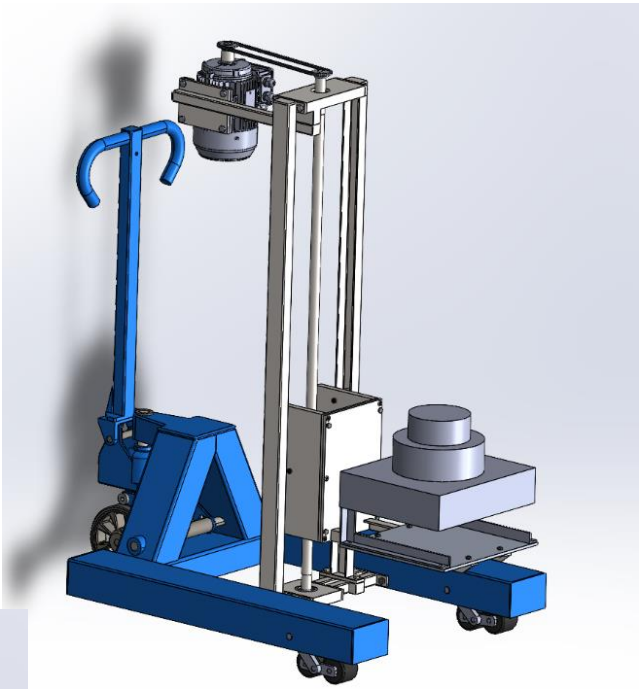
Entwicklung einer Hebevorrichtung für ein Drehschweisstisch

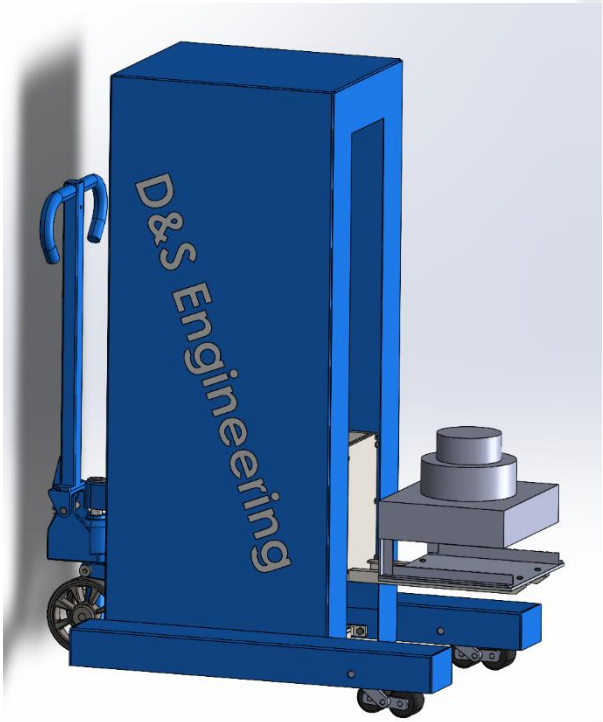
Schweizerische Fachschule
TEKO

Diplomarbeit 2024

Studiengang: Dipl. Techniker/in HF-Maschinenbau

Schweizerische Fachschule Zürich TEKO





Autoren: Ermal Deskaj
Lino Siegenthaler

Klasse: Z-TMA-21-T-a
Diplomcoach: Peter Müller
Diplomexperte: Anil Durmaz

1 Inhaltsverzeichnis

Inhalt

1 INHALTSVERZEICHNIS 2
2 ABBILDUNGSVERZEICHNIS 4
3 MANAGEMENT SUMMARY 5
4 AUFGABENSTELLUNG – ZIELDEFINITION 6
4.1 ZIELE 6
5 TERMINPLAN 7
5.1 PROJEKTRISIKEN 7
6 RECHERCHE VON BEREITS BESTEHENDEN LÖSUNGEN 8
6.1 VARIANTE 1 8
6.1.1 Funktion 9
6.2 VARIANTE 2 9
6.3 VARIANTE 3 11
6.3.1 Variante 3.1 12
7 EIGENE IDEEN 13
7.1 HEBESYSTEM 13
7.1.1 Variante 1.1 13
7.1.2 Variante 1.2 14
7.1.3 Variante 1.3 15
7.2 MOBILITÄT 16
7.2.1 Variante 2.1 16
7.2.2 Variante 2.2 17
7.2.3 Variante 2.3 18
7.3 ARRETIERUNG 19
7.3.1 Variante 3.1 19
7.3.2 Variante 3.2 20
7.3.3 Variante 3.3 21
8 MORPHOLOGISCHER KASTEN 22
9 FERTIGE LÖSUNG DER HEBEVORRICHTUNG 24
9.1 SPINDEL UND ANTRIEB 24
9.2 SCHLITTEN MIT MUTTER 25
9.3 LAGERFÜHRUNG UND UNTERBAU 26
9.4 HEBESYSTEM 26
10 LASTEN- UND PFLICHTENHEFT 27
10.1 ADMINISTRATIVES 27
10.1.1 Version 27
10.1.2 Geheimhaltung 27
10.2 IST-ZUSTAND 27
10.3 ZIELDEFINITION 28
10.4 ZWECK UND EINSATZ 28
10.5 MUSS-ZIELE 28
10.6 DOKUMENTATION 30
11 BERECHNUNGEN UND ENTWICKLUNG 30
11.1 SPINDELBERECHNUNG 30

11.1.1 Werkstoff der Spindel 30
11.1.2 Oberflächenbehandlung der Spindel 31
11.1.3 Nachprüfung auf Knickung 37
11.1.4 Nachprüfung des Muttergewindes (Führungsgewinde) 39
11.1.5 Selbsthemmung 40
11.2 KETTENGETRIEBE 41
11.2.1 Bestimmung der Drehzahl 41
11.2.2 Berechnung der Leistung 41
11.2.3 Auswahl der Ketten 42
11.3 AUFLAGEKRÄFTE 46
11.4 PASSFEDER 48
11.5 LAGER 50
11.5.1 Lager D und C 50
11.5.2 Lager A und B 53
11.6 SCHRAUBENVERBINDUNG 53
11.6.1 Vorwahl der Schraube 53
11.6.2 Schraubendimensionen 54
11.6.3 Elastische Nachgiebigkeit der Schraube 55
11.6.4 Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile 56
11.6.5 Berechnung der Setzkraft 56
11.7 NACHKORREKTUR DER SCHRAUBE 57
11.7.1 Vorwahl der Schraube 57
11.7.2 Schraubendimensionen 57
11.7.3 Elastische Nachgiebigkeit der Schraube 58
11.7.4 Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile 59
11.7.5 Berechnung der Setzkraft 59

12 KONTROLLE DER ZIELERREICHUNG 60

13 UNSERE PERSÖNLICHE MEINUNG ZUR KÜNSTLICHEN INTELLIGENZ 61

13.1 MEINUNG VON ERMAL DESKAJ 61
13.2 MEINUNG VON LINO SIEGENTHALER 62

14 GRUPPENARBEIT 63

15 REFLEXION – LEESONS LEARNED 64

15.1 REFLEXION – ERMAL DESKAJ 64
15.2 DANKSAGUNG ERMAL DESKAJ 64
15.3 REFLEXION – LINO SIEGENTHALER 65
15.4 DANKSAGUNG LINO SIEGENTHALER 65

16 EIGENSTÄNDIGKEITSERKLÄRUNG 66

17 QUELLENVERZEICHNIS 67

18 LITERATURVERZEICHNIS 68

19 ANHANG 69

2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Terminplan aus der Excel-Liste 7
Abbildung 2: Die Lösung der Petec GmbH 8
Abbildung 3: Mobiler Hubtisch der Manutan GmbH 9
Abbildung 4: Die klassische Scheren-Hebebühne (mit pneumatischem Betrieb) 11
Abbildung 5: Hubroller zur Gewährleistung einer mobilen Scheren-Hebebühne 12
Abbildung 6: Eigenskizze 13
Abbildung 7: Eigenskizze 14
Abbildung 8: Eigenskizze 15
Abbildung 9: Eigenskizze 16
Abbildung 10: Eigenskizze 17
Abbildung 11: Eigenskizze 18
Abbildung 12: Eigenskizze 19
Abbildung 13: Eigenskizze 20
Abbildung 14: Eigenskizze 21
Abbildung 16: Nutzwertanalyse in Excel erstellt 23
Abbildung 15: Präferenzmatrix in Excel erstellt 23
Abbildung 18: Die fertige Lösung mit Blechabdeckung 24
Abbildung 17: Die fertige Lösung ohne Blechabdeckung 24
Abbildung 19: E-Motor mit Kette und Spindel 24
Abbildung 20: Spindel und Antrieb 24
Abbildung 21: Schlitten mit Flansch für Drehtisch 25
Abbildung 22: Schlitten mit Mutter 25
Abbildung 23: Lagerführung und Unterbau 26
Abbildung 24: Hebesystem mit ausgefahrenen Rollen 26
Abbildung 25: Hebesystem mit eingefahrenen Rollen 26
Abbildung 26: Ist-Zustand bei der Stutz Mechanik GmbH 27
Abbildung 27: Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau (unlegierte Baustähle) 31
Abbildung 28: Knickfälle bei Bewegungsschrauben (spindeln) 32
Abbildung 29: Metrisches ISO-Trapezgewinde nach DIN 103 33
Abbildung 30: Die Beanspruchungsfälle bei der Nachprüfung auf Festigkeit (S281) 33
Abbildung 31: Ablaufplan zur Festigkeitsberechnung von Bewegungsschrauben 36
Abbildung 32: Ablaufplan 8-7 zur Stabilitätsberechnung von Bewegungsschrauben 37
Abbildung 33: Richtwerte für die zulässige Flächenpressung (pzul) 39
Abbildung 34: Reibungszahlen (Anhaltswerte für den Maschinenbau), TB 4-1 40
Abbildung 35: Kette mit Kettenrad 41
Abbildung 36: Betriebsfaktor für Kettengetriebe 43
Abbildung 37: Das Leistungsdiagramm für die Auswahl der Einfach-Rollenkette 44
Abbildung 38: Schmierbereiche nach DIN ISO 10823 45
Abbildung 39: Handskizze der Auflagekräfte 46
Abbildung 40: Handskizze der korrigierten Version 47
Abbildung 41: Angaben der Passfederverbindung 49
Abbildung 42: Lebensdauerwerte der Lager 50
Abbildung 43: Tabelle für die dynamische Tragzahl bei Vierpunktlagern 51
Abbildung 44: Masspläne für die Vierpunktlager 51
Abbildung 45: Richtwerte für Axial- und Radialfaktoren 52
Abbildung 46: Richtwerte zur Vorwahl der Schrauben 54
Abbildung 47: Arbeitsplan A 8-2, FB. S.70 55
Abbildung 48: zu wenig Platz für die Mutter 57
Abbildung 49: Reibungszahl im Gewinde (nach Strelow) 58

3 Management Summary

Die vorliegende Diplomarbeit handelt von einer mobilen Hebebühne. Diese Idee stammt von der Firma Stutz Mechanik AG, wird jedoch nicht als Projekt realisiert, sondern dient ausschliesslich als Thema für diese Diplomarbeit. Die Diplomarbeit wurde in einer Gruppe von zwei Personen, namentlich Ermal Deskaj und Lino Siegenthaler, erstellt.

Die Anzahl der Schweissarbeiten an Walzen steigt bei der Stutz Mechanik AG kontinuierlich an. Für diese Arbeit wird ein 3-Backenfutter genutzt, das sich selbstständig mit dem richtigen Vorschub dreht. Allerdings lässt es sich nicht in der Höhe verstellen, weshalb die maximale Länge der Walzen beschränkt ist. Um dieses Problem zu lösen, soll im Rahmen dieser Diplomarbeit eine mobile Hebebühne berechnet und konstruiert werden. In der ersten Sitzung und damit noch vor der Themeneingabe wurde ein Mindmap mit verschiedenen Lösungsmöglichkeiten erstellt. Nachdem ein grober Entscheid getroffen war, wurde das Thema eingereicht.

Die Entscheidung fiel mithilfe eines morphologischen Kastens auf eine Variante, bei der die Höhenverstellung mittels Elektromotors und Kette über ein Trapezgewinde erfolgt. Die Komponenten wurden in SolidWorks modelliert, sodass eine gute Visualisierung möglich war und die Zeichnungen erstellt werden konnten.

Die Spindel, das Lagers und die sonstigen Komponenten wurden berechnet, um sicherzustellen, dass alle Teile die maximale Traglast von 400 kg tragen können. Alle Berechnungen sind dokumentiert und somit gut nachzuvollziehen. Eine Kostenaufstellung wurde aus Zeitgründen nicht gemacht. Der finanzielle Aspekt wurde in der Planung aber dennoch beachtet, indem viele Normteile verwendet werden, um die Kosten möglichst gering zu halten.

4 Aufgabenstellung – Zieldefinition

4.1 Ziele

In der vorliegenden Diplomarbeit werden die während der Ausbildung erlernten Methoden und Kompetenzen angewendet. Dabei werden die rechnerischen Fächer möglichst effizient mit dem Fach Projektmanagement kombiniert, damit das Wissen aus dem Studium bestmöglich genutzt werden kann.

Bei der Eingabe des Themas wurden verschiedene Ziele definiert, damit die vorhandenen Fähigkeiten ausgeschöpft und in Form einer Diplomarbeit gezeigt werden können.

Die Ziele dieser Diplomarbeit sind:

- Zu Beginn des Projektes wird ein Lastenheft erstellt, das während der gesamten Diplomarbeitszeit verfolgen wird, um einen genauen Plan zu haben. Dieses Vorgehen bietet mehrere Vorteile und stellt sicher, dass die wichtigsten Daten von Beginn an bekannt sind.
- Die bestehenden Lösungen werden recherchiert, damit kreative Ideen für das Endprodukt gesammelt werden können. Dieser Teil wird dokumentiert, damit keine Lösungen 1:1 aus der Literatur übernommen werden.
- Um sich anschliessend für eine Idee entscheiden zu können, wird ein morphologischer Kasten erstellt.
- Damit möglichst lange Walzen geschweisst werden können, wird darauf geachtet, dass die Hebebühne möglichst tief abgesenkt werden kann.
- Das Endprodukt muss mobil sein, um es problemlos hin und her bewegen zu können.
- Um das Endprodukt bestmöglich zu visualisieren, wird es auf SolidWorks modelliert. Darüber hinaus werden einfache Zeichnungen erstellt.

Die Ziele der Berechnungen sind:

- Es wird eine Auflagereaktion erstellt und berechnet.
- Auf Basis der Auflagerreaktion werden die benötigten Lager berechnet und ausgesucht.
- Es wird festgelegt, welches Material verwendet wird. Anschliessend werden diverse Berechnungen durchgeführt, um sicherzustellen, dass das gewählte Material den einwirkenden Kräften standhält.
- Da das Kapitel zur Schraubenverbindung anspruchsvoll ist, soll es in dieser Diplomarbeit angewendet werden, um das Thema besser zu verstehen.

5 Terminplan

Bevor das Projekt gestartet ist, wurde ein Zeitplan in Excel erstellt. Dabei wurden die wichtigsten Aufgaben aufgeschrieben und es wurde eingeschätzt, wie viele Stunden voraussichtlich aufgewendet werden müssen. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass bereits im Vorfeld bis ins Detail geplant wird, wann welche Aufgabe erledigt wird. Ferner wurden Meilensteine festgelegt, um die Struktur der Diplomarbeit zu verbessern.

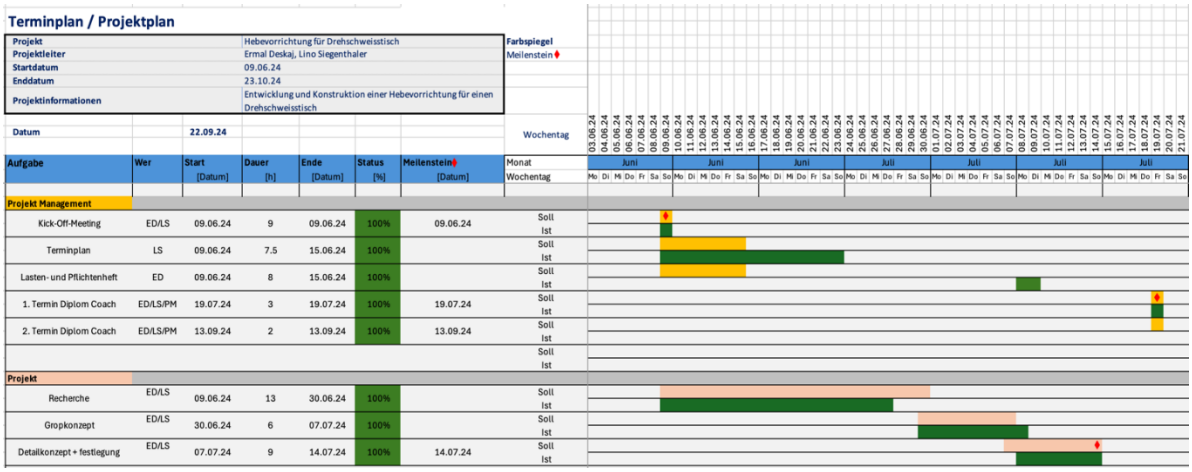


Abbildung 1: Terminplan aus der Excel-Liste

Meilenstein:	***Datum:***
Kick-off-Meeting	09.06.2024
erster Termin – Diplom-Coach	19.07.2024
zweiter Termin – Diplom-Coach	13.09.2024
Detailkonzept festgelegt	14.07.2024
Korrektur	12.10.2024
Abgabe	23.10.2024

Der Zeitplan gibt Auskunft über die Soll-Stunden und bietet damit einen guten Überblick darüber, ob für die nächsten Aufgaben mehr Zeit eingeplant werden muss. Die Stunden wurden gut eingeplant. Dem Zeitplan im Anhang dieser Arbeit sind die genauen Soll- und Ist-Arbeitsstunden zu entnehmen. Der Aufwand wurde zwar einige Male unterschätzt, jedoch konnte diese Diplomarbeit dennoch gemäss Zeitplan fertiggestellt werden.

5.1 Projektrisiken

Da es sich um eine Gruppenarbeit handelt, wurde ein Thema gewählt, das sich dafür eignet, die Fähigkeiten aller Gruppenmitglieder einsetzen zu können. Jedoch ist diese Diplomarbeit wie jedes andere Projekt mit Risiken verbunden. Da die Gruppenmitglieder keine Konstrukteure sind, war es eine Herausforderung, die ausgewählte Variante in SolidWorks zu modellieren und zu zeichnen. Die Berechnungen der Spindel und des Kettenantriebes sowie dessen Schmierung waren neu, weshalb sich die Gruppenmitglieder diese Themen selbst aneignen mussten. Das birgt einerseits Risiken, ist andererseits jedoch auch sehr spannend,

6 Recherche von bereits bestehenden Lösungen

Nach der Freigabe des Themas wurde mit dem Brainstorming begonnen, um möglichst viele Ideen aufzuschreiben. Dabei wurden die verschiedenen Varianten zuerst selbstständig und anschliessend in der Gruppe aufgezählt und miteinander verglichen. Im Internet gibt es viele Lösungen, jedoch ist es das Ziel dieser Diplomarbeit, die passende Lösung möglichst selbstständig und mithilfe der während des Studiums erlernten Methoden zu finden.

6.1 Variante 1

Die untenstehende Lösung ist ein Produkt der Petec GmbH. Die Höhenverstellung erfolgt über einen 230-V-Elektromotor und erreicht eine maximale Höhe von 1150 mm. Der Tisch ist fix montiert, weshalb die Tischfüsse eine Bewegung in Z-Richtung durchführen können. Die Art der Höhenverstellung der Petec GmbH ist patentrechtlich geschützt und kann daher nicht kopiert werden. Dank vier Rollen ist die Lösung mobil. Damit die Rollen Kontakt zum Boden haben, müssen die Tischfüsse komplett eingefahren sein. Diese Lösung ist für die Problemstellung dieser Diplomarbeit unpassend und wird daher nicht weiterverfolgt.



Abbildung 2: Die Lösung der Petec GmbH

6.1.1 Funktion

Die Petec GmbH bietet eine einzigartige Lösung an. Nach Kundenwunsch können mehrere Schubladen dazu bestellt werden, um darin Arbeitsgeräte wie Schutzbrille, Schweisshelm, Schweisszange oder Drahtbürste zu versorgen.

Vorteile:	***Nachteile:***
Die Art der Mobilität ist einfach und klug gewählt, sodass die Lösung problemlos verschoben werden kann.	Die seitliche Erreichbarkeit ist nur bedingt gut.
Die Traglast von 750 kg ist völlig ausreichend.	Die minimale Höhe ist mit 750 mm deutlich zu hoch, weshalb diese Lösung für die Problemstellung dieser Diplomarbeit nicht geeignet ist.
Ein integriertes Schubladensystem ist vorhanden und bietet viel Platz zum Verstauen von Arbeitsgeräten.	

6.2 Variante 2

Bei der zweiten Variante handelt es sich um den mobilen Hubtisch der Manutan GmbH. Dieser wird hydraulisch angetrieben und besitzt eine maximale Traglast von 300 kg. Die Höhenverstellung erfolgt mithilfe eines Fusspedals. Der mobile Hubtisch ähnelt einem Handhubwagen und ist somit eine gute und einfache Lösung. Das Fusspedal muss 38-mal betätigt werden, um die maximale Höhe zu erreichen. Muss die Höhe oft verstellt werden, ist diese Variante nicht optimal, da die Höhenverstellung viel Zeit in Anspruch nimmt.



Abbildung 3: Mobiler Hubtisch der Manutan GmbH

Die Mobilität dieser Variante wird über vier Rollen sichergestellt. Zwar können die hinteren Rollen blockiert werden, allerdings verschiebt sich der Hubtisch bereits bei schwachen Berührungen um einige Millimeter, weshalb eine genaue Schweissnaht nur bedingt möglich ist. Aus diesem Grund ist diese Lösung für die Problemstellung dieser Diplomarbeit zu instabil. Die maximale Höhe beträgt 895 mm und wäre somit ausreichend.

Darüber hinaus ist der Hubtisch nicht von allen Seiten aus erreichbar. Auch aus diesem Grund ist diese Variante nicht geeignet, denn gemäss Lastenheft muss der Schweisser mindestens drei Seiten problemlos erreichen können. Aufgrund der Instabilität und der fehlenden seitlichen Erreichbarkeit wird diese Variante im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter behandelt.

Vorteile:	***Nachteile:***
Die Art der Mobilität ist einfach und klug gewählt. Der Hubtisch kann problemlos verschoben werden.	Der Hubtisch ist von vorne nicht erreichbar.
Die Traglast von 300 kg ist völlig ausreichend.	Die Höhenverstellung erfolgt über ein Fusspedal und nimmt dadurch viel Zeit in Anspruch.
Diese Lösung ist günstig und einfach.	Die Rollen berühren durchgehend den Boden, wodurch die Konstruktion zu instabil ist.
	Es wird eine zusätzliche Platte benötigt, um den Drehtisch zu montieren, wodurch der Zeit- und Ressourcen-Bedarf erhöht ist.

6.3 Variante 3

Als dritte Varianten wurde die klassische Scheren-Hebebühne gewählt. Diese arbeitet mit einem hydraulischen und pneumatischen Antrieb. Sie kann so konstruiert werden, dass die Höhe mithilfe eines Elektromotors verstellt wird. Die maximale Höhe variiert aufgrund der Länge der Streben. Sie kann somit unter Berücksichtigung individueller Bedürfnisse und der Daten gemäss Lasten- und Pflichtenheft konstruiert und hergestellt werden.

Die Scheren-Hebebühne gibt es in verschiedenen Varianten, weshalb das Endprodukt kreativ konstruiert und berechnet werden kann. Im vorliegenden Fall muss die Konstruktion so gewählt sein, dass der Schweisser über einen uneingeschränkten Arbeitsbereich verfügt und von allen Seiten aus arbeiten kann.



Abbildung 4: Die klassische Scheren-Hebebühne (mit pneumatischem Betrieb)

Die Berechnungen konnten mithilfe des im Unterricht behandelten Stoffs durchgeführt werden. Hierbei kamen verschiedene Themen wie die Lagerberechnung zum Einsatz.

Da die minimale und maximale Höhe ein wichtiger Aspekt dieser Diplomarbeit ist, kann die Scheren-Hebebühne problemlos erweitert werden. Die Doppelschere-Funktion erlaubt es, die Höhe zu vergrössern, ohne dabei auf Stabilität oder Mobilität verzichten zu müssen. Die Berechnungen werden dadurch komplizierter, bleiben jedoch machbar.

Die Lösung ist allerdings nicht mobil. Aus diesem Grund wurde nach verschiedenen Varianten gesucht, die es ermöglichen, die Scheren-Hebebühne zu verschieben.

Vorteile:	***Nachteile:***
Mit einer Erweiterung ist die Scheren-Hebebühne mobil.	Die Scheren-Hebebühne benötigt eine zusätzliche Erweiterung, damit sie mobil ist.
Die Traglast von 300 kg ist völlig ausreichend.	Die Lösung entspricht nicht dem HF-Niveau.
Die Höhe ist problemlos einstellbar.	

6.3.1 Variante 3.1

Damit die Scheren-Hebebühne bewegt werden kann, wurde eine Erweiterung mithilfe von Hubrollern grob geplant. Die Hubrollen ermöglichen es, die Hebebühne so zu transportieren, dass sie bestmöglich platziert werden kann.

Die Hubroller werden seitlich an die Scherenhebebühne montiert, sodass sie bei Bedarf mithilfe einer Verlängerungswelle heruntergefahren werden können. Sind die Rollen nicht im Einsatz, ist weder die Zugänglichkeit für den Schweisser noch die Stabilität der Hebebühne eingeschränkt.



Abbildung 5: Hubroller zur Gewährleistung einer mobilen Scheren-Hebebühne

Diese Variante entspricht nicht dem HF-Niveau und wird im Rahmen dieser Arbeit daher nicht weiterverfolgt.

7 Eigene Ideen

7.1 Hebesystem

7.1.1 Variante 1.1

Es wurde eine Variante erarbeitet, mit der die Höhe des Schweisstisches mithilfe eines Hydraulikzylinders verstellt werden kann. Der Hydraulikzylinder fährt hoch und runter, wobei die Kraft mithilfe eines Kettenantriebs über eine Kettenrolle umgelenkt wird. Die Kette zieht dabei einen Schlitten hoch und herunter, an dem wiederum der Schweissdrehtisch befestigt ist.

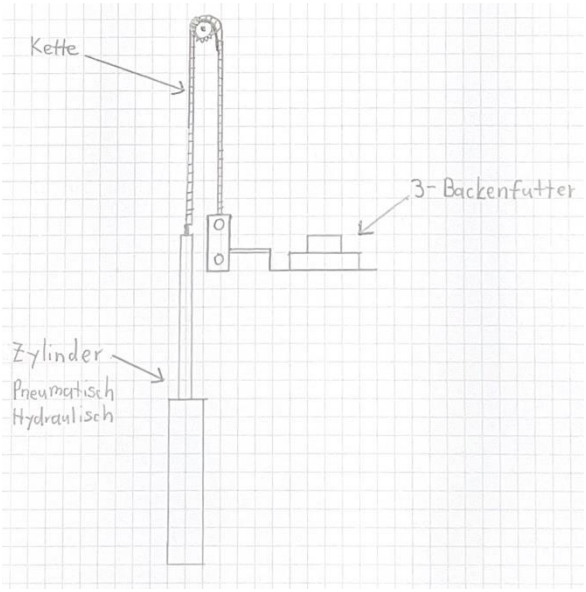


Abbildung 6: Eigenskizze

Fazit
Dieses System ist relativ einfach in der Konstruktion und in der Umsetzung. Es bietet zudem genügend Platz für den Schweisser.

Vorteile:	***Nachteile:***
relativ einfaches System	zusätzlicher Öl-Tank für die Hydraulik könnte zu sperrig sein
bietet genügend Platz für den Schweisser	Sicherheitsbedenken (Reissen der Kette)
kompakte Bauweise	

7.1.2 Variante 1.2

Eine weitere Idee ist es, den Tisch über eine Spindel zu heben. Dabei dreht sich eine gelagerte Spindel um die eigene Achse, um eine Mutter hoch- und herunterzubewegen. Der Drehschweisstisch ist dabei an der Mutter befestigt.

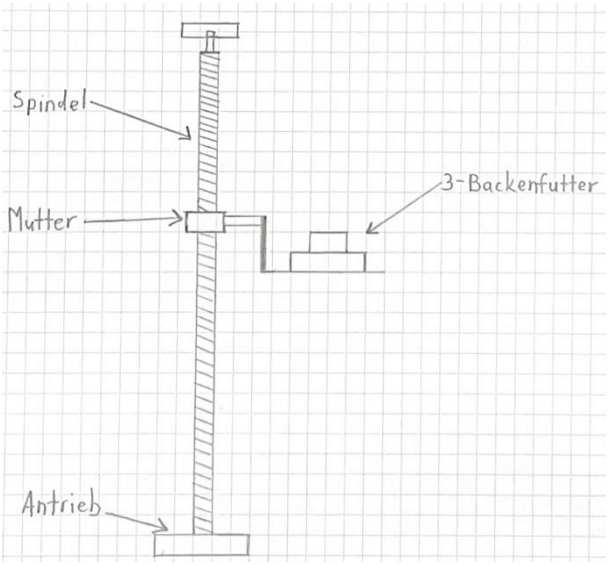


Abbildung 7: Eigenskizze

Fazit

Die Spindel ist ebenfalls eine einfache Lösung, muss allerdings gut gelagert werden. Wenn die Selbsthemmung des Gewindes gross genug ist, ist zudem keine Arretierung notwendig.

Vorteile:	***Nachteile:***
einfaches System	Lagerung der Spindel muss gut gewählt sein
bietet genügend Platz für den Schweisser	
keine Arretierung nötig	

7.1.3 Variante 1.3

Die dritte Variante ist ein System, das mithilfe eins Zahnrades an einer Zahnstange herauf- und herunterfährt und den Drehschweisstisch dabei in seiner Höhe verstellt.
Ein Zahnrad dreht um die eigene Achse. Über eine Zahnstange wird diese Bewegung in die Y-Richtung umgeleitet. Der Schweisstisch wird am Zahnrad befestigt, sodass er in der Höhe verstellt werden kann.

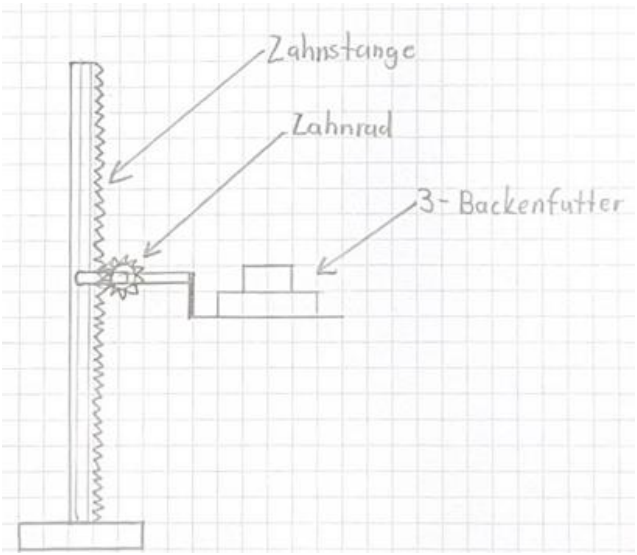


Abbildung 8: Eigenskizze

Fazit
Das System ist eine gute Lösung. Die Befestigung des Zahnrads an der Zahnstange und die Gestaltung der Arretierung sind allerdings Herausforderungen, die es noch zu bewältigen gilt.

Vorteile:	***Nachteile:***
Die Zahnstange hält hohen Belastungen stand.	Die Kraft, die das Zahnrad im Stillstand aufnimmt, muss ein Arretiersystem oder der antreibende Motor aufnehmen.
Es ist eine kompakte Bauweise.	Die Verbindungen zwischen dem Zahnrad zum Motor und zum Drehschweisstisch könnte kompliziert sein.

7.2 Mobilität

7.2.1 Variante 2.1

Die erste Variante zur Sicherstellung der Mobilität sind höhenverstellbare Rollen. Diese könnten für den guten Stand hochgefahren und das Gewicht auf den dafür vorgesehenen Auflageflächen platziert werden. Um den Schweisstisch auf die Rollen zu bringen, kann mit dem Fuss genügend Kraft auf ein Umlenksystem aufgebracht werden, sodass die Rollen nach unten drücken. Wenn der Schweisstisch auf den Rollen steht, wird er arretiert und ist somit mobil.

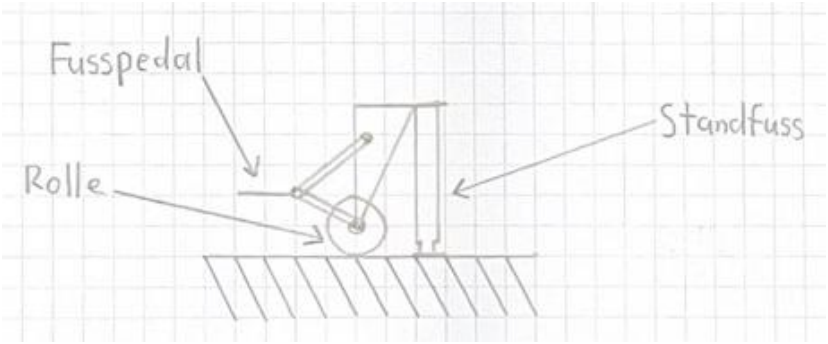


Abbildung 9: Eigenskizze

Fazit
Dank den Rollen kann der Schweisstisch von einer Person allein hoch- und heruntergelassen werden. Allerding ist es möglich, dass grosse Kräfte aufgewendet werden müssen, um das gesamte Gewicht mit dem Fuss zu heben. In diesem Fall ist allenfalls ein Hebel-System notwendig.

Vorteile:	***Nachteile:***
gutes Handling	Die Kraft, die mit dem Fuss aufgebracht werden muss, ist unter Umständen sehr hoch.
kompakte Bauweise	Die Konstruktion ist etwas kompliziert, da die Kraft, die mit dem Fuss aufgebracht werden muss, um die Hebelkräfte zu erhöhen, gross ist.
Für die Realisierung könnten Rollen verwendet werden, die schon auf dem Markt sind.	

7.2.2 Variante 2.2

Die zweite Lösung ist auf einem Rundgang durch die Werkstatt entstanden. Es stand die Frage im Raum, weshalb nicht einfach das gleiche Hebesystem eingesetzt werden sollte wie bei einem Handhubwagen. Denn es wäre möglich, mit dem Arm Druck auf die Hydraulik aufzubringen und den Schweisstisch damit anzuheben. Wie bei einem Handhubwagen kann der Handhebel dazu eingesetzt werden, um die Rollen zu lenken. Beim Absenken kann das Gewicht auf die Füsse gestellt werden.

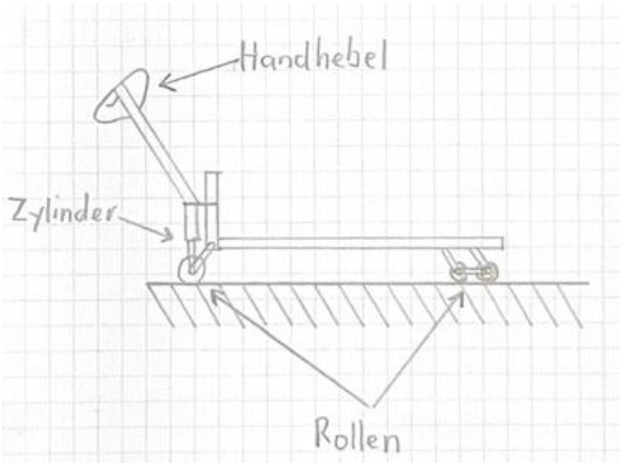


Abbildung 10: Eigenskizze

Fazit
Das System ist altbewährt, robust und mit einem Lieferanten gut zu realisieren.

Vorteile:	***Nachteile:***
gutes Handling	Für die Realisierung braucht es einen Partner, der das System zuliefern kann. Eine Eigenentwicklung wäre sehr aufwändig.
robust, kann hohes Gewicht anheben	Das System braucht für den Handhebel etwas mehr Platz.
trotz hoher Belastung gut zu manövrieren	

7.2.3 Variante 2.3

Die Inspiration für diese Lösung kam aus der Automobilindustrie. Lastwagen, Busse und die Tuning-Szene benutzen pneumatisch aufblasbare Balken, um Fahrwerke in ihrer Höhe zu verstellen. Der Schweisstisch steht auf Rollen, um mobil zu sein. Ist der Schweisstisch platziert, können Balken aufgeblasen werden, wobei der Schweisstisch auf den Balken stabil stehen bleibt.

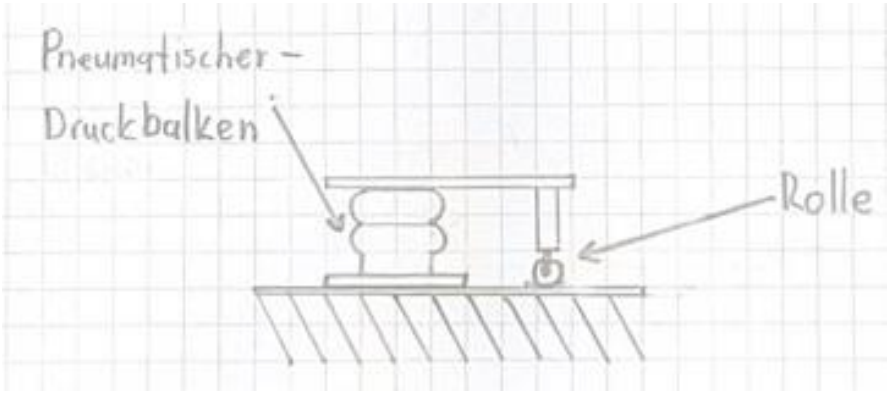


Abbildung 11: Eigenskizze

Fazit

Dieses System ist sehr einfach. Zudem ist es möglich, bei einem Lieferanten alle Teile einzukaufen.

Vorteile:	***Nachteile:***
gute Möglichkeit, um die Idee zu realisieren	Die Balken – und damit auch der Schweisstisch – könnten bei Querkräften labil sein.
robust und kann ein hohes Gewicht anheben	Die Balken, der Kompressor und der Luft-Tank brauchen sehr viel Platz.
trotz hoher Belastung gut zu manövrieren	

7.3 Arretierung

7.3.1 Variante 3.1

Die Arretierung ist für die Sicherheit der Hebesysteme sehr wichtig. Dabei fährt ein Haken über eine Zahnstange, der durch die schräge Verzahnung nicht einhackt. Wird die Richtung der Bewegungen um 180° gedreht, hängt der Haken ein und das System ist somit arretiert. Um die Arretierung zu lösen, muss das System etwas angehoben und der Haken über die Zähne ausgefahren werden.

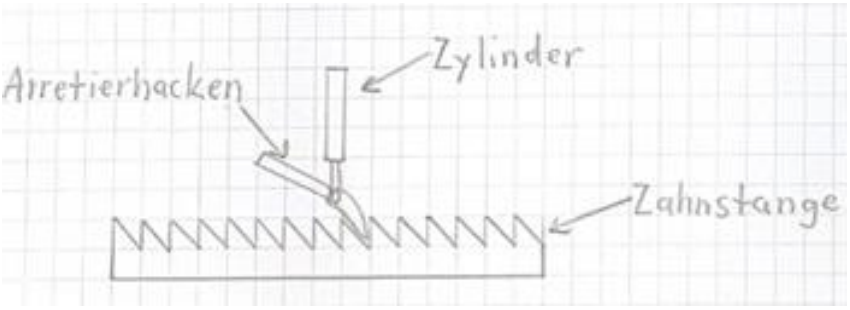


Abbildung 12: Eigenskizze

Fazit
Das System wirkt simpel. Wie der Haken allerdings beweglich gemacht wird, ist noch unklar.

Vorteile:	***Nachteile:***
einfach und bewährt	Das Ausfahren des Hakens muss bei einem Entscheid für das System noch genau geplant werden und könnte aufwendig sein.
auf allen Systemen anwendbar	

7.3.2 Variante 3.2

Die Arretierung erfolgt über eine Verzahnung auf zwei Scheiben, die ineinandergreifen. Die eine Scheibe wird am Schweisstisch fix befestigt und kann sich nicht um die eigene Achse drehen, während sich die andere Schreibe um die eigene Achse dreht. Muss das System arretiert werden, verhängen sich die beiden Verzahnungen ineinander und das gesamte Drehmoment wird an die fixmontierte Scheibe übertragen. Um die Arretierung zu lösen, können die beiden Scheiben über eine Druckfeder auseinandergedrückt werden, wodurch die bewegliche Scheibe wieder frei drehbar ist.

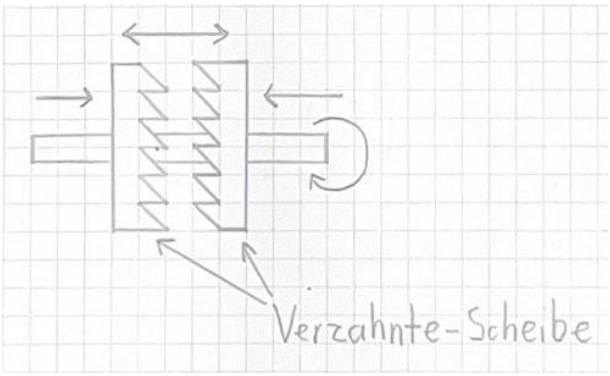


Abbildung 13: Eigenskizze

Fazit

Diese Form der Arretierung ist zwar eine schöne Lösung, die die Gruