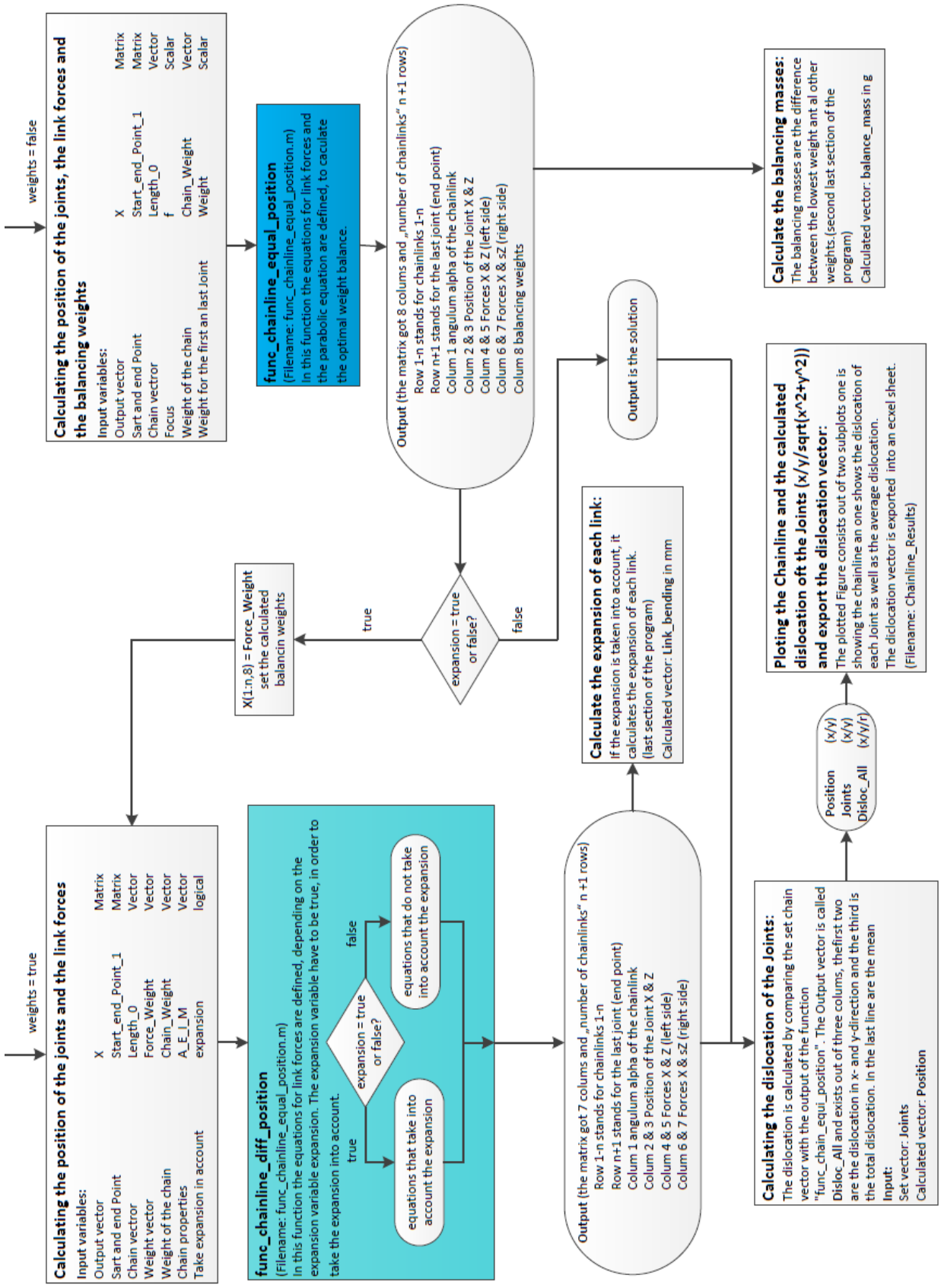


Abbildung 8: Flowchart des Matlab Programms

4.3 Erläuterung der Funktionen

4.3.1 func_chainlinks_equal

Die Funktion „func_chainlinks_equal“ dient der Berechnung der benötigten Kettengliedlänge, wenn alle Kettenglieder gleich lang sein sollen und eine bestimmte Anzahl an Kettengliedern nl, eine Apparaturweite A sowie ein Fokus f der Kettengliedlänge vorgegeben sind.

Lösungsmatrix:

In der ersten Spalte und ersten Zeile der Lösungsmatrix ist die Kettengliedlänge eingetragen, alle anderen Zeilen der ersten Spalte müssen null gesetzt werden. Die zweite und die dritte Spalte stehen für die x- und z-Koordinaten aller Gelenkpunkte. Jede Zeile steht für einen Gelenkpunkt, die zweite Spalte für die x- und die dritte Spalte für die z-Koordinate des jeweiligen Gelenkpunkts.

$$X = \begin{pmatrix} l & x_1 & z_1 \\ 0 & \vdots & \vdots \\ \vdots & x_{nl} & z_{nl} \\ 0 & x_{nl+1} & z_{nl+1} \end{pmatrix}$$

Gleichungen:

- Startpunkt und Endpunkt

  $x_1 = -\frac{A}{2}$

  $X(1,2) = f_Start_End_Point(1,1)$ (Gleichung in Matlab)

  $z_1 = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$

  $X(1,3) = f_Start_End_Point(1,2)$ (Gleichung in Matlab)

  $x_{nl+1} = \frac{A}{2}$

  $X(nl+1,2) = f_Start_End_Point(2,1)$ (Gleichung in Matlab)

  $z_{nl+1} = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$

  $X(nl+1,3) = f_Start_End_Point(2,2)$ (Gleichung in Matlab)

- Die Koordinaten der Gelenke müssen auf der Parabel liegen (n=1:nl+1)

  $z_{nl} = {x_n}^2 * \frac{1}{4*f}$

  $X(n,3) = \left(X(n,2)\right)^2 * \frac{1}{4*f}$ (Gleichung in Matlab)

- Die Abstände zwischen den Gelenkpkt. müssen der Kettengliedlänge entsprechen (n=1:nl)

  $l = \sqrt{(x_{n+1} - x_n)^2 + (z_{n+1} - z_n)^2}$

  $X(1,1) = \sqrt{\big(X(n+1,2) - X(n,2)\big)^2 + \big(X(n+1,3) - X(n,3)\big)^2}$ (Gleichung in Matlab)

- Nullstellen der Lösungsmatrix

  In der ersten Spalte und ersten Zeile der Lösungsmatrix ist die Kettengliedlänge eingetragen, alle anderen Zeilen der ersten Spalte müssen null gesetzt werden. (n=2:nl)

  $X(n,1) = 0$ (Gleichung in Matlab)

4.3.2 func_chainlinks_different

Die Funktion „func_chainlinks_equal“ dient der Berechnung der Gelenk-Koordinaten und Kettengliedlängen einer Kette, bei der die Abstände der Gelenkpunkte entlang der x-Achse konstant sind (dx = konstant).

Lösungsmatrix:

Die Lösungsmatrix „Joints“ gibt die Koordinaten der Gelenkpunkte aus. In der ersten Spalte sind die x-Koordinaten und in der zweiten Spalte die z-Koordinaten aller Gelenkpunkte eingetragen.

$$Joints = \begin{pmatrix} x_1 & z_1 \\ \vdots & \vdots \\ x_{nl+1} & z_{nl+1} \end{pmatrix}$$

Gleichungen:

- Horizontale Abstände

  $\Delta x = \frac{A}{nl}$

  $Link.dist = \frac{A}{Force.Joints+1}$ (Gleichung in Matlab)

- Position der Gelenkpunkte (n=1:nl+1)

  $x_n = x_1 + \Delta x * (n-1)$

  $Joints(n,1) = Start(1,1) + Link.dist * (n-1)$ (Gleichung in Matlab)

  $z_n = {x_n}^2 * \frac{1}{4*f}$

  $Joints(n,2) = Joints(n,1)^2 * \frac{1}{4*f}$ (Gleichung in Matlab)

4.3.3 func_chainline_diff_position

Mit der Funktion „func_chainline_diff_position“ kann jene Kettenlinie unter Berücksichtigung des Eigengewichts der Kette berechnet werden, die sich ergibt, wenn eine Kette mit nl (number of links) Kettengliedern, an deren Kettengelenke die Massen M_n (Gewichtskraft $F_{M\,n}$) angebracht sind, an zwei Punkten aufgehängt wird. Die Länge der Kettenglieder kann dabei beliebig sein. Länge und Anzahl der Kettenglieder wird durch den Vektor „Lenght_1“ bestimmt. Die Anzahl der Zeilen des Vektors bestimmt die Anzahl der Kettenglieder und der Betrag der Einträge in den jeweiligen Zeilen bestimmt die Länge des entsprechenden Kettenglieds. Die Gewichte, die an den Kettengelenken angebracht werden, sind bestimmt durch den Vektor „Force_Weight“. Jede Zeile des Vektors steht für ein Kettengelenk, der Betrag der Einträge entspricht dem angehängten Gewicht in kg. Bei der Berechnung der Kettenlinie mit dieser Funktion kann auch die Dehnung der Kette aufgrund des Eigengewichts und der angehängten Massen berücksichtigt und berechnet werden.

In folgender Skizze ist ein freigemachtes Kettenglied mit der Kettengliedlänge l_n und allen an ihm angreifenden Kräften zu sehen. F_{Gn} entspricht der Gewichtskraft des Kettenglieds, F_{Mn} der Gewichtskraft der an dem Kettengelenk angebrachten Masse und F_{Axn}, F_{Azn}, F_{Bxn} und F_{Bzn} sind die sich ergebenden Zwangskräfte. Die Position des Kettenglieds ist bestimmt durch die x- und z-Koordinaten des Punktes A und durch den Winkel α_n zur Horizontalen.

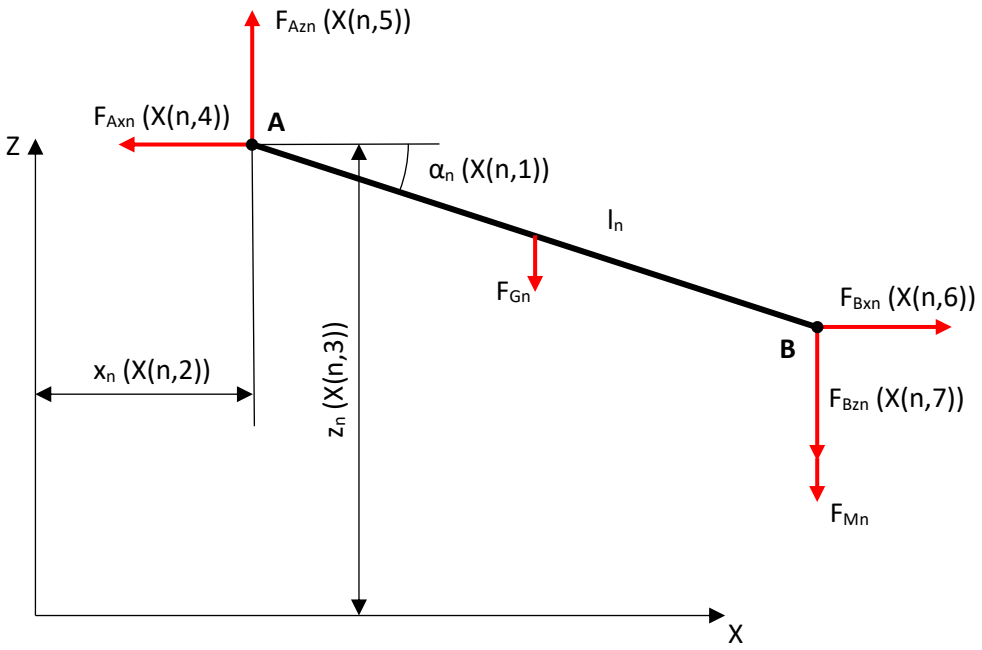


Abbildung 9: Freigemachtes Kettenglied mit gegebener Gewichtskraft F_{Mn}

Lösungsmatrix:

Die Lösungsmatrix der Funktion besteht aus sieben Spalten und aus „Anzahl an Kettengliedern“ nl +1 Zeilen. Die Zeilen eins bis nl stehen für die Kettenglieder und die letzte Zeile steht für den letzten Knotenpunkt, an dem die Kette angehängt wird. Jede Spalte der Matrix steht für eine der in obiger Skizze dargestellten Variablen.

$$X = \begin{pmatrix} \alpha_1 & x_{A\,1} & z_{A\,1} & F_{Ax\,1} & F_{Az\,1} & F_{Bx\,1} & F_{Bz\,1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \alpha_{nl} & x_{A\,nl} & z_{A\,nl} & F_{Ax\,nl} & F_{Az\,nl} & F_{Bx\,nl} & F_{Bz\,nl} \\ 0 & x_{nl+1} & z_{nl+1} & F_{x\,nl+1} & F_{z\,nl+1} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Gleichungen:

- Startpunkt und Endpunkt

  $x_1 = -\frac{A}{2}$ (A=Apparaturweite)

  $X(1,2) = f_Start_End_Point(1,1)$ (Gleichung in Matlab)

  $z_1 = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$ (A=Apparaturweite)

  $X(1,3) = f_Start_End_Point(1,2)$ (Gleichung in Matlab)

  $x_{nl+1} = \frac{A}{2}$ (A=Apparaturweite)

  $X(nl+1,2) = f_Start_End_Point(2,1)$ (Gleichung in Matlab)

  $z_{nl+1} = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$ (A=Apparaturweite)

  $X(nl+1,3) = f_Start_End_Point(2,2)$ (Gleichung in Matlab)

- Position (x/z) des Gelenkpunkts B bzw. A des nächsten Kettenglieds (n=1:nl)

  Ohne Berücksichtigung der Dehnung:

  $x_n + l_n * \cos\alpha_n = x_{n+1}$

  $X(n,2) + f_Length(n,1) * \cos X(n,1) = X(n+1,2)$

  $z_n - l_n * \sin\alpha_n = z_{n+1}$

  $X(n,3) - f_Length(n,1) * \sin X(n,1) = X(n+1,3)$ (Gleichung in Matlab)

  Mit Berücksichtigung der Dehnung:

  $x_n + \left(l_n + \sqrt{{F_{Ax\,n}}^2 + \left(F_{Az\,n} - \frac{F_{G\,n}*9{,}81}{2}\right)^2} * \frac{l_n}{A*E}\right) * \cos\alpha_n = x_{n+1}$ (A=Kettenquerschnitt)

$$X(n,2)+\left(f_Length(n,1)+\sqrt{X(n,4)^2+\left(X(n,5)-\frac{f_Chain_Weight(n,1)*9{,}81}{2}\right)^2}*\right.$$

$$\left.\frac{f_Length(n,1)}{A_E_I_M(1)*A_E_I_M(2)}\right)*\cos X(n,1)=X(n+1,2)$$ (Gleichung in Matlab)

$$z_n-\left(l_n+\sqrt{{F_{Ax}}_n{}^2+\left(F_{Az\,n}-\frac{F_{G\,n}*9{,}81}{2}\right)^2}*\frac{l_n}{A*E}\right)*\sin\alpha_n=z_{n+1}$$ (A=Kettenquerschnitt)

$$X(n,3)-\left(f_Length(n,1)+\sqrt{X(n,4)^2+\left(X(n,5)-\frac{f_Chain_Weight(n,1)*9{,}81}{2}\right)^2}*\right.$$

$$\left.\frac{f_Length(n,1)}{A_E_I_M(1)*A_E_I_M(2)}\right)*\sin X(n,1)=X(n+1,3)$$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_x=0$ (n=1:nl)

  $-F_{Ax\,n}+F_{Bx\,n}=0$

  $-X(n,4)+X(n,6)=0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_z=0$ (n=1:nl)

  $F_{Az\,n}-F_{Bz\,n}-F_{G\,n}-F_{M\,n}=0$

  $X(n,5)-X(n,7)-F_{G\,n}-F_{M\,n}=0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_z=0$ (n=nl) → letztes Kettenglied

  $F_{Az\,n}-F_{Bz\,n}-F_{G\,n}=0$

  $X(n,5)-X(n,7)-f_Chain_Weight(n,1)=0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum M_A=0$ (n=1:nl)

  $l*\left(F_{Bz\,n}+F_{M\,n}+\frac{F_G}{2}\right)*\cos\alpha_n=l*F_{Bx\,n}*\sin\propto_n$

  $l*\left(X(n,7)+F_{M\,n}+\frac{F_G}{2}\right)*\cos X(n,1)=l*X(n,6)*\sin X(n,1)$ (Gleichung in Matlab)

- Übergangsbedingungen (n=1:nl)

  $F_{Bx\,n}=F_{Ax\,n+1}$

  $X(n,6)=X(n+1,4)$ (Gleichung in Matlab)

  $F_{Bz\,n}=F_{Az\,n+1}$

  $X(n,7)=X(n+1,5)$ (Gleichung in Matlab)

- Nullstellen der Lösungsmatrix

  In der letzten Zeile der Lösungsmatrix gibt es drei Nullstellen, da diese Zeile für den letzten Gelenkpunkt steht, an dem kein weiteres Kettenglied folgt. Die letzte Zeile ist die Zeile Nummer nl+1 (nl = Anzahl der Kettenglieder), in der die Spalten 1 (Winkel), 6 (F_{Bx}) und 7 (F_{Bz}) gleich Null gesetzt werden müssen.

  $X(nl + 1,1) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl + 1,6) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl + 1,7) = 0$ (Gleichung in Matlab)

4.3.4 func_chainline_equal_position

Wie bei der Funktion „func_chainline_diff_position“ kann auch bei der Funktion „func_chainline_equal_position“ eine Kettenlinie berechnet werden. Bei dieser Funktion wird die ideale Gewichtsverteilung der an den Kettengelenken angebrachten Massen berechnet, sodass alle Gelenkpunkte der Kette exakt auf der gewünschten Parabel liegen. Diese Berechnung setzt voraus, dass die Länge der Kette und der Kettenglieder so berechnet wurde, dass alle Kettenglieder auf der gewünschten Parabel liegen können. Daher kann bei dieser Funktion die Dehnung nicht berücksichtigt werden. Welche Kettenlinie sich aufgrund der Dehnung der Kettenglieder mit der in dieser Funktion berechneten Gewichtsverteilung einstellt, kann mit der Funktion „func_chainline_diff_position“ ermittelt werden.

In folgender Skizze ist ein freigemachtes Kettenglied mit der Kettengliedlänge l_n und allen an ihm angreifenden Kräften zu sehen. F_{Gn} entspricht der Gewichtskraft des Kettenglieds, F_{Mn} der Gewichtskraft der an dem Kettengelenk angebrachten Masse und F_{Axn}, F_{Azn}, F_{Bxn} und F_{Bzn} sind die sich ergebenden Zwangskräfte. Die Position des Kettenglieds ist bestimmt durch die x- und z-Koordinaten des Punktes A und durch den Winkel α_n zur Horizontalen. Im Unterschied zur Funktion „func_chainline_diff_position“ handelt es sich bei der Gewichtskraft der angehängten Massen F_{Mn} um eine Variable, die von der Funktion berechnet wird. Die achte Spalte der Lösungsmatrix entspricht der Gewichtsverteilung der Massen, welche in Form des Vektors „Force_Weight“ angegeben wird.

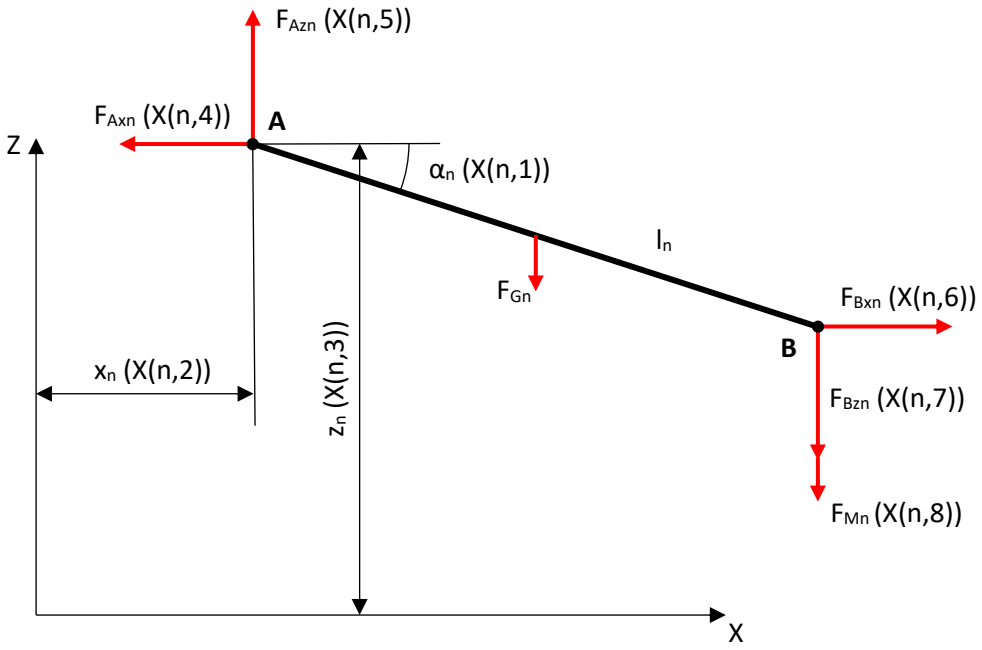


Abbildung 10: Freigemachtes Kettenglied mit variabler und zu berechnender Gewichtskraft F_{Mn}

Lösungsmatrix:

Die Lösungsmatrix der Funktion besteht aus acht Spalten und aus „Anzahl an Kettengliedern“ nl +1 Zeilen. Die Zeilen eins bis nl stehen für die Kettenglieder und die letzte Zeile steht für den letzten Knotenpunkt, an dem die Kette angehängt wird. Jede Spalte der Matrix steht für eine der in obiger Skizze dargestellten Variablen.

$$X = \begin{pmatrix} \alpha_1 & x_{A\,1} & z_{A\,1} & F_{Ax\,1} & F_{Az\,1} & F_{Bx\,1} & F_{Bz\,1} & F_{M\,1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \alpha_{nl-1} & x_{A\,nl-1} & z_{A\,nl-1} & F_{Ax\,nl-1} & F_{Az\,nl-1} & F_{Bx\,nl-1} & F_{Bz\,nl-1} & F_{M\,nl-1} \\ \alpha_{nl} & x_{A\,nl} & z_{A\,nl} & F_{Ax\,nl} & F_{Az\,nl} & F_{Bx\,nl} & F_{Bz\,nl} & 0 \\ 0 & x_{nl+1} & z_{nl+1} & F_{x\,nl+1} & F_{z\,nl+1} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Gleichungen:

- Startpunkt und Endpunkt

$$x_1 = -\frac{A}{2}$$

$$X(1,2) = f_Start_End_Point(1,1) \qquad \text{(Gleichung in Matlab)}$$

$$z_1 = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$$

$$X(1,3) = f_Start_End_Point(1,2) \qquad \text{(Gleichung in Matlab)}$$

$$x_{nl+1} = \frac{A}{2}$$

$$X(nl+1,2) = f_Start_End_Point(2,1) \qquad \text{(Gleichung in Matlab)}$$

$z_{nl+1} = \left(\frac{A}{2}\right)^2 * \frac{1}{4*f}$

$X(nl+1,3) = f_Start_End_Point(2,2)$ (Gleichung in Matlab)

- Position (x/z) des Gelenkpunkts B bzw. A des nächsten Kettenglieds (n=1:nl)

  $x_n + l_n * \cos\alpha_n = x_{n+1}$

  $X(n,2) + f_Length(n,1) * \cos X(n,1) = X(n+1,2)$

  $z_n - l_n * \sin\alpha_n = z_{n+1}$

  $X(n,3) - f_Length(n,1) * \sin X(n,1) = X(n+1,3)$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_x = 0$ (n=1:nl)

  $-F_{Ax\,n} + F_{Bx\,n} = 0$

  $-X(n,4) + X(n,6) = 0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_z = 0$ (n=1:nl)

  $F_{Az\,n} - F_{Bz\,n} - F_{G\,n} - F_{M\,n} = 0$

  $X(n,5) - X(n,7) - F_{G\,n} - X(n,8) = 0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum F_z = 0$ (n=nl) → letztes Kettenglied

  $F_{Az\,n} - F_{Bz\,n} - F_{G\,n} = 0$

  $X(n,5) - X(n,7) - f_Chain_Weight(n,1) = 0$ (Gleichung in Matlab)

- $\sum M_A = 0$ (n=1:nl)

  $l * \left(F_{Bz\,n} + F_{M\,n} + \frac{F_G}{2}\right) * \cos\alpha_n = l * F_{Bx\,n} * \sin\propto_n$

  $l * \left(X(n,7) + X(n,8) + \frac{F_G}{2}\right) * \cos X(n,1) = l * X(n,6) * \sin X(n,1)$ (Gleichung in Matlab)

- Übergangsbedingungen (n=1:nl)

  $F_{Bx\,n} = F_{Ax\,n+1}$

  $X(n,6) = X(n+1,4)$ (Gleichung in Matlab)

  $F_{Bz\,n} = F_{Az\,n+1}$

  $X(n,7) = X(n+1,5)$ (Gleichung in Matlab)

- Nullstellen der Lösungsmatrix

  Bei dieser Funktion sind in der letzten Zeile der Lösungsmatrix vier Nullstellen, da diese Zeile für den letzten Gelenkpunkt steht, an dem kein weiteres Kettenglied folgt und an dem auch kein Gewicht angehängt wird. Die letzte Zeile ist die Zeile Nummer nl+1 (nl = Anzahl der Kettenglieder), in der die Spalten 1 (Winkel), 6 (F_{Bx}), 7 (F_{Bz}) und 8 (F_M) gleich Null gesetzt werden müssen. Des Weiteren muss die Spalte 8 in der Zeile nl Null gesetzt werden, da auch an dieser Stelle keine Masse angehängt wird.

  $X(nl+1,1) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl+1,6) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl+1,7) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl,8) = 0$ (Gleichung in Matlab)

  $X(nl+1,8) = 0$ (Gleichung in Matlab)

5 Vergleich der beiden Kettentypen und Wahl des anzuwendenden Kettentyps

Bevor mit der Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls begonnen werden kann, muss der Kettentyp gewählt werden. Der Typ der Kette hat wesentliche Auswirkungen auf die Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls. Es ist daher von großer Bedeutung, genauere Untersuchungen hinsichtlich des Kettentyps anzustellen.

Daten für die Entscheidung über den Kettentyp zu erhalten, war die ursprüngliche Intention zur Erstellung des Simulationsprogramms. Doch neben den Daten, die das Programm liefert, müssen noch folgende weitere Aspekte berücksichtigt werden:

- Einfluss der Anbauteile (Kettengelenke, Abspannung, usw.) auf die Konstruktion
- Fertigung der Kette
- Dehnung der Kette unter Belastung

Im Folgenden wird das Grundprinzip der beiden Kettentypen nochmals genauer erläutert. Beim Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ (Abbildung 11) handelt es sich um eine Kette, bei der, sofern alle Achsen der Gelenke auf der gewünschten Parabel liegen, die horizontalen Abstände dx von einer Gelenkachse zur nächsten Gelenkachse konstant sind. Bei diesem Kettentyp erfolgt durch das Anhängen konstanter Massen an allen Gelenkpunkten der Kette die Herstellung der idealen Kettenlinie, bei der alle Gelenkachsen auf der gewünschten Parabel liegen. Voraussetzung für eine ideale Kettenlinie ist eine masselose Kette und die exakte Positionierung der Aufhängepunkte.

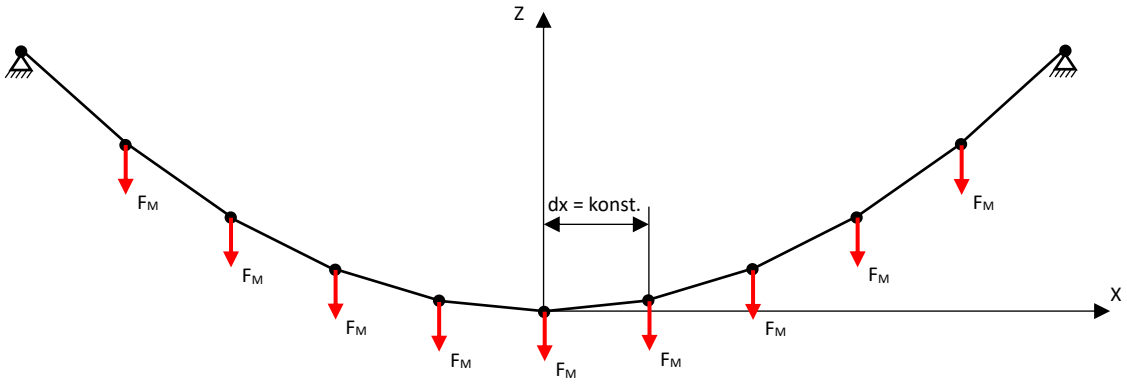


Abbildung 11: Kette mit konstanten horizontalen Abständen dx und konstanten Massen F_M

Beim Kettentyp „konstante Kettengliedlänge“ handelt es sich um eine Kette im gewöhnlichen Sinn, bei der alle Kettenglieder dieselbe Länge besitzen (Abbildung 12). Aber auch bei einer solchen Kette muss die Länge der Kette bzw. müssen die Auflager der Kettenenden auf die gewünschte Parabel abgestimmt werden. Die ideale Kettenlinie, bei der alle Gelenkachsen auf der gewünschten Parabel

liegen, wird bei diesem Kettentyp hergestellt, indem an jedem Kettengelenk eine Masse angehängt wird, die exakt auf alle anderen Massen abgestimmt ist. Die Gewichtsverteilung der an den Kettengelenken anzuhängenden Massen kann mit Hilfe des entwickelten Programms berechnet werden.

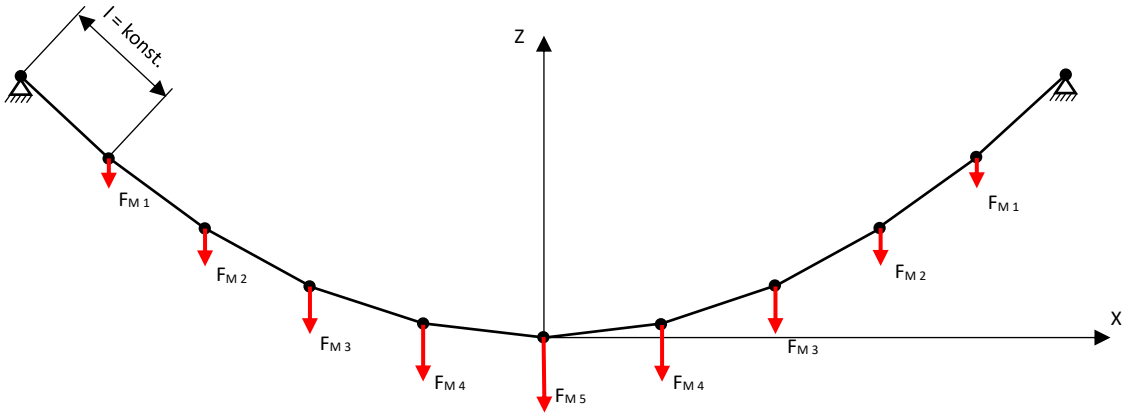


Abbildung 12: Kette mit konstanter Kettengliedlänge und variablen Massen F_M

Zunächst werden die durchgeführten Simulationen erläutert und die Ergebnisse in Bezug auf jeden Kettentyp separat dokumentiert. Im Anschluss daran werden die Einflüsse der weiteren Aspekte beschrieben und die Entscheidung über den Kettentyp gefällt und begründet.

5.1 Simulationen zum Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“

Zur Ermittlung der mit den Kettentypen erreichbaren Genauigkeit wurde für die beiden Kettentypen simuliert, welche Kettenlinien sich unter vergleichbaren Bedingungen ergeben. Um die Ergebnisse miteinander vergleichen zu können, wird für alle Simulationen eine Aluminiumkette mit einem Kettenquerschnitt von 2 x 40 mm² eingesetzt. Da die angehängten Massen beim Kettentyp „gleichlange Kettengliedlänge“ variieren, wird auch darauf geachtet, dass die Ketten in etwa mit derselben Gesamtmasse belastet werden. Die für die Simulationen gewählten Parameter beruhen auf den in Kapitel 6 berechneten und festgelegten Parametern.

Parameter der Simulation:

Angehängte Massen: 10 kg (Summe der Masse 190 kg)

Anzahl Kettenglieder: 20

Material der Kette: Aluminium

Querschnittsfläche der Kette: 2 x 40 mm²

Apparaturweite und Fokus: 12 m und 3 m

Berechnungskombination 3: ohne Berücksichtigung der Dehnung, mit konstanten Massen

Abbildung 13 zeigt das Ergebnis der Simulation in zwei Diagrammen. Im ersten Diagramm sind die Soll- und die Ist-Kettenlinien des entsprechenden Kettentyps dargestellt. Aufgrund der geringen Abweichung zwischen den beiden Kettenlinien ist der Unterschied auf der Abbildung nicht erkennbar. Daher wird die Abweichung der einzelnen Gelenkpunkte von den Sollwerten in mm in der zweiten Grafik deutlicher dargestellt. Je Gelenkpunkt sind drei Balken dargestellt, die die Abweichung des Gelenkpunktes auf der x-Achse, der z-Achse und die Gesamtabweichung dR des Gelenkpunktes beschreiben. Die Balken am Ende des Diagramms beschreiben die durchschnittliche Abweichung aller Gelenkpunkte. Die durchschnittliche Abweichung aller Gelenkpunkte dR beträgt für diesen Fall nur dR=0,27 mm.

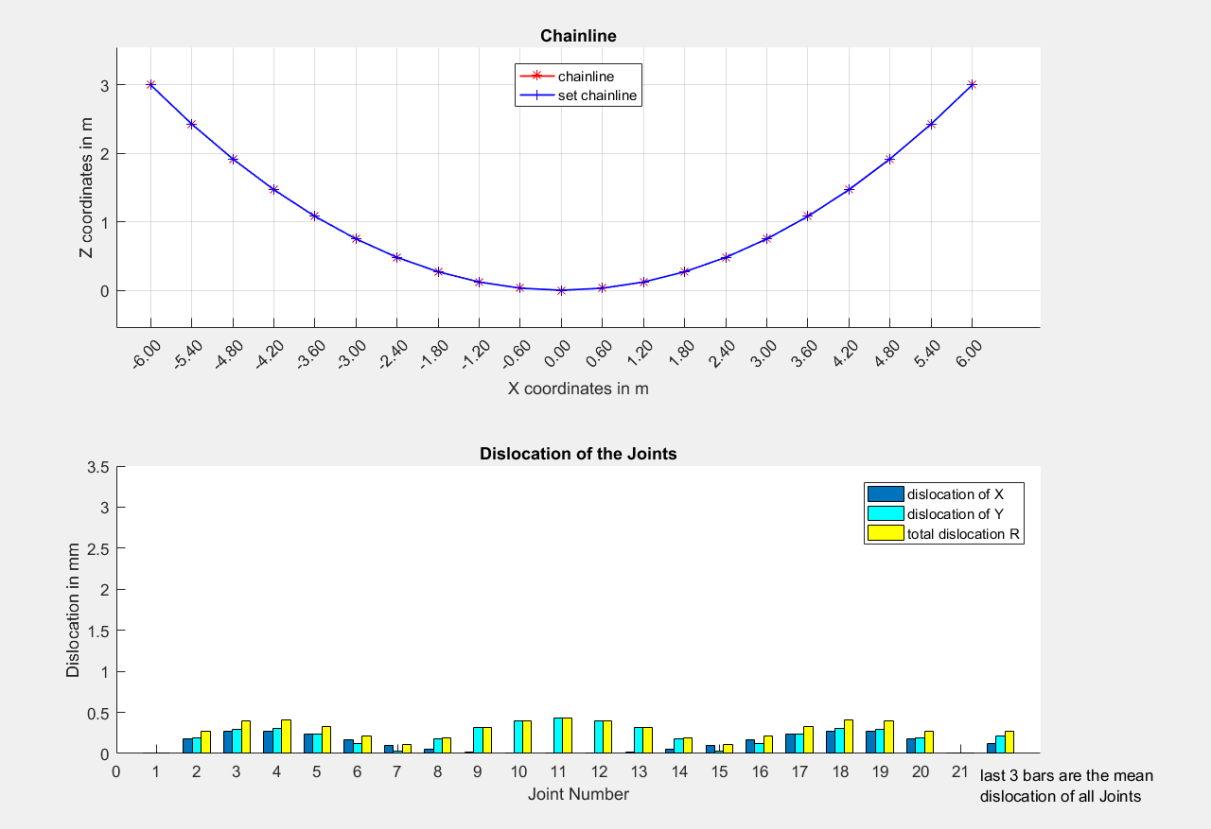


Abbildung 13: Simulation der Kettenlinie mit ungleichlangen Kettengliedern, ohne Dehnung

Berechnungskombination 4: mit Berücksichtigung der Dehnung, mit konstanten Massen

Abbildung 14 zeigt das Diagramm für die Abweichung der Kettengelenke von den Sollwerten. Berücksichtigt man die Dehnung unter gegebener Belastung, so ergibt sich eine durchschnittliche Gesamtabweichung von dR=1,63 mm. Die Dehnung der Kette über die gesamte Kettenlänge beträgt 2,84 mm.

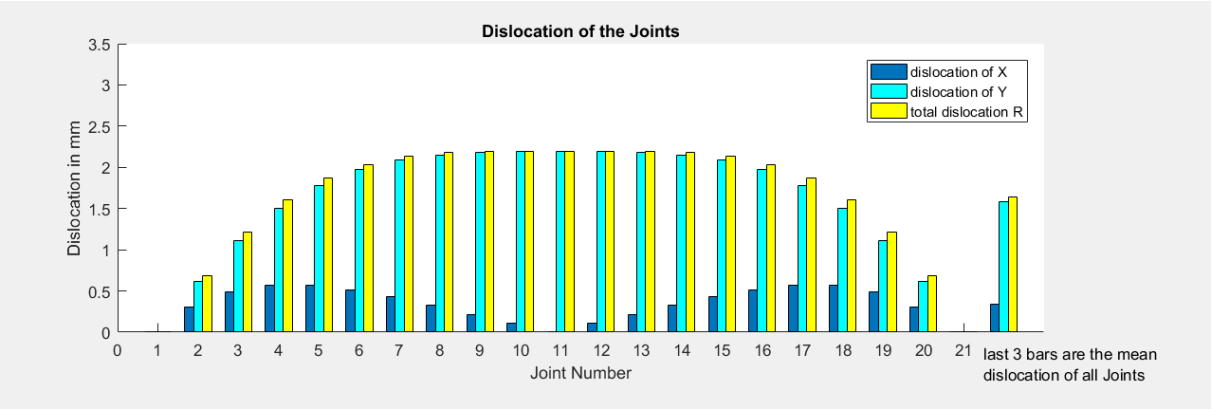


Abbildung 14: Simulation der Kettenlinie mit ungleichlangen Kettengliedern, mit Dehnung

5.2 Simulationen zum Kettentyp „konstante Kettengliedlänge“

Bei den Simulationen zum Kettentyp „konstante Kettengliedlänge“ werden dieselben Parameter wie bei den vorangegangenen Simulationen eingesetzt. Einzig die angehängten Massen variieren aufgrund des Prinzips des Kettentyps. Die Massen wurden so gewählt, dass sie mit einer Summe von 193,1 kg in etwa der Belastung der Simulationen zum anderen Kettentyp entsprechen.

Parameter der Simulation:

Angehängte Massen: 8,5 - 11,6 kg (Summe der Massen 193,1 kg)

Anzahl Kettenglieder: 20

Material der Kette: Aluminium

Querschnittsfläche der Kette: 2 x 40 mm²

Apparaturweite und Fokus: 12 m und 3 m

Berechnungskombination 1: ohne Berücksichtigung der Dehnung, mit variablen Massen

Abbildung 15 zeigt erneut die beiden Diagramme für die Abweichung der Kettenlinie von der Soll-Kettenlinie. Doch bei diesem Kettentyp berechnet das Programm die exakte Gewichtsverteilung der Massen bzw. die an den Kettengelenken anzuhängenden Massen, sodass die Kettenlinie exakt der Soll-Kettenlinie entspricht. Daher sind in den Diagrammen auch keine Abweichungen zu sehen. Dies funktioniert allerdings ausschließlich unter der Voraussetzung, dass die Dehnung vernachlässigt wird.

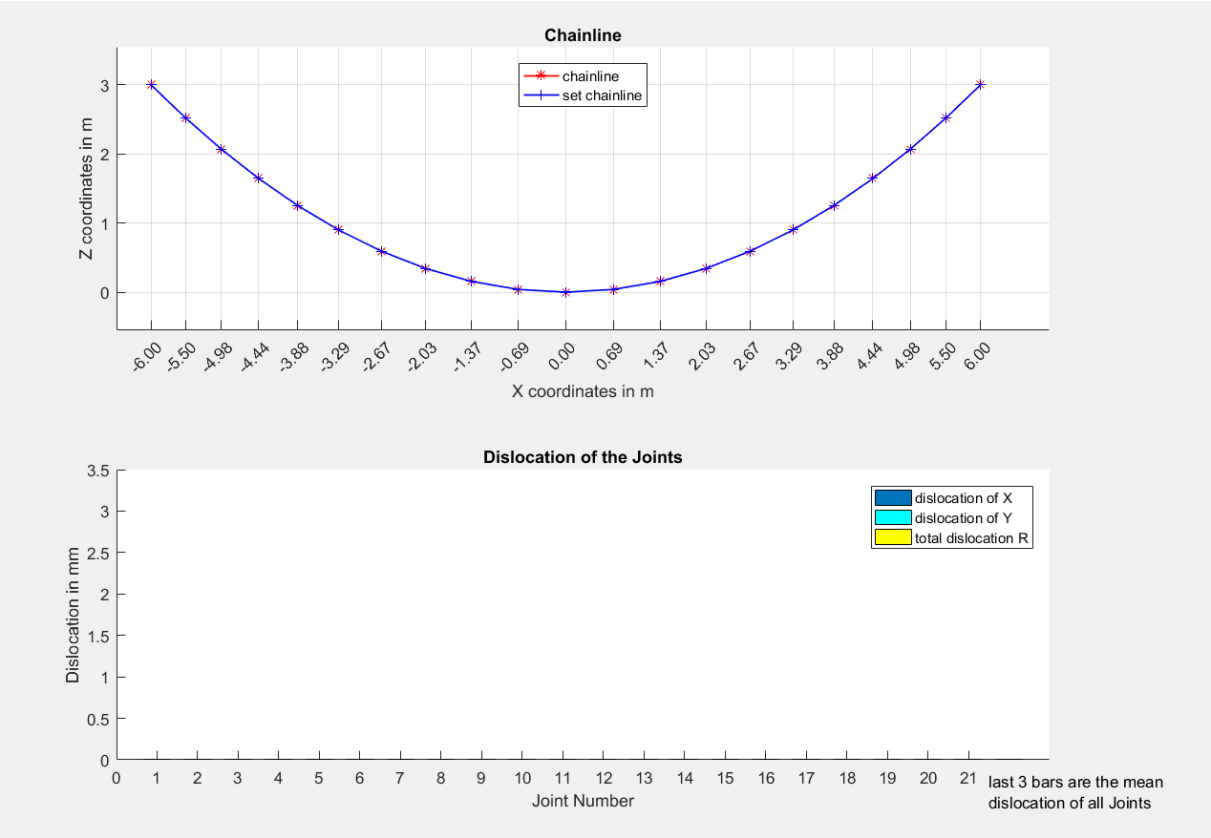


Abbildung 15: Simulation der Kettenlinie mit gleichlangen Kettengliedern, ohne Dehnung

Berechnungskombination 2: mit Berücksichtigung der Dehnung, mit variablen Massen

Abbildung 16 zeigt das Diagramm für die Abweichung der Kettengelenke von den Sollwerten. Berücksichtigt man die Dehnung unter gegebener Belastung, so ergibt sich eine durchschnittliche Gesamtabweichung von dR=1,54 mm. Die Dehnung der Kette über die gesamte Kettenlänge beträgt 2,86mm.

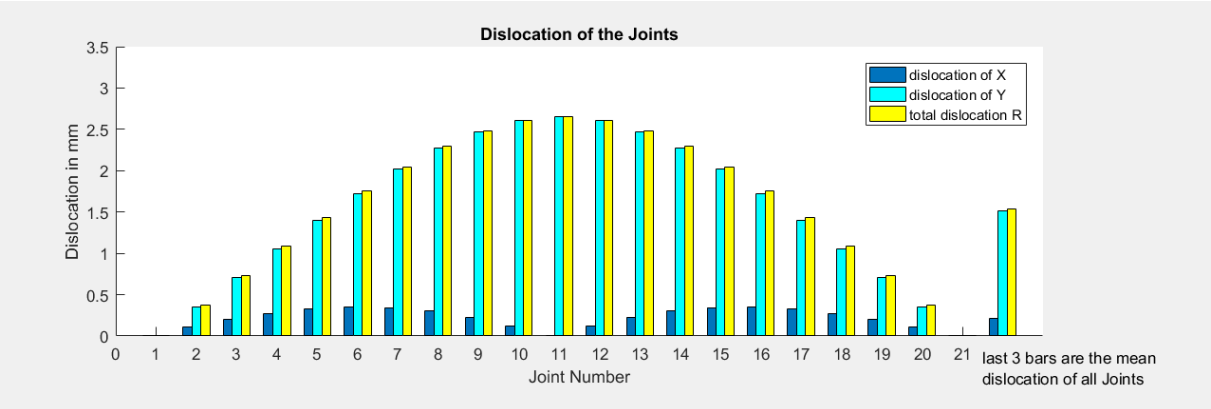


Abbildung 16: Simulation der Kettenlinie mit gleichlangen Kettengliedern, mit Dehnung

5.3 Entscheidung über den Kettentyp und Begründung

Wie auf den gezeigten Abbildungen gut ersichtlich ist, hat die Dehnung im Vergleich zum Eigengewicht der Kette einen recht großen Einfluss auf die Form der Kettenlinie bzw. auf die Krümmung der Parabel. In der mittleren Gesamtabweichung aller Gelenkpunkte unterscheiden sich die Kettentypen nur gering und der Einfluss auf die Krümmung der Parabel ist je nach Kettentyp etwas unterschiedlich. Grundsätzlich lässt sich jedoch sagen, dass eine Dehnung von etwa 2,8mm auf eine Kettenlänge von ca. 13,5m dennoch sehr gering ist. Die durchgeführten Simulationen beruhen auf der Berücksichtigung des Eigengewichts der Kettenglieder. Alle Bauteile der Kettengelenke und alle Anbauteile sind dabei nicht berücksichtigt, denn diese können erst nach Konstruktion der Kette kalkuliert werden. Die Anwendung des Kettentyps „konstante Kettengliedlänge“ würde voraussetzen, dass die anzuhängenden Massen exakt auf die Masseverteilung aller Kettenbauteile und Anbauteile angepasst werden. Daraus folgt, dass bei jeder konstruktiven Veränderung die anzuhängenden Massen neu berechnet und angepasst werden müssten. Neben den Bauteilen der Kettengelenke sind auch noch jene Bauteile zu berücksichtigen, welche nach dem Ausrichten und Abspannen der Kette an den Ketten angebracht werden. Beim Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ wirken sich all diese Massen positiv auf die Genauigkeit der Kette aus, sofern die Massen an allen Gelenken konstant sind. Auch konstruktive Veränderungen haben keinen negativen Einfluss auf die Genauigkeit, solange bei der Konstruktion darauf geachtet wird, dass an allen Gelenkpunkten dieselben Massen angebracht werden.

Der große Vorteil des Kettentyps „konstante Kettengliedlänge“ ist die deutlich einfachere Fertigung der Kette, denn sowohl die Fertigung der einzelnen Kettenglieder, als auch der Zusammenbau der Ketten sind mit diesem Kettentyp einfacher. Da allerdings beim Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ ohnehin unterschiedliche Kettenglieder gefertigt werden müssen und die Dehnung der Kette mit Hilfe des Programms exakt berechnet werden kann, können bei der Fertigung der Kettenglieder deren Längen um die vorberechnete Dehnung korrigiert werden. Dadurch wird die in Abbildung 13 dargestellte Abweichung erreicht. In diesem Fall beträgt die durchschnittliche Gesamtabweichung der Gelenke von der Soll-Kettenlinie lediglich dR=0,27 mm.

Für die Konstruktion des Kettensystems wird der Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ ausgewählt. Sofern die Kettengliedlängen um die berechnete Dehnung korrigiert werden, kann mit diesem Kettentyp eine deutlich höhere Genauigkeit erreicht werden. Auch das Konstruieren und Berechnen der Konstruktion wird einfacher, da die Kettengelenke und Anbauteile keinen negativen Einfluss auf die Kettenlinie haben. Eine weitere Fehlerquelle kann eliminiert werden, da beim Ausrichten der Kette an allen Gelenkpunkten dieselbe Masse angehängt wird. Aufgrund dieser Vorteile wird die etwas aufwendigere Produktion dieses Kettentyps in Kauf genommen.

6 Simulationen und Berechnungen mit Hilfe des entwickelten Programms sowie Interpretation der Ergebnisse

Mit dem speziell für diese Konstruktion entwickelten Programm werden im folgenden Kapitel Simulationen und Berechnungen durchgeführt. Die Simulationen sollen als Grundlage für zahlreiche konstruktive Entscheidungen dienen. Zu den konstruktiven Entscheidungen zählen neben der Wahl des Kettentyps (Kapitel 5), die Wahl des optimalen Gewichts für das Ausrichten des Kettensystems und die Wahl des Kettenmaterials. Zu den Berechnungen zählen die Berechnung der Kettengliedlängen in Abhängigkeit des Kettentyps und der Anzahl an Kettengliedern, die Berechnung der Dehnung der Kette unter definierter Belastung und die Berechnung der Gewichtsverteilung der Gewichte für das Ausrichten der Kette.

Im Anschluss an die Simulationen und Berechnungen werden die Ergebnisse ausgewertet bzw. interpretiert und Entscheidungen bezüglich der konstruktiven Fragestellungen getroffen und begründet.

6.1 Durchgeführte Simulationen und Berechnungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Simulationen und Berechnungen sowie deren zugehörige Parameter dokumentiert. Im darauffolgenden Kapitel erfolgt die Interpretation der Ergebnisse. Die Berechnungen der Kettengliedlängen und der Dehnung basieren auf den in Kapitel 6.2 gewählten Parametern und die Ergebnisse sind die für die Konstruktion eingesetzten Werte.

6.1.1 Auswirkung der angehängten Masse und des Kettenmaterials auf die Kettenlinie

Um die idealen zur Ausrichtung der Kette an den Kettengelenken angehängten Massen bzw. die ideale Vorspannung der Kette wählen zu können, werden Diagramme erstellt, in denen die mittlere Abweichung der Gelenkpunkte den angehängten Massen gegenübergestellt wird. Die Diagramme werden für zwei in ihrer Festigkeit vergleichbare Ketten mit den Materialien Aluminium (AlMgSi 1) und Stahl (S 235 JR) erstellt. Da in Kapitel 5 der Kettentyp „konstante horizontale Abstände der Gelenkachsen“ gewählt wurde, bei dem die Kettengliedlängen um die berechnete Dehnung der Kettenglieder bei gegebener Belastung korrigiert werden, wird die Dehnung bei den Diagrammen vernachlässigt.

Die mittlere Abweichung der Gelenkpunkte wird für die Massen 0,1/ 1/ 2,5/ 5/ 10/ 15/ 25 und 60 kg berechnet und in den Diagrammen aufgetragen. Die Simulationen der Kettenlinie werden für eine Kette mit 20 Kettengliedern und einem Kettenquerschnitt von 80 mm² bei Aluminium und 40 mm² bei Stahl durchgeführt.

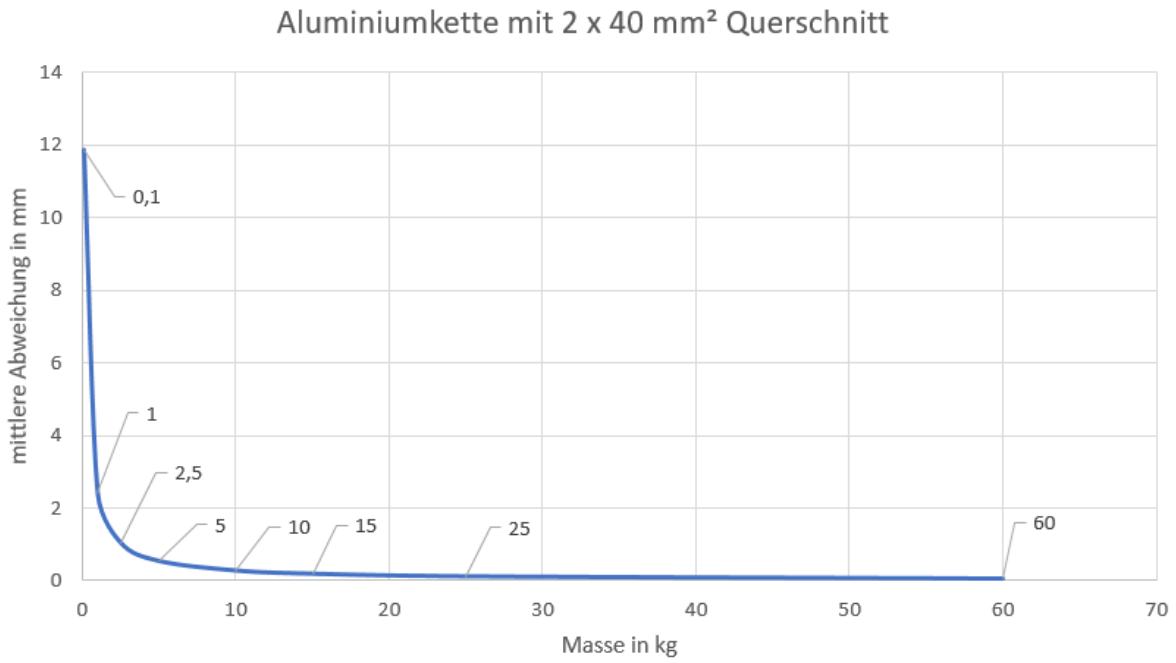


Abbildung 17: mittlere Abweichung dR der Gelenkpunkte, Aluminium, Kettenquerschnitt 80 mm²

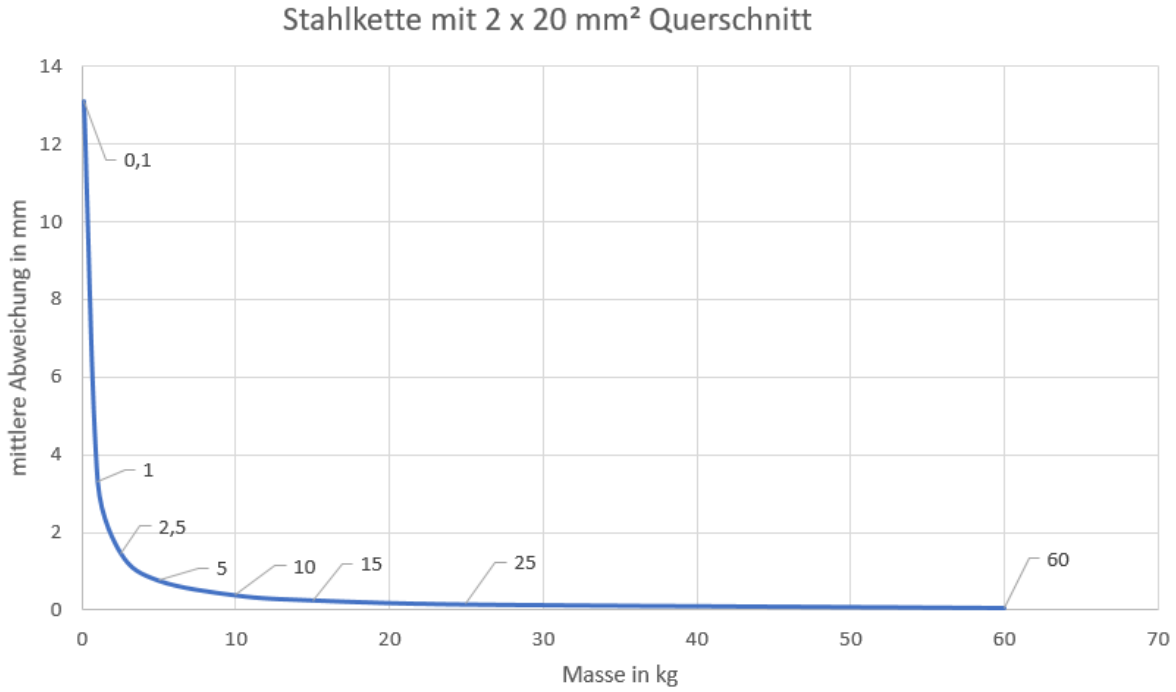


Abbildung 18: mittlere Abweichung dR der Gelenkpunkte, Stahl, Kettenquerschnitt 40 mm²

6.1.2 Berechnung der Kettengliedlängen

Parameter der Berechnung:

Fokus f: 3 m

Apparaturweite A: 12 m

Anzahl an Kettengliedern: 20 (für eine Kette mit 20 Kettengliedern werden 10 unterschiedliche Kettengliedlängen benötigt)

Kettenglied	Kettengliedlängen
Chainlink_01_20	827,59 mm
Chainlink_02_19	787,46 mm
Chainlink_03_18	750,00 mm
Chainlink_04_17	715,61 mm
Chainlink_05_16	684,76 mm
Chainlink_06_15	657,95 mm
Chainlink_07_14	635,69 mm
Chainlink_08_13	618,47 mm
Chainlink_09_12	606,71 mm
Chainlink_10_11	600,75 mm

Tabelle 1: Kettengliedlängen

Diese Längen entsprechen den Soll-Längen der einzelnen Kettenglieder, sodass alle Gelenkachsen auf der gewünschten Parabel liegen. Die zu fertigende Länge wird um die voraussichtliche Dehnung der einzelnen Kettenglieder korrigiert, die Details dazu sind auf der Fertigungszeichnung für die Kettenglieder angegeben (Zeichnungsnummer: RD01-05-25-10).

6.1.3 Berechnung der Dehnung der Kettenglieder

Parameter der Berechnung:

Fokus f: 3 m

Apparaturweite A: 12 m

Anzahl an Kettengliedern: 20

Angehängte Masse je Kettengelenk: 10 kg

Kettenmaterial: Aluminium

Die Werte der Dehnung entsprechen der Dehnung, welche voraussichtlich auftritt, wenn die Kettengelenke mit der angegebenen Masse belastet werden. Details zur Berücksichtigung der Dehnung sind auf der Fertigungszeichnung der Kettenglieder angegeben (Zeichnungsnummer: RD01-05-25-10).

Kettenglied	Dehnung des Kettenglieds
Chainlink_01_20	0,20 mm
Chainlink_02_19	0,18 mm
Chainlink_03_18	0,17 mm
Chainlink_04_17	0,15 mm
Chainlink_05_16	0,14 mm
Chainlink_06_15	0,13 mm
Chainlink_07_14	0,12 mm
Chainlink_08_13	0,11 mm
Chainlink_09_12	0,11 mm
Chainlink_10_11	0,11 mm

Tabelle 2: Dehnung der Kettenglieder

6.2 Interpretation der Ergebnisse und Wahl der Parameter

Die beiden Kurven der mittleren Abweichung bezogen auf die Masse für das Ausrichten der Kette zeigen ein zu erwartendes Ergebnis. Zu Beginn der Kurve nimmt die mittlere Abweichung recht rasch ab und ab einer gewissen Masse nähert sich die Kurve nur noch asymptotisch der mittleren Abweichung von 0 mm an. Vergleicht man die beiden Materialien miteinander, so ist zu erkennen, dass die Kurve der Aluminiumkette zu Beginn etwas steiler sinkt und sie über die gesamte Kurve etwas tiefer liegt als die Kurve der Stahlkette. Der Punkt, ab dem die mittlere Abweichung beider Kurven nur noch durch einen deutlichen Anstieg der Masse signifikant abnimmt, liegt in etwa bei einer Masse von 10 kg je Kettengelenk. Bei einer Masse von 10 kg kann durch das Abspannen der Kette eine ausreichende Vorspannung erreicht werden. Jede Kette wird dabei mit einer Gesamtmasse von 190 kg vorgespannt. Durch die Aufbauten auf die Kette nach dem Abspannen wird jede Kette mit etwa 80 kg belastet. Zu den Aufbauten zählen unter anderem die Blechelemente und die Rohre, die die Kette und die Blechelemente miteinander verbinden. Es verbleibt eine Vorspannung je Kette von etwa 110 kg. **Zum Ausrichten der Kette wird demnach eine Masse von 10 kg je Kettengelenk gewählt**.

Bei einer Masse von 10 kg wird bei einer Stahlkette eine mittlere Abweichung aller Kettengelenke von 0,39 mm und bei einer Aluminiumkette eine Abweichung von 0,27 mm erreicht. Die Aluminiumkette erreicht also ein besseres Ergebnis als die Stahlkette. Bei der Stahlkette kommt neben dem schlechteren Ergebnis noch erschwerend hinzu, dass bei der Berechnung die Masse der Oberflächenbeschichtung nicht berücksichtigt wird. Diese würde das Ergebnis der Stahlkette im Vergleich zur Aluminiumkette noch weiter verschlechtern. Das Ergebnis wäre ein anderes, müsste man die Dehnung der Kette in Betracht ziehen. Da jedoch die Länge der Kettenglieder um die berechenbare Dehnung korrigiert wird, ist mit einer Aluminiumkette ein besseres Ergebnis zu erzielen. **Die Wahl des Kettenmaterials fällt daher auf das leichtere und das für diesen Kettentyp besser geeignete Material Aluminium.**

7 Mechanische Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls mit dem gewählten Kettentyp

Die Gesamtkonstruktion des Parabolrinnen-Kollektors besteht aus den drei Hauptmodulen Unterkonstruktion mit Nachführeinrichtung, Receiver-Rohre mit Leitungssystem und dem Parabolspiegel-Modul. Im folgenden Kapitel werden die Konstruktion und die dabei berücksichtigten Faktoren des Parabolspiegel-Moduls im Detail beschrieben. Die Stücklisten und alle Fertigungszeichnungen der Einzelteile sind im Anhang zu finden.

Die Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls besteht aus folgenden Elementen, welche in Abbildung 19 schematisch dargestellt sind:

- Kette
- Verbindung zwischen Kette und Spiegelfläche
- Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion
- Abspannung des Kettensystems
- Spiegelelemente

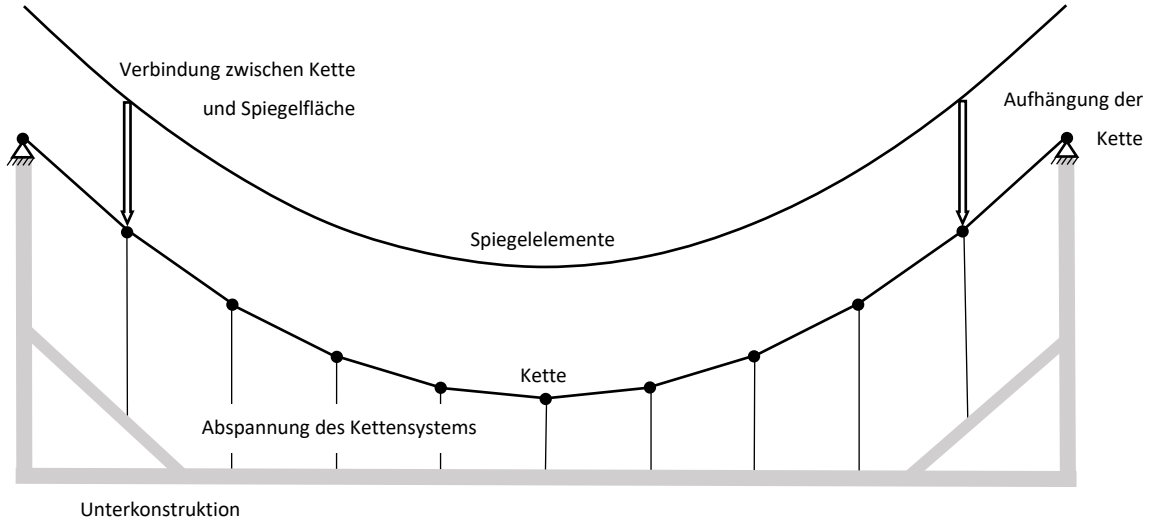


Abbildung 19: Elemente des Parabolspiegel-Moduls

7.1 Konstruktion des Kettensystems

Die Kette ist das zentrale und wichtigste Element des Parabolspiegel-Moduls, sie muss mehrere Funktionen erfüllen und ist für die Präzision der Spiegelfläche von entscheidender Bedeutung. Wie Berechnungen mit Hilfe des entwickelten Programms ergeben, ist bei dem verwendeten Kettentyp (ungleichlange Kettenglieder und konstante horizontale Abstände der Kettengelenke) besonders darauf zu achten, dass das Eigengewicht der Kettenglieder so gering wie möglich gehalten wird. Das

Eigengewicht der Bauteile an den Kettengelenken hat auf die Präzision der Spiegelfläche keinen negativen Einfluss. Da an allen Gelenken dieselben Massen angebracht werden und die Kettengelenke konstante horizontale Abstände zueinander haben, wirkt sich das Gewicht der Kettengelenke positiv auf die Präzision der Spiegelfläche aus. Eine Hauptanforderung an die Kette ist demnach, die Kette so zu gestalten, dass sie möglichst geringen negativen Einfluss auf die Präzision der Spiegelfläche hat.

Bevor die Kette exakt positioniert wird, wird sie an der Unterkonstruktion aufgehängt. Die Kette kann nur dann präzise positioniert werden, wenn auch die beiden lateralen Aufhängungen in ihrer Position exakt aufeinander abgestimmt sind. Somit muss die Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion so gestaltet werden, dass die Positionen der beiden Endpunkte der Kette gut aufeinander abgestimmt werden können. Neben dem Eigengewicht und der Aufhängung an der Unterkonstruktion, haben auch das Kettenspiel an den Gelenkpunkten und die Dehnung der Kette Einfluss auf die Position der Kette. Auch diese Einflüsse sind bei der Konstruktion der Kette zu berücksichtigen.

Um die Kette stabil in der gewünschten Position zu halten, muss an jedem Kettengelenk eine Abspannung zur Unterkonstruktion angebracht werden. Dadurch soll die Kette vorgespannt werden, sodass das Eigengewicht der Spiegelfläche sowie Wind und andere Einflüsse im Betrieb geringst möglichen Einfluss auf die Position der Kette haben.

Nach dem Abspannen der Kette muss eine Verbindung zwischen der Kette und den Spiegelelementen hergestellt werden. Diese soll die Spiegelelemente unterstützen und die Spiegelfläche fest mit der Kette verbinden. Die Unterstützung soll dabei dafür sorgen, dass die Bleche in den Zwischenräumen zwischen den Ketten nicht durchhängen, sondern plan auf horizontaler Ebene aufliegen. Bei der Fixierung der Bleche muss darauf geachtet werden, dass die Verbindungselemente keinen Einfluss auf die Krümmung der Bleche haben.

Zusammenfassend muss die Kette folgende Anforderungen erfüllen:

- präzise Positionierung der Kettengelenke in der gewünschten parabolischen Form
  (möglichst geringes Eigengewicht der Kettenglieder, exakte Positionierung der Aufhängung, möglichst geringer Einfluss der Dehnung der Kettenglieder und möglichst geringes Spiel in den Kettengelenken)
- möglichst starres Halten der Position nach Anbringung der Abspannung
  (stabile Verbindung zur Unterkonstruktion)
- Unterstützung und Fixierung der Spiegelbleche ohne Einfluss auf deren Krümmung
  (ausschließlich lineare Kontaktstellen quer zur Krümmung der Spiegelfläche)

7.1.1 Aufbau der Kette

Um dem Anspruch des geringen Eigengewichts der Kettenglieder gerecht zu werden, wurde Aluminium als Material für die Kettenglieder gewählt. Da auch die Spiegelfläche aus Aluminium gefertigt wird, wurden, aufgrund der galvanischen Trennung, auch für alle anderen Bauteile die Materialien Aluminium und Edelstahl gewählt. Bei den Kettengliedern wurde des Weiteren darauf geachtet, dass deren Schaft so schlank wie möglich ist und die Enden mit den Bohrungen für die Gelenksbolzen den Belastungen entsprechend groß ausgeführt werden. Die Auslegung des Schafts erfolgte nach den auftretenden Zugbeanspruchungen und die Enden der Kettenglieder wurden nach den Kriterien bezüglich der Lochleibung ausgelegt. So ergibt sich die auf Abbildung 21 ersichtliche Form der Kettenglieder (10). Die Kette ist mit jeweils zwei Kettengliedern (10) zwischen zwei Gelenkpunkten ausgeführt, welche abwechselnd innen und außen liegen, siehe Abbildung 20. Zwischen den Kettengliedern liegt jeweils ein Gelenksblock (20), welcher wie die Kettenglieder (10) auf dem Gelenksbolzen (22) frei drehbar gelagert ist. Der Gelenksblock (20) verbindet die Kette mit der Abspannung zur Unterkonstruktion und über ihn wird auch die Verbindung zur Spiegelfläche gestaltet. Abbildung 20 zeigt die Kette in Schnittdarstellung von oben, in dieser Abbildung ist zu sehen, wie die Bauteile der Ketten an den Gelenkpunkten miteinander verbunden sind. Da auf den Gelenksbolzen (22) keine axialen Kräfte wirken, wird dieser mittels Sicherungsring in seiner Position gehalten.

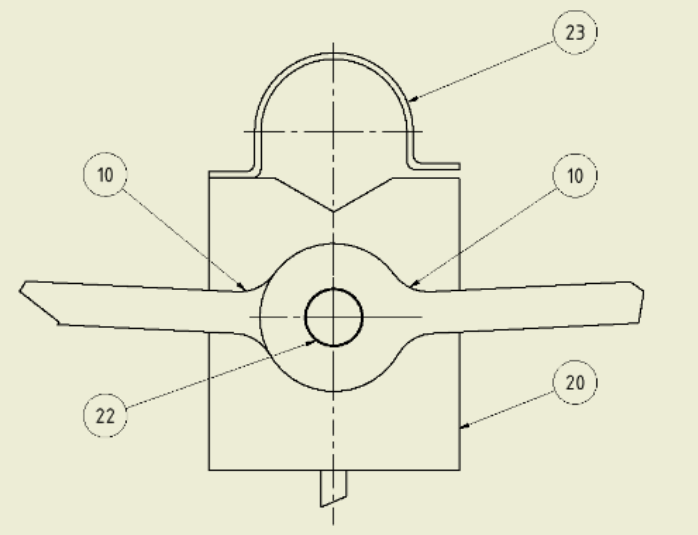


Abbildung 21: Aufbau der Kette, seitliche Ansicht eines Kettengelenks

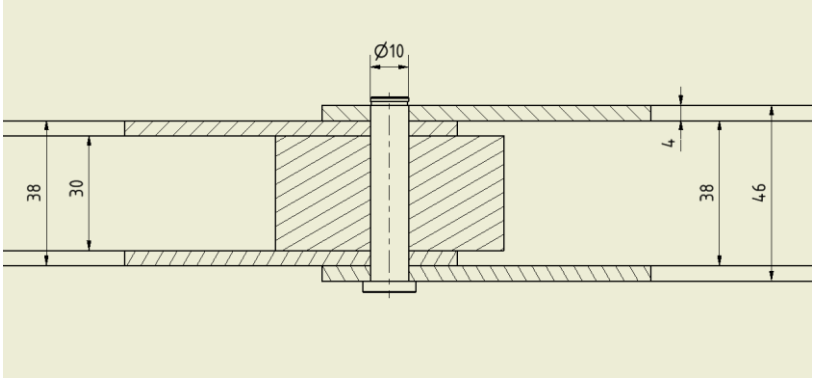


Abbildung 20: Aufbau der Kette, Schnitt-Ansicht von oben

7.1.2 Konstruktion der Abspannung des Kettensystems

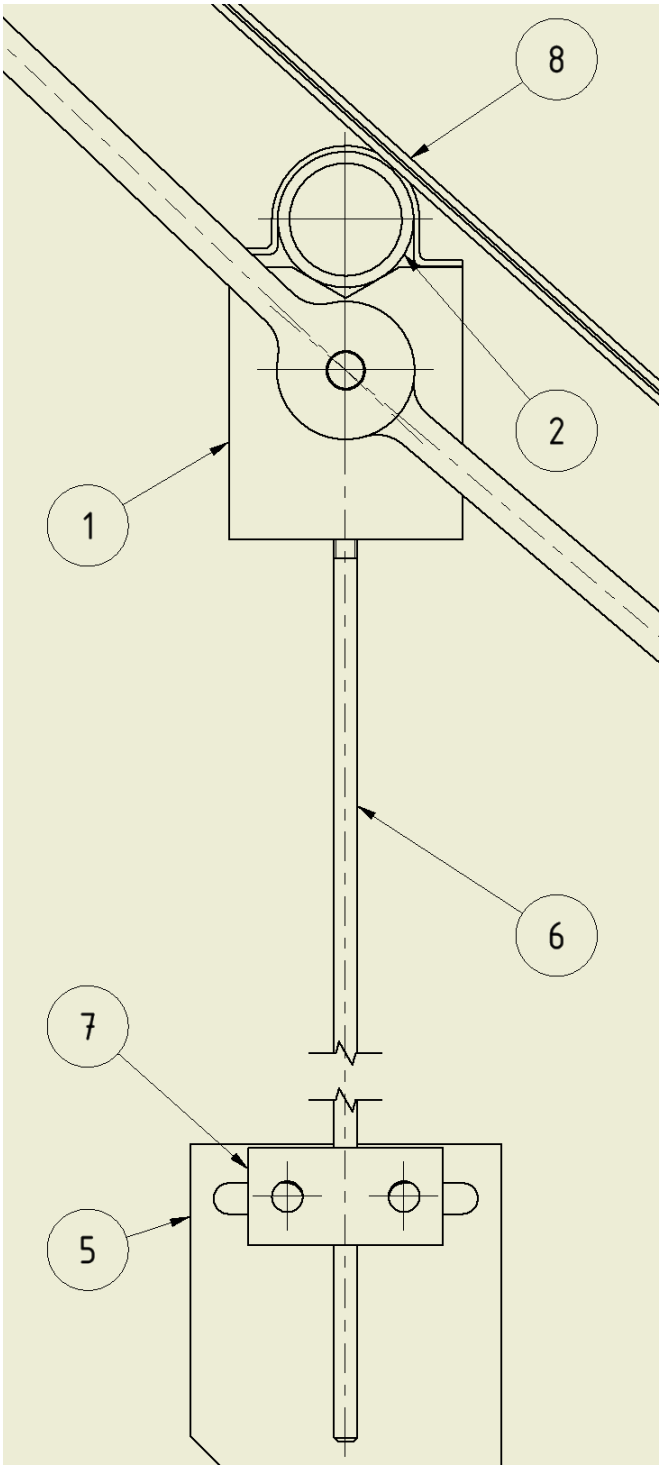


Abbildung 22: Abspannung des Kettensystems

Auf Abbildung 22 ist die Abspannung des Kettensystems eines Kettengelenks zu sehen. Die Abspannung erfolgt über den Gelenkblock (1) und einen Zugstab (6), welcher an der Unterkonstruktion festgespannt wird. Der Zugstab (6) wird in den Gelenkblock (1) eingeschraubt und an diesem werden die Gewichte für die Ausrichtung der Kette festgeklemmt. Nach dem Anbringen aller Gewichte an den Gelenkpunkten für die Ausrichtung der Kette, wird die Kette über die Zugstäbe (6) mit der Unterkonstruktion verspannt. Sobald die Gewichte von den Zugstäben (6) abgenommen werden, ist die Kette über die Unterkonstruktion vorgespannt und verharrt somit sicher in der gewünschten Position. Das Verspannen der Zugstäbe (6) mit der Unterkonstruktion erfolgt mit der Klemmplatte (5), die an der Unterkonstruktion festgeschweißt ist und mit dem Klemmstein (7). Der Zugstab (6) wird zwischen den beiden Bauteilen mit Hilfe von zwei Schrauben eingespannt. Die Klemmplatte (5) ist mit zwei Langlöchern versehen, sodass die Zugstäbe an jener Stelle verspannt werden können, an der sie nach dem Belasten mit den Gewichten für die Ausrichtung zu liegen kommen. In den Klemmstein (7) ist eine prismatische Nut eingefräst, durch die sich der Klemmstein (7) exakt zum Zugstab (6) positioniert. Bei der Abspannung des Kettensystems wurde besonders darauf geachtet, dass durch das Spannen der Zugstäbe (6) keine Kräfte in axialer Richtung eingebracht werden. Erfahrungen mit den bisher nach diesem Prinzip aufgebauten Modellen haben gezeigt, dass schon kleine Zugkräfte an einem einzelnen Kettengelenk große Verschiebungen an der gesamten Kettenlinie verursachen können. Durch das Abspannen der Kette wirken Kräfte auf die

Unterkonstruktion, welche eine Verschiebung der Anbindungspunkte zur Folge haben. Finite-Elemente-Analysen der Unterkonstruktion haben ergeben, dass mit der Abspannung der Kette an der Unterkonstruktion deutlich bessere Ergebnisse erzielt werden können, wenn die Gewichte zum Ausrichten der Kette entfernt werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei Entfernen der Gewichte aus dem System die Masse des Parabolspiegel-Moduls von etwa 2.500 kg auf 900 kg verringert wird. Die Belastung der Unterkonstruktion wird dadurch deutlich verringert, weshalb auch die Verschiebungen der Anbindungspunkte geringer ausfallen.

7.1.3 Konstruktion der Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion

Bevor die Ketten an der Unterkonstruktion abgespannt werden, müssen die Ketten mit den beiden Enden an der Unterkonstruktion aufgehängt werden. Die Konstruktion dieser Aufhängung ist auf Abbildung 23 dargestellt. Die letzten und die ersten Kettenglieder (3) der Kette werden an einer Konsole (2) durch den Bolzen (1) aufgehängt. Dabei werden die Kettenglieder (3) so positioniert, dass die Konsole (2) zwischen den zwei Gliedern steht und alle drei Bohrungen (die 10 mm Bohrung der beiden Kettenglieder (3) und die 10 mm Bohrung der Konsole (2)) konzentrisch zueinanderstehen. Der Bolzen wird durch die drei Bohrungen gesteckt und mittels Sicherungsring gesichert. Durch diese Aufhängung sind die Kettenenden so an der Unterkonstruktion fixiert, dass die Kettenenden nur einen Freiheitsgrad, Drehung um die Längsachse des Bolzens, besitzen. Daher ist es für die Präzision des Kettensystems sehr wichtig, dass die Konsolen (2), an denen die Ketten aufgehängt werden, exakt zueinander positioniert werden. Die Konsolen (2) werden deshalb auf einer weiteren Konsole (4) montiert, die fest mit der Unterkonstruktion verschweißt wird. Zur exakten Positionierung der Konsolen (2) in horizontaler Ebene, sind die Konsolen (2) mit Langlöchern versehen und zur Einstellung der gewünschten Höhe können Unterlag-Platten zwischen die Konsolen (2) und (4) gelegt werden. Um die Konsolen zusätzlich zur kraftschlüssigen Verbindung mittels Schrauben auch formschlüssig gegen das Verschieben zu sichern, werden in die Konsole (2) Löcher vorgebohrt, die nach der Positionierung auf der Baustelle aufgebohrt und auch in die untere Konsole (4) gebohrt werden. Anschließend wird in die Bohrungen ein Zylinderstift eingeschlagen, sodass eine formschlüssige Verbindung zwischen den Konsolen besteht.

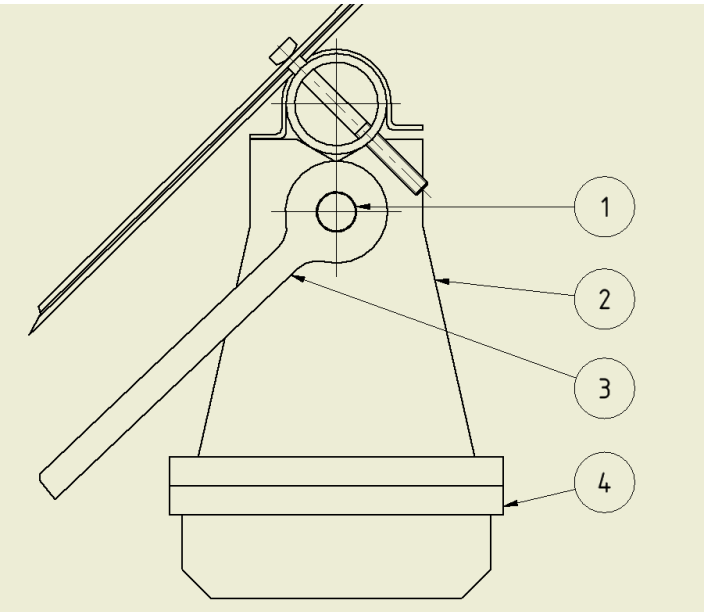


Abbildung 23: Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion

7.1.4 Konstruktion der Verbindung zwischen Kette und Spiegelfläche

An die Konstruktion der Verbindung zwischen Kette und Spiegelfläche gibt es zahlreiche Anforderungen. Sie ist entscheidend für die Formgebung und die Stabilisierung der Spiegelfläche. Die Krümmung des Blechs soll möglichst exakt der Krümmung der gewünschten Parabel entsprechen. Um dies zu erreichen, muss bei der Befestigung darauf geachtet werden, dass das Blech nicht in seiner Krümmung beeinflusst wird. Daher wurde die Konstruktion so gestaltet, dass zwischen Blech und allen

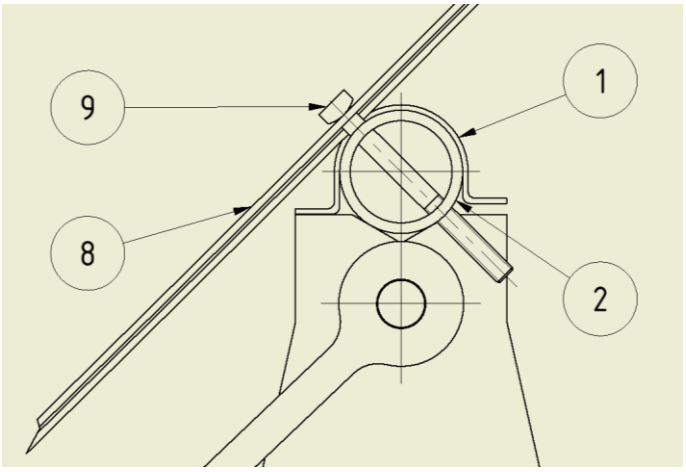


Abbildung 24: Verbindung, Konsole zu Spiegelfläche

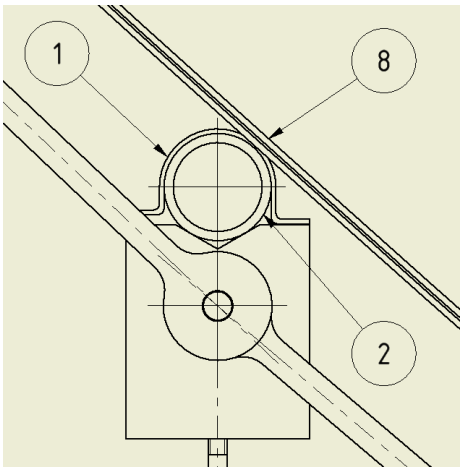


Abbildung 25: Verbindung, Kette zu Spiegelfläche

Teilen, mit denen es in Kontakt kommt, ausschließlich Linien-Kontakt herrscht. Nach dem Aufbau der Anlage muss die Konstruktion dafür sorgen, dass die gewünschte Form unter allen Betriebsbedingungen eingehalten wird. Hierfür muss die Spiegelfläche ausreichend unterstützt und fixiert werden. Die Realisierung der Verbindung zwischen der Kette und der Spiegelfläche ist auf Abbildung 24 und Abbildung 25 dargestellt.

Um die Spiegelfläche (8) ausreichend abzustützen, werden die Spiegelelemente auf Rohren (2) montiert, die alle Ketten miteinander verbinden und die gesamte Spiegelfläche (8) unterstützen. Diese Rohre (2) werden an allen Kettengelenken und an den Konsolen für die Aufhängung der Kette angebracht. Die Fixierung der Rohre (2) erfolgt, nachdem alle Ketten in der gewünschten Position abgespannt sind. Die Rohre (2) werden mittels U-Rohrschellen (1) in eine prismatische Nut gespannt, welche in die Gelenkblöcke der Kette eingefräst wird. Die Verbindung zwischen den Konsolen an den Enden der Kette und der Spiegelfläche (8) ist, wie auf den beiden Abbildungen (Abbildung 24 und Abbildung 25) zu sehen, exakt gleich gestaltet. Die Spiegelfläche (8) wird an den Rohren (2) mit Hilfe von Spannelementen (9) festgespannt, die Spannelemente (9) werden von oben durch eine Bohrung in der Spiegelfläche (8) und im Rohr (2) gesteckt. Die Spannelemente (9) sind so gestaltet, dass auch zwischen der Spiegelfläche (8) und den Spannelementen (9) ausschließlich Linien-Kontakt auftritt. Durch die Rohre (2) sind die Spiegelelemente (8) über die Breite (Horizontal-Achse der Parabel) in nahen regelmäßigen Abständen über die gesamte Länge der Spiegelfläche (8) abgestützt. Die

Spiegelelemente (8) werden durch die Spannelemente (9) in regelmäßigen Abständen an den Rohren festgespannt. Bei einer Apparatur-Weite von zwölf Metern und bei einer Kette mit 20 Kettengliedern ergeben sich somit 21 Rohre (2), die die Spiegelelemente (8) über die gesamte Fläche unterstützen. Da die Spiegelfläche (8) aus neun Spiegelelementen (8) besteht, wird der Spiegel über 210 Punkte in der gewünschten Form festgespannt.

Wird die Verbindung vom Kettensystem zur Spiegelfläche über Rohre gestaltet, so muss dabei ein weiterer Effekt berücksichtigt werden. Beim Kettensystem liegen nach der Ausrichtung der Kette alle Achsen der Kettengelenke auf der gewünschten Parabel. Die Spiegelfläche soll eine parallel nach oben verschobene äquivalente Parabel beschreiben. Aufgrund der Steigung der Parabel liegt das Spiegelblech jedoch nicht am obersten Punkt des Rohrs an, sondern an jenem Punkt des Rohrs der dieselbe Steigung wie die Parabel beschreibt. Daher kommt es, durch die über zwölf Meter stark variierende Steigung der Parabel, zu einer deutlichen Verschiebung des Kontaktpunktes und dies sowohl in horizontaler als auch in vertikaler Richtung. Auf Abbildung 26 ist die Problematik grafisch dargestellt. Bei der Konstruktion des Kettensystems wurde dieses Problem über die in der Kette verbauten Gelenkblöcke gelöst. Die Position der Bohrung, durch welche die Bolzen der Kette gesteckt werden, wird an jedem Kettengelenk so gewählt, dass der vertikale Abstand vom Mittelpunkt der Bohrung zum Spiegelblech an allen Kettengelenken 65 mm beträgt. Dadurch wird erreicht, dass die Spiegelfläche eine äquivalente parallel zur Parabel der Kette versetzte Parabel beschreibt. Die Position der Bohrung im Gelenkblock hängt also vom Abstand des Kettengelenks zum Scheitelpunkt der Parabel ab.

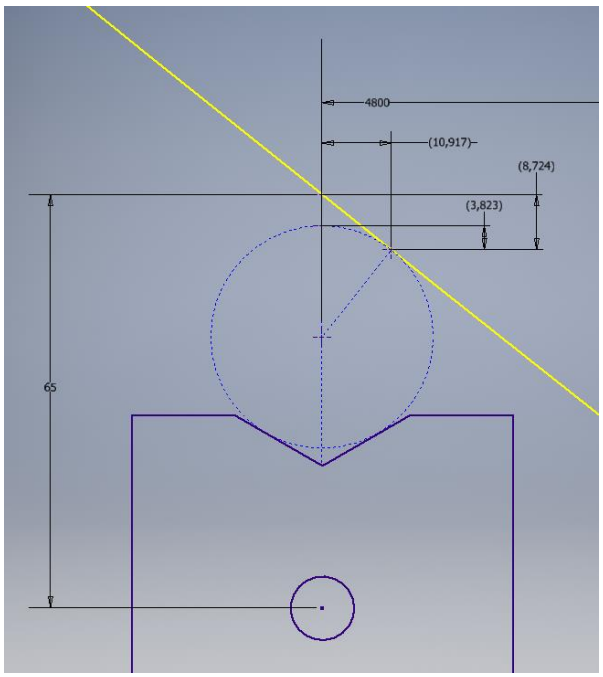


Abbildung 26: Korrektur des Höhenunterschieds aufgrund der Steigung der Parabel

7.2 Konstruktion der Spiegelelemente

Wie bereits beschrieben, wird die Reflexion der Sonneneinstrahlung über ein dünnes speziell beschichtetes Aluminium-Blech verursacht. Die Dicke des Blechs beträgt jedoch weniger als ein Millimeter. Ein solch dünnes Blech mit einer so großen Fläche in einer möglichst exakten Form zu positionieren und anschließend zu fixieren, erfordert eine geeignete Konstruktion. Die zugehörige

Unterkonstruktion wurde bereits beschrieben. Im Folgenden wird die Ausführung der Blechelemente, die zur gesamten Spiegelfläche zusammengesetzt werden, im Detail beschrieben.

Die bisher aufgebauten Modelle der Anlage haben gezeigt, dass es von Vorteil ist, die Bleche in einzelnen Bahnen über die gesamte Kurve der Parabel laufen zu lassen. Denn die gewünschte Krümmung des Blechs ist vor allem in den Randzonen des Blechs schwer zu erreichen. Laufen die Blechstreifen über die gesamte Kurve durch und werden diese nicht gestückelt, so wird die Anzahl der Randzonen minimiert. Da die Bleche in Form von Coils geliefert werden können, ist es möglich, die Bleche in Streifen mit einer Breite von bis zu ca. 1400 mm in zwei Teilen über die gesamte Kurve der Parabel laufen zu lassen. Am Scheitelpunkt der Parabel muss im Spiegelblech eine Lücke von mindestens 300 mm offenbleiben. Die Lücke erfüllt zwei unterschiedliche Zwecke. Zum einen wird sie benötigt, um die Türme zur Montage der Receiver-Rohre sowie die Rohrleitungen durch die Spiegelfläche zu führen. Zum andern werden die Lücken benötigt, damit Regenwasser und andere Fremdpartikel wie z.B. Sand abfließen können. Um ein so großes und dünnes Blech gut handhaben zu können, bedarf es allerdings einer ausreichenden Verstärkung. Zur Verstärkung des Blechs werden die Seitenränder mit schmalen und dickeren Blechstreifen verstärkt. Die Blechstreifen an den Rändern der Spiegelfläche laufen über die gesamte Länge der Parabel durch. Bei der Konstruktion ist des Weiteren darauf zu achten, dass durch die Handhabung und die Fixierung der Spiegelelemente so wenig Einfluss wie möglich auf die Oberfläche und die Krümmung des Spiegelblechs genommen wird. Die Aufgaben der Handhabung und der Fixierung der Spiegelelemente werden daher von den Blechstreifen an den Seitenrändern übernommen.

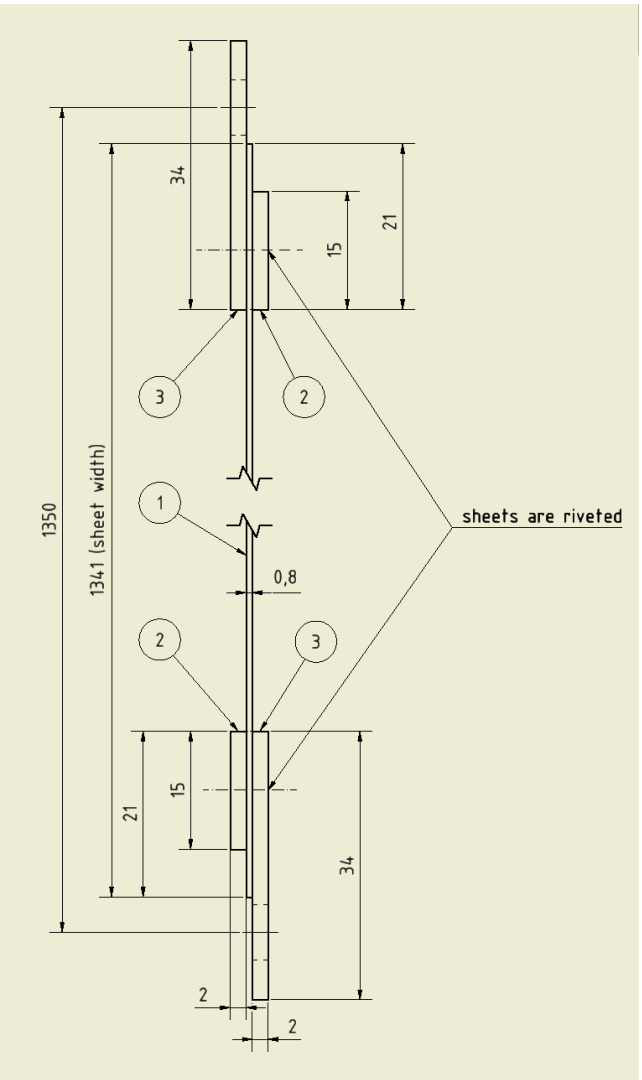


Abbildung 27: Konstruktion der Spiegelelemente, Querschnitt

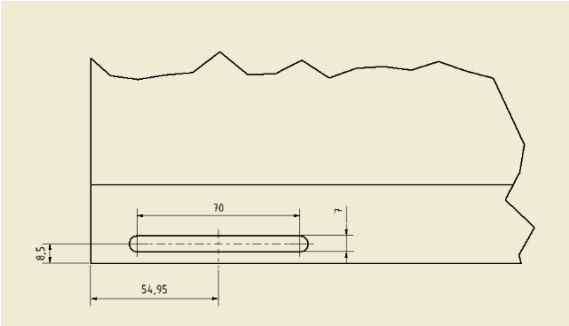


Abbildung 28: Konstruktion der Spiegelelemente, Langloch zur Montage

Auf Abbildung 27 ist der Querschnitt eines Spiegelelements zu sehen. Die Blechstreifen zur Verstärkung (2) und Montage (3) der Spiegelelemente werden oberhalb und unterhalb des Spiegelblechs (1) angebracht und miteinander vernietet. Um die Bleche (1) ohne spanabhebende Bearbeitung und ohne großen Einflussbereich der Bauteil-Verbindung zu verbinden bzw. um ungewünschte Verformungen durch den Krafteinfluss bei der Herstellung der Bauteil-Verbindung gering zu halten, werden die drei Blechschichten mit Halbhohlstanznieten vernietet. Durch eine spanabhebende Bearbeitung wäre die Gefahr gegeben, die fragile Oberflächenschicht zu verletzen. Aufgrund der lieferbaren Breite der Blech-Coils setzt sich die Spiegelfläche aus neun Spiegelelementen zusammen. In den Randbereichen sind die Spiegelelemente so gestaltet, dass sie sich gegenseitig überlappen und sie direkt aneinanderstoßen. Die Spannelemente zum Spannen der Spiegelelemente an die Unterkonstruktion werden durch die Langlöcher (Abbildung 28) im Blechstreifen (3) und die Bohrungen in den Rohren der Unterkonstruktion gesteckt und verschraubt. Auf Abbildung 29 ist die gesamte Spiegelfläche der Anlage dargestellt. Darauf sind die neun Spiegelelemente zu sehen, welche überlappend aneinanderstoßen.

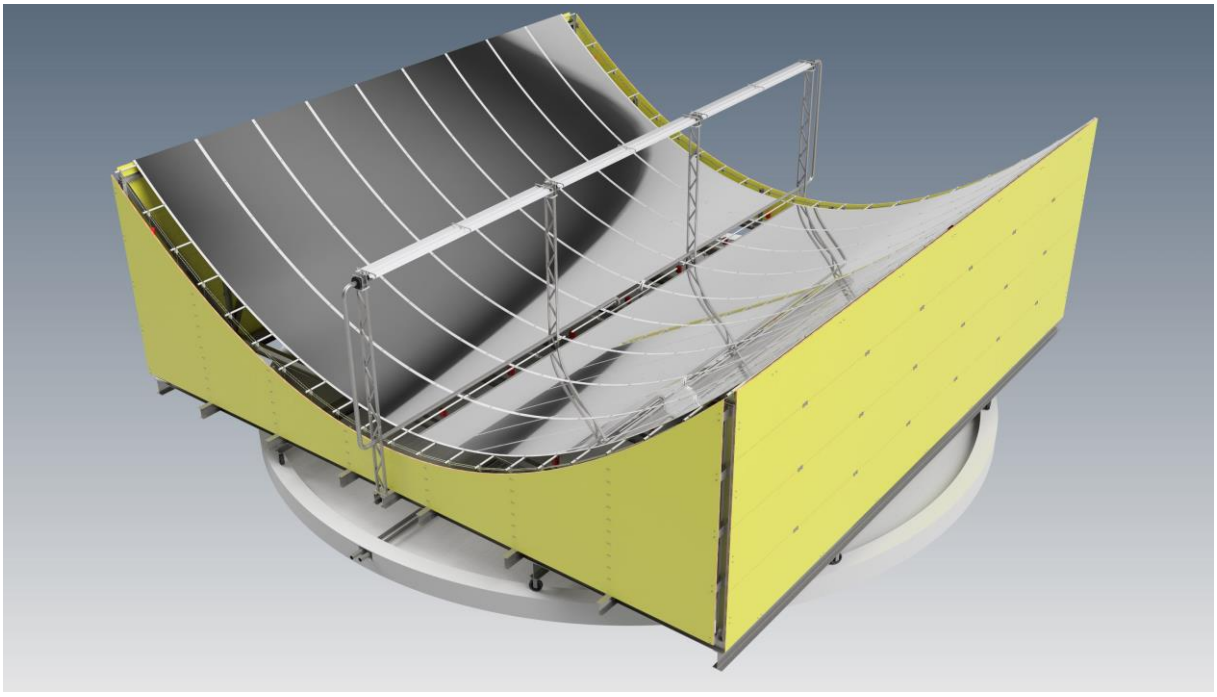


Abbildung 29: Konstruktion der Spiegelelemente, Spiegelfläche

7.3 Auslegung und Festigkeitsnachweis der belastungsrelevanteren Bauteile

Bei der Konstruktion des Parabolspiegel-Moduls muss neben den funktionalen Aspekten auch auf die richtige Dimensionierung der Bauteile geachtet werden, um den Festigkeitsanforderungen gerecht zu werden. Beim Parabolspiegel-Modul treten im Betrieb, abgesehen von den Windlasten, keine dynamischen Beanspruchungen auf. Daher müssen bei der Auslegung der Bauteile die statischen Beanspruchungen ausschließlich um die Windlasten ergänzt werden. Die zentralen tragenden Elemente der Konstruktion sind die Kette und die Abspannung der Kette. Alle Bauteile und Konstruktionselemente, die für die Dimensionierung relevant sind und für die ein Festigkeitsnachweis erbracht werden muss, werden im folgenden Kapitel berechnet und dimensioniert.

Dazu gehören die Kettenglieder, welche hinsichtlich der Zugfestigkeit und der Lochleibung dimensioniert werden. Des Weiteren soll bei der Abspannung der Nachweis erbracht werden, dass die erforderliche Spannkraft erreicht wird und bei den Zugstäben der Abspannung soll die Sicherheit gegen das Knicken der Stäbe beurteilt werden.

7.3.1 Festigkeitsnachweis der Kettenglieder

Die Grundabmessungen aller Kettenglieder sind zur Vereinfachung der Konstruktion und der Berechnung ident. Die einzelnen Kettenglieder unterscheiden sich ausschließlich in ihrer Länge. Daher beziehen sich die Berechnungen zur Festigkeit der Kettenglieder ausschließlich auf die Kettenglieder mit der höchsten Belastung. Die Kettenglieder an den Enden der Kette, an welchen die Ketten an der Unterkonstruktion aufgehängt werden, sind die Kettenglieder mit der höchsten Belastung. An diesen Kettengliedern hängt die gesamte Last der Gewichte (10 kg) für das Ausrichten der Kette zusätzlich des Eigengewichts des Kettensystems (ca. 15 kg). Um die maximale Windlast und andere äußere Einflüsse zu berücksichtigen, wird die wirkende Zugkraft mit einem Sicherheitsfaktor multipliziert. Aufgrund der großen Windangriffsfläche wird der Sicherheitsfaktor mit S = 6 festgelegt. Der Schaft der Kettenglieder wird in Bezug auf die Zugbeanspruchung beurteilt und die Bohrung des Kettenglieds wird bezüglich der Lochleibung beurteilt.

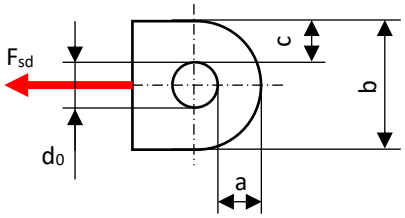
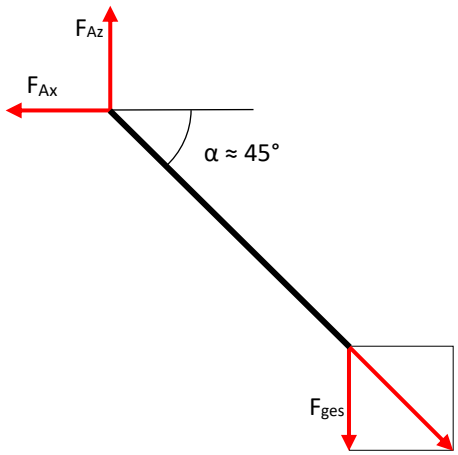


Abbildung 30: Skizze zur Beurteilung der Lochleibung



2 * F_{sd} (Zugkraft je Kettenglied)

Mit 2 multipliziert da die Kettenglieder doppelt ausgeführt sind.

Abbildung 31: Skizze des Kettenglieds zur Festigkeitsbeurteilung

Material des Kettenglieds:[21]

Al Mg Si 1

$f_{0,2} = 110 \frac{N}{mm^2}$

Berechnungsfaktoren:

$\gamma_{Mp} = 1{,}25$

$S = 6$

$d_0 = 10\ mm$ (Bohrungsdurchmesser) $t = 4\ mm$ (Dicke des Blechs)

Berechnung:[22]

$$F_{ges} = (19 * 10\ kg + 15\ kg) * 9{,}81 \frac{m}{s^2} = 2011{,}05\ N$$

$$2 * F_{sd} = \sqrt{\left(\frac{F_{ges}}{2}\right)^2} * 2 * S$$

Die Gesamtkraft F_{ges} wird durch 2 dividiert, da die Gesamtmasse von den beiden Enden der Kette symmetrisch getragen wird.

$$2 * F_{sd} = \sqrt{\left(\frac{2011{,}05\ N}{2}\right)^2} * 2 * 6 = 8532{,}16\ N$$

$$F_{sd} = 4266{,}1\ N$$

[21] Vgl. Valtinat, 2003, S. 9.
[22] Vgl. Valtinat, 2003, S.104 f.

$$c_{min} = \frac{F_{sd} * \gamma_{Mp}}{2 * t * f_{0,2}} + \frac{d_0}{2} = \frac{4266{,}1\ N * 1{,}25}{2 * 4\ mm * 110 \frac{N}{mm^2}} + \frac{10}{2} = 11{,}06\ mm$$

$$a_{min} = \frac{F_{sd} * \gamma_{Mp}}{2 * t * f_{0,2}} + \frac{2 * d_0}{3} = \frac{4266{,}1\ N * 1{,}25}{2 * 4\ mm * 110 \frac{N}{mm^2}} + \frac{2 * 10}{3} = 12{,}73\ mm$$

$$b_{min} = 2 * a_{min}\ (da\ a_{min} > b_{min}) + d_0 = 2 * 12{,}73\ mm + 10\ mm = 35{,}45\ mm$$

Beurteilung der Lochleibung:

$$F_{bd} = 1{,}5 * t * f_{0,2} \frac{d}{\gamma_{Mp}} = 1{,}5 * 4\ mm * \frac{10\ mm}{1{,}25} = 5280\ N\ > F_{sd} = 4266{,}1\ N$$

Beurteilung der Zugfestigkeit:

$$\sigma_{Zug} = \frac{F_{sd}}{A_{Schaft}}$$

$$A_{Schaft} = 10\ mm * 4\ mm = 40\ mm^2$$

$$\sigma_{Zug} = \frac{4266{,}1\ N}{40\ mm^2} = 106{,}65 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{max}\ 110 \frac{N}{mm^2}$$

Um das Eigengewicht der Kettenglieder so gering wie möglich zu halten und dennoch die erforderliche Festigkeit zu gewährleisten, ergibt sich die auf Abbildung 21 ersichtliche Form der Kettenglieder (10). Die Dicke des Blechs wird mit 4 mm festgelegt und der Durchmesser am Ende des Kettenglieds mit 35.5 mm, sodass Lochleibung ausgeschlossen werden kann. Zur Einhaltung der maximal zulässigen Zugspannung am Schaft der Kettenglieder, muss die Breite des Schafts bei einer Dicke von 4 mm mit mindestens 10 mm festgelegt werden.

7.3.2 Auslegung des Klemmsystems der Abspannung

Bei dem konstruierten Klemmsystem der Abspannung wird mittels zwei Durchsteckschrauben eine reibschlüssige Verbindung zwischen den Zugstäben und der Abspannung hergestellt. Durch diesen Reibschluss kann von der Schraubenverbindung eine Querkraft F_Q aufgenommen werden. Die Querkraft F_Q entspricht bei dem Klemmsystem der Zugkraft am Zugstab. Man spricht bei vorliegender Schraubenverbindung von einer querbelasteten reibschlüssigen Schraubenverbindung mit n=2 Schrauben und i=2 Berührungsflächenpaaren.

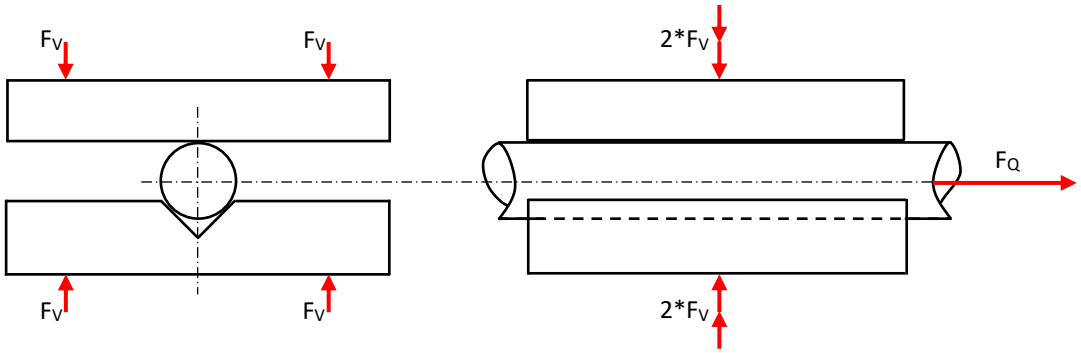


Abbildung 32: Skizze zur Berechnung des Klemmsystems

Berechnung der Querkraft F_Q (maximale Zugkraft an den Zugstäben):[23]

Die Schraubenverbindung wird mit zwei Schaftschrauben M6 mit Regelgewinde und Festigkeitsklasse 8.8 ausgeführt. Festigkeitswerte der Schaftschrauben:[24]

$R_m = 8 * 100 \frac{N}{mm^2} = 800 \frac{N}{mm^2}$ (Zugfestigkeit)

$R_e = 8 * 8 * 10 \frac{N}{mm^2} = 640 \frac{N}{mm^2}$ (Mindest-Streckgrenze)

Berechnungsfaktoren:

$\mu_G = 0{,}2$ (Reibungskoeffizient für galvanisch verzinkte Schrauben ohne besondere Schmierung)

$\mu_T = 0{,}15$ (Reibungskoeffizient für glatte nicht fettfreie Trennfugen)

$F_V = 9000\ N$ (zulässige Vorspannkraft für M6 Festigkeitsklasse 8.8 bei $\mu_G = 0{,}2$)

$M_A = 14{,}1\ Nm$ (Anziehmoment)

$n = 2$ (Anzahl Schrauben)

$i = 2$ (Anzahl Berührungsflächenpaare)

$S_R = 1{,}2$ (Sicherheitsfaktor)

$$F_Q \leq \frac{F_V * \mu_T * n * i}{S_R} = \frac{9000\ N * 0{,}1 * 2 * 2}{1{,}2} = 3000\ N$$

Das gewählte Klemmsystem zum Klemmen der Zugstäbe der Abspannung kann eine Querkraft F_Q bzw. eine Zugkraft von 3000 N mit Sicherheit aufnehmen, was einer Zugkraft von etwa 300 kg entspricht. Bei 19 Abspannungen je Kette und den berechneten übertragbaren Kräften kann festgestellt werden, dass die Abspannung die geforderten Anforderungen mit großer Sicherheit erfüllt.

[23] Vgl. Haberhauer, Bodenstein, 2011, S. 183 ff.
[24] Vgl. Haberhauer, Bodenstein, 2011, S. 183.

7.3.3 Knicken der Zugstäbe

Da der Durchmesser der Zugstäbe im Verhältnis zur Zugstablänge sehr klein ist, wird die für die Zugstäbe maximal zulässige Knickkraft berechnet, um die Sicherheit gegen Knicken der Stäbe beurteilen zu können.

Aufgrund der festen Einspannung an beiden Enden der Zugstäbe, kann für die Berechnung der Knickkräfte Belastungsfall vier gewählt werden. Bei Belastungsfall vier kann die zulässige Knickkraft mit der halben Stablänge berechnet werden, was die zulässige Knickkraft deutlich erhöht.[25]

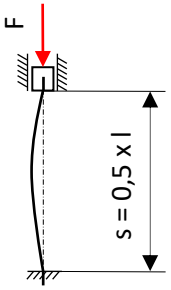


Abbildung 33: Berechnung der zulässigen Knickkraft, Belastungsfall

Berechnung der zulässigen Knickkraft:[26]

$$F_K = \frac{\pi^2 * E * I}{s^2}$$

$$I = \frac{D^4 * \pi}{64} = \frac{(6\ mm)^4 * \pi}{64} = 63{,}62\ mm^4$$ [27]

$$E = 210.000 \frac{N}{mm^4}\ (Stahl)$$

$$s = 0{,}5 * l\ (Belatungsfall\ 4)$$

Mittlerer Stab:

$$l = 600\ mm$$

$$s = 0{,}5 * l = 0{,}5 * 600\ mm = 300\ mm$$

$$F_K = \frac{\pi^2 * 210.000\ \frac{N}{mm^2} * 63{,}62\ mm^4}{(300\ mm)^2} = 1465{,}11\ N$$

[25] Vgl. Steger, Sieghart, Glauninger, 2008, S. 159.
[26] Vgl. Steger, Sieghart, Glauninger, 2008, S. 158 ff.
[27] Vgl. Steger, Sieghart, Glauninger, 2006, S. 173.

Kürzester Stab:

$$l = 423\ mm$$

$$s = 0{,}5 * l = 0{,}5 * 423\ mm = 211{,}5\ mm$$

$$F_K = \frac{\pi^2 * 210.000\ \frac{N}{mm^2}\ * 63{,}62\ mm^4}{(\ 211{,}5\ mm)^2} = 2947{,}76\ N$$

Längster Stab:

$$l = 1078\ mm$$

$$s = 0{,}5 * l = 0{,}5 * 1147\ mm = 573{,}5\ mm$$

$$F_K = \frac{\pi^2 * 210.000\ \frac{N}{mm^2}\ * 63{,}62\ mm^4}{(573{,}5\ mm)^2} = 400{,}91\ N$$

Der längste Zugstab der Konstruktion ist der kritischste in Bezug auf die Knicksicherheit. Dieser Stab ist in der Lage, eine Drucklast von ca. 40 kg (400,91 N) zu ertragen. Die kürzeren Stäbe sind in der Lage, lasten zwischen 300 kg und 150 kg zu ertragen. Laut einer NREL-Studie (National Renewable Energy Laboratory) ist, bei maximaler Windlast in den für die Anlage vorgesehenen Regionen und in Bezug auf die Größe der Spiegelfläche, mit einer Last von etwa 60 kg je Gelenkpunkt zu rechnen. Da ein Großteil der Belastung von der Kette übernommen wird und da auch die Zugstäbe verhältnismäßig große Lasten ertragen können, kann ein Knicken der Zugstäbe mit Sicherheit ausgeschlossen werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend kann festgestellt werden, dass hinter der entwickelten Konstruktion ein großes Potential steckt. Denn zumindest in der Theorie ist mit dem Kettensystem und der zugehörigen Abspannung eine hohe Präzision bei gleichzeitig hoher Stabilität zu erreichen. Das eigens für dieses Konzept entwickelte Programm bietet die Möglichkeit, zahlreiche Berechnungen und Simulationen durchzuführen. Es kann damit die Kettenlinie einer Kette unter vielen verschiedenen Voraussetzungen simuliert werden. Das Ändern der Parameter für die Simulation kann auf sehr einfache Art und Weise erfolgen, ohne dass man sich in dem Quellcode besonders gut auskennen muss. Dennoch ist das Programm so einfach und verständlich wie möglich aufgebaut. Am Beginn des Hauptprogramms können die Parameter Anzahl der Kettenglieder, Fokus, Apparaturweite, Masse der angehängten Gewichte, Kettentyp, Art der Gewichtsverteilung (konstante oder variable Massen) und die Dehnung (mit und ohne Berücksichtigung der Dehnung) eingestellt werden. Mit Hilfe der in dieser Arbeit ausführlich dargestellten Erläuterungen des Programms und der darin enthaltenen Funktionen, kann das Programm durch einfache Erweiterung ausgebaut werden. Alle enthaltenen Gleichungen sind übersichtlich dokumentiert und die darin vorkommenden Variablen mit Skizzen verständlich dargestellt. Das Programm könnte beispielsweise relativ einfach um die Simulationen mit Windlasten und den Zugkräften der festgespannten Zugstäbe erweitert werden. In der Kommentierung des Programms wird bei den Gleichungen erwähnt, an welcher Stelle diese Erweiterungen eingefügt werden müssten. Neben der Simulation der Kettenlinie können auch noch zahlreiche Berechnungen durchgeführt werden. Grundvoraussetzung für das Programm ist natürlich die Berechnung der Kettengliedlängen in Abhängigkeit der Parameter. Des Weiteren kann für beide Kettentypen die Gewichtsverteilung der angehängten Massen zum Ausgleich des Eigengewichts der Kette berechnet werden. Auch die exakte Dehnung der Kettenglieder kann bei gegebener Belastung berechnet werden.

Im zweiten Teil der Arbeit erfolgte die Entwicklung des Parabolspiegel-Moduls mit der Abspannung. Es wurde bei der Konstruktion darauf geachtet, dass diese so einfach wie möglich gestaltet ist. Für keines der Bauteile wird ein komplexer Fertigungsprozess benötigt. Auch der Aufbau der Anlage ist sehr einfach gestaltet, womit die Fehlerquellen gering gehalten werden. Durch die zahlreichen Abspannungspunkte bei der Abspannung und die Verbindung der einzelnen Ketten über die Rohre, welche auch als Auflage für die Spiegelfläche dienen, ist für ausreichend Steifigkeit gesorgt. Die Vorspannung der Kette sorgt für zusätzliche Stabilität.

Dennoch ist ein bestimmtes Optimierungspotential vorhanden. Insbesondere ist die Konstruktion der Spiegelbleche sehr schwer einzuschätzen. Hier werden die großen Fragen sein, wie gut sich die dünnen Spiegelbleche handhaben lassen und wie gut das Anbringen der Spiegelbleche an den Rohren mit dem entwickelten Klemmsystem funktioniert.

9 Anhang

9.1 Zusammenstellungs- und Fertigungszeichnungen

Sämtliche Zusammenstellungs- und Fertigungszeichnungen werden in einer separaten Mappe der Arbeit beigelegt und nicht in der gebundenen Arbeit gedruckt. Das Format der Zeichnungen eignet sich nicht dafür, diese auf das Format der Arbeit zu komprimieren, dabei würden wichtige Details der Konstruktion unkenntlich gemacht. Die Nummerierung der Zeichnungen entspricht der Nummerierung auf den Stücklisten in der Spalte „Part Number“.

9.2 Stücklisten

Für einen guten Überblick über die 3D-CAD Daten und die Konstruktionszeichnung gibt es drei unterschiedliche Stücklisten. In der strukturierten Stückliste werden alle Einzelteile und auch die wichtigen Baugruppen aufgelistet. So ist ersichtlich, welcher Baugruppe die einzelnen Teile zuzuordnen sind, wie viele Einheiten der jeweiligen Baugruppe benötigt werden und welche Anzahl an Einzelteilen für eine bestimmte Baugruppe benötigt wird. In der zweiten Stückliste werden alle Einzelteile der gesamten Konstruktion aufgelistet, die Nummerierung dieser Stücklisten entspricht auch der Nummerierung der Einzelteilzeichnungen. In der dritten Stückliste sind alle benötigten Normteile aufgelistet. Diese sind nicht im 3D-CAD Modell enthalten, da sie die Dokumentgröße unnötig vergrößern würden und da bei Inventor die Normteile-Datenbanken nicht mit allen verwendeten Lizenzen kompatibel war.

9.2.1 Strukturierte Stückliste

Item	Part Name	QTY	Part Number	Description	Material	Mass
1	00_Chain_assembly_V02	8	RD01-05-25-00-01	contains all parts concerning chain and lateral suspension		215,451 kg
1.2	Single_Chain	2		includes only the chainlinks		1,810 kg
1.2.1	Chainlink_01_20	2	RD01-05-25-1		Aluminum 6061	0,106 kg
1.2.2	Chainlink_02_19	2	RD01-05-25-2		Aluminum 6061	0,101 kg

1.2.3	Chainlink_03_18	2	RD01-05-25-3		Aluminum 6061	0,097 kg
1.2.4	Chainlink_04_17	2	RD01-05-25-4		Aluminum 6061	0,093 kg
1.2.5	Chainlink_05_16	2	RD01-05-25-5		Aluminum 6061	0,090 kg
1.2.6	Chainlink_06_15	2	RD01-05-25-6		Aluminum 6061	0,087 kg
1.2.7	Chainlink_07_14	2	RD01-05-25-7		Aluminum 6061	0,085 kg
1.2.8	Chainlink_08_13	2	RD01-05-25-8		Aluminum 6061	0,083 kg
1.2.9	Chainlink_09_12	2	RD01-05-25-9		Aluminum 6061	0,082 kg
1.2.10	Chainlink_10_11	2	RD01-05-25-10		Aluminum 6061	0,081 kg
1.9	Joint_Assembly_V02-01	2		assembly for Joint 1 and 19		10,658 kg
1.9.1	Joint_Block_V02-01	1	RD01-05-25-11		Aluminum 6061	0,322 kg
1.9.2	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.9.3	Weight_rod_V02-01	1	RD01-05-25-24		Stainless Steel	0,118 kg
1.9.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.9.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.10	Joint_Assembly_V02-02	2		assembly for Joint 2 and 18		10,679 kg
1.10.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.10.2	Weight_rod_V02-02	1	RD01-05-25-25		Stainless Steel	0,139 kg
1.10.3	Joint_Block_V02-02	1	RD01-05-25-12		Aluminum 6061	0,322 kg
1.10.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.10.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.11	Joint_Assembly_V02-03	2		assembly for Joint 3 and 17		10,713 kg
1.11.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.11.2	Joint_Block_V02-03	1	RD01-05-25-13		Aluminum 6061	0,322 kg
1.11.3	Weight_rod_V02-03	1	RD01-05-25-26		Stainless Steel	0,173 kg
1.11.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.11.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.12	Joint_Assembly_V02-04	2		assembly for Joint 4 and 16		10,760 kg
1.12.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.12.2	Joint_Block_V02-04	1	RD01-05-25-14		Aluminum 6061	0,322 kg
1.12.3	Weight_rod_V02-04	1	RD01-05-25-27		Stainless Steel	0,221 kg

1.12.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.12.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.13	Joint_Assembly_V02-05	2		assembly for Joint 5 and 15		10,822 kg
1.13.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.13.2	Joint_Block_V02-05	1	RD01-05-25-15		Aluminum 6061	0,322 kg
1.13.3	Weight_rod_V02-05	1	RD01-05-25-28		Stainless Steel	0,282 kg
1.13.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.13.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.14	Joint_Assembly_V02-06	2		assembly for Joint 6 and 14		10,806 kg
1.14.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.14.2	Joint_Block_V02-06	1	RD01-05-25-16		Aluminum 6061	0,322 kg
1.14.3	Weight_rod_V02-06	1	RD01-05-25-29		Stainless Steel	0,266 kg
1.14.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.14.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.15	Joint_Assembly_V02-07	2		assembly for Joint 7 and 13		10,759 kg
1.15.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.15.2	Joint_Block_V02-07	1	RD01-05-25-17		Aluminum 6061	0,322 kg
1.15.3	Weight_rod_V02-07	1	RD01-05-25-30		Stainless Steel	0,219 kg
1.15.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.15.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.16	Joint_Assembly_V02-08	2		assembly for Joint 8 and 12		10,725 kg
1.16.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.16.2	Joint_Block_V02-08	1	RD01-05-25-18		Aluminum 6061	0,322 kg
1.16.3	Weight_rod_V02-08	1	RD01-05-25-31		Stainless Steel	0,185 kg
1.16.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.16.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.17	Joint_Assembly_V02-09	2		assembly for Joint 9 and 11		10,705 kg
1.17.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.17.2	Joint_Block_V02-09	1	RD01-05-25-19		Aluminum 6061	0,322 kg
1.17.3	Weight_rod_V02-09	1	RD01-05-25-32		Stainless Steel	0,165 kg

1.17.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.17.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.18	Joint_Assembly_V02-10	1		assembly for Joint 10		10,698 kg
1.18.1	05_25_Pipe_Clamp_V02	1	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.18.2	Joint_Block_V02-10	1	RD01-05-25-20		Aluminum 6061	0,322 kg
1.18.3	Weight_rod_V02-10	1	RD01-05-25-33		Stainless Steel	0,158 kg
1.18.4	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.18.5	60_Wieght_10kg_V02	1	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
1.19	05_Chain_Console_Top_V02	2	RD01-05-25-35	lateral hangers for the chain	Steel	2,737 kg
1.20	10_Chain_Console_Bottom_V02	2	RD01-05-25-36	is welded to the torque base	Steel	1,127 kg
1.21	05_25_Pipe_Clamp_V02	2	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
1.22	15_Chain_Bolt_Right_V02	1	RD01-05-25-21	bolt for the last link end	Stainless Steel	0,029 kg
1.23	20_Chain_Bolt_V02	1	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
1.24	05_30_Distance_Disc_V02	2	RD01-05-25-34		Stainless Steel	0,013 kg
2	05_Supportpipe_V02	40	RD01-05-25-41		Aluminum 6061	4,883 kg
3	10_Supportpipe_middle_1_3_V02	2	RD01-05-25-42		Aluminum 6061	3,215 kg
4	15_Supportpipe_middle_2_V02	1	RD01-05-25-43		Aluminum 6061	3,828 kg
5	55_Clampingplate_45dg_V02	80	RD01-05-25-38		Steel	0,348 kg
6	50_Clampingplate_0dg_V02	72	RD01-05-25-39		Steel	0,301 kg
7	30_Rod_Clamp_V02	152	RD01-05-25-40		Steel	0,088 kg
8	25_Reflector_Sheet_V02	9	RD01-05-25-44	sheet unit, already riveted	Aluminum 6061	47,086 kg
9	65_Sheet_clampingelement_V02	210	RD01-05-25-45	Conn., supportpipe to sheet	Stainless Steel	0,033 kg

Tabelle 3: Stückliste nach Baugruppen strukturiert

9.2.2 Einzelteil-Stückliste

Item	Part Name	QTY	Part Number	Description	Material	Mass
1	Chainlink_01_20	32	RD01-05-25-1		Aluminum 6061	0,106 kg
2	Chainlink_02_19	32	RD01-05-25-2		Aluminum 6061	0,101 kg
3	Chainlink_03_18	32	RD01-05-25-3		Aluminum 6061	0,097 kg

4	Chainlink_04_17	32	RD01-05-25-4		Aluminum 6061	0,093 kg
5	Chainlink_05_16	32	RD01-05-25-5		Aluminum 6061	0,090 kg
6	Chainlink_06_15	32	RD01-05-25-6		Aluminum 6061	0,087 kg
7	Chainlink_07_14	32	RD01-05-25-7		Aluminum 6061	0,085 kg
8	Chainlink_08_13	32	RD01-05-25-8		Aluminum 6061	0,083 kg
9	Chainlink_09_12	32	RD01-05-25-9		Aluminum 6061	0,082 kg
10	Chainlink_10_11	32	RD01-05-25-10		Aluminum 6061	0,081 kg
11	Joint_Block_V02-01	16	RD01-05-25-11		Aluminum 6061	0,322 kg
12	Joint_Block_V02-02	16	RD01-05-25-12		Aluminum 6061	0,322 kg
13	Joint_Block_V02-03	16	RD01-05-25-13		Aluminum 6061	0,322 kg
14	Joint_Block_V02-04	16	RD01-05-25-14		Aluminum 6061	0,322 kg
15	Joint_Block_V02-05	16	RD01-05-25-15		Aluminum 6061	0,322 kg
16	Joint_Block_V02-06	16	RD01-05-25-16		Aluminum 6061	0,322 kg
17	Joint_Block_V02-07	16	RD01-05-25-17		Aluminum 6061	0,322 kg
18	Joint_Block_V02-08	16	RD01-05-25-18		Aluminum 6061	0,322 kg
19	Joint_Block_V02-09	16	RD01-05-25-19		Aluminum 6061	0,322 kg
20	Joint_Block_V02-10	8	RD01-05-25-20		Aluminum 6061	0,322 kg
21	15_Chain_Bolt_Right_V02	8	RD01-05-25-21	bolt for the last link end	Stainless Steel	0,029 kg
22	20_Chain_Bolt_V02	160	RD01-05-25-22		Stainless Steel	0,034 kg
23	05_25_Pipe_Clamp_V02	168	RD01-05-25-23	connection, chain to pipes	Stainless Steel	0,033 kg
24	Weight_rod_V02-01	16	RD01-05-25-24		Stainless Steel	0,118 kg
25	Weight_rod_V02-02	16	RD01-05-25-25		Stainless Steel	0,139 kg
26	Weight_rod_V02-03	16	RD01-05-25-26		Stainless Steel	0,173 kg
27	Weight_rod_V02-04	16	RD01-05-25-27		Stainless Steel	0,221 kg
28	Weight_rod_V02-05	16	RD01-05-25-28		Stainless Steel	0,282 kg
29	Weight_rod_V02-06	16	RD01-05-25-29		Stainless Steel	0,266 kg
30	Weight_rod_V02-07	16	RD01-05-25-30		Stainless Steel	0,219 kg
31	Weight_rod_V02-08	16	RD01-05-25-31		Stainless Steel	0,185 kg
32	Weight_rod_V02-09	16	RD01-05-25-32		Stainless Steel	0,165 kg
33	Weight_rod_V02-10	8	RD01-05-25-33		Stainless Steel	0,158 kg

34	05_30_Distance_Disc_V02	16	RD01-05-25-34		Stainless Steel	0,013 kg
35	05_Chain_Console_Top_V02	16	RD01-05-25-35	lateral hangers for the chain	Steel	2,737 kg
36	10_Chain_Console_Bottom_V02	16	RD01-05-25-36	is welded to the torque base	Steel	1,127 kg
37	60_Wieght_10kg_V02	152	RD01-05-25-37	alignment weights	Steel	10,151 kg
38	55_Clampingplate_45dg_V02	80	RD01-05-25-38		Steel	0,348 kg
39	50_Clampingplate_0dg_V02	72	RD01-05-25-39		Steel	0,301 kg
40	30_Rod_Clamp_V02	152	RD01-05-25-40		Steel	0,088 kg
41	05_Supportpipe_V02	40	RD01-05-25-41		Aluminum 6061	4,883 kg
42	10_Supportpipe_middle_1_3_V02	2	RD01-05-25-42		Aluminum 6061	3,215 kg
43	15_Supportpipe_middle_2_V02	1	RD01-05-25-43		Aluminum 6061	3,828 kg
44	25_Reflector_Sheet_V02	9	RD01-05-25-44	sheet unit, already riveted	Aluminum 6061	47,086 kg
45	65_Sheet_clampingelement_V02	210	RD01-05-25-45	conn., supportpipe to sheet	Stainless Steel	0,033 kg

Tabelle 4: Stückliste mit allen Einzelteilen

9.2.3 Normteil-Stückliste

Item	Part Name	QTY	Part Number	Description	Designation
46	Reaining Ring	168	RD01-05-25-46	for the chain bolt	DIN 471 - 10 x 1
47	Nut	210	RD01-05-25-47	for the sheet clampingelement	ISO 4032 - M6 - A2-70
48	Washer	210	RD01-05-25-48	for the sheet clampingelement	ISO 7092-6-200 HV-A2
49	Hexagonal Bolt	304	RD01-05-25-49	for the clamp	ISO 4017 - M6 x 30 - 8.8
50	Nut	304	RD01-05-25-50	for the clamp	ISO 4032 - M6 - 8
51	Washer	304	RD01-05-25-51	for the clamp	ISO 7092-6-200 HV-A2
52	Hexagonal Bolt	64	RD01-05-25-52	for the console	ISO 4017 - M10 x 35 - 8.8
53	Nut	64	RD01-05-25-53	for the console	ISO 4032 - M10 - 8
54	Washer	64	RD01-05-25-54	for the console	ISO 7092-10-200 HV
55	Straight Pin	32	RD01-05-25-55	for the console	ISO 2338 - 4 m6 x 20

Tabelle 5: Stückliste mit den benötigten Normteilen

10 Quellenverzeichnis

10.1 Literaturverzeichnis

Fischer Ulrich, Gomeringer Roland, Heinzler Max: Tabellenbuch Metall, Ausgabe für Österreich, 43. Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2006

Haberhauer Horst, Bodenstein Ferdinand: Maschinenelemente, „Gestaltung, Berechnung Anwendung“, 16. Auflage, Springer-Verlag, Heidelberg, 2011

Matthias Günther: Energieeffizienz durch erneuerbare Energien, Springer-Verlag, Heidelberg, 2015

Merziger Gerhard, Wirth Thomas: Repetitorium der höheren Mathematik, Binomi, Hannover, 2006

Schabbach Thomas, Leibbrandt Pascal: Solarthermie, Wie Sonne zu Wärme wird, Springer-Verlag, Heidelberg, 2014

Steger Hans G., Sieghart Johann, Gaulninger Erhard: Technische Mechanik 2, „Festigkeitslehre, Kinematik, Kinetik, Hydromechanik“, 5. Auflage, Verlag Hölder – Pichler – Tempsky, Wien, 2008

Steger Hans G., Sieghart Johann, Gaulninger Erhard: Technische Mechanik, „Statik, Reibung, Festigkeitslehre“, 4. Auflage, öbvhpt Verlagsgesellschaft mbH. & Co.KG, Wien, 2006

Valtinat Günther: Aluminium im Konstruktiven Ingenieurbau, John Wiley & Sons, Berlin, 2003

Watter Holger: Regenerative Energiesysteme, „Grundlagen, Systemtechnik und Analysen ausgeführter Beispiele nachhaltiger Energiesysteme, 4. Auflage, Springer Fachmedien, Wiesbaden 2015

10.2 Sonstige Quellen

Katrin Susanne Vos: Quantitative Risiko- und Marktanalyse für ein Projekt im Bereich erneuerbare Energien, Diplomarbeit, TU Wien, Wien 2015

Mack Werner: Mechanik 1, Technische Universität Wien, Institut für Mechanik und Mechatronik, 2010

Monetti David: Konstruktion und Aufbau eines Prototypen einer Parabolspiegelanlage, Diplomarbeit, TU Wien, Wien, 2017

Patenschrift AT 513454 B1 2014-07-15: Parabolrinnenkollektor mit verstellbaren Parameter, Österreichisches Patentamt, 2014

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Wechselwirkung von Strahlung und Materie (Schabbach, Leibbrandt, 2014) 3
Abbildung 2: Definition der Parabel (Merziger, Wirth, 2006) 5
Abbildung 3: Seil-Parabel 6
Abbildung 4: Einfluss des Eigengewichts auf die Kettenlinie 7
Abbildung 5: Konstruktion mit Seilsystem (Solabolic, 2016) 8
Abbildung 6: Kette mit konstanten horizontalen Abständen dx und konstanten Massen F_M 12
Abbildung 7: Kette mit konstanter Kettengliedlänge und variablen Massen F_M 12
Abbildung 8: Flowchart des Matlab Programms 17
Abbildung 9: Freigemachtes Kettenglied mit gegebener Gewichtskraft F_{Mn} 20
Abbildung 10: Freigemachtes Kettenglied mit variabler und zu berechnender Gewichtskraft F_{Mn} 24
Abbildung 11: Kette mit konstanten horizontalen Abständen dx und konstanten Massen F_M 27
Abbildung 12: Kette mit konstanter Kettengliedlänge und variablen Massen F_M 28
Abbildung 13: Simulation der Kettenlinie mit ungleichlangen Kettengliedern, ohne Dehnung 29
Abbildung 14: Simulation der Kettenlinie mit ungleichlangen Kettengliedern, mit Dehnung 30
Abbildung 15: Simulation der Kettenlinie mit gleichlangen Kettengliedern, ohne Dehnung 31
Abbildung 16: Simulation der Kettenlinie mit gleichlangen Kettengliedern, mit Dehnung 31
Abbildung 17: mittlere Abweichung dR der Gelenkpunkte, Aluminium, Kettenquerschnitt 80 mm² .. 34
Abbildung 18: mittlere Abweichung dR der Gelenkpunkte, Stahl, Kettenquerschnitt 40 mm² 34
Abbildung 19: Elemente des Parabolspiegel-Moduls 37
Abbildung 20: Aufbau der Kette, Schnitt-Ansicht von oben 39
Abbildung 21: Aufbau der Kette, seitliche Ansicht eines Kettengelenks 39
Abbildung 22: Abspannung des Kettensystems 40
Abbildung 23: Aufhängung der Kette an der Unterkonstruktion 41
Abbildung 24: Verbindung, Konsole zu Spiegelfläche 42
Abbildung 25: Verbindung, Kette zu Spiegelfläche 42
Abbildung 26: Korrektur des Höhenunterschieds aufgrund der Steigung der Parabel 43
Abbildung 27: Konstruktion der Spiegelelemente, Querschnitt 44
Abbildung 28: Konstruktion der Spiegelelemente, Langloch zur Montage 44
Abbildung 29: Konstruktion der Spiegelelemente, Spiegelfläche 45
Abbildung 30: Skizze zur Beurteilung der Lochleibung 46
Abbildung 31: Skizze des Kettenglieds zur Festigkeitsbeurteilung 47
Abbildung 32: Skizze zur Berechnung des Klemmsystems 49
Abbildung 33: Berechnung der zulässigen Knickkraft, Belastungsfall 50

12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Kettengliedlängen 35
Tabelle 2: Dehnung der Kettenglieder 36
Tabelle 3: Stückliste nach Baugruppen strukturiert 56
Tabelle 4: Stückliste mit allen Einzelteilen 58
Tabelle 5: Stückliste mit den benötigten Normteilen 58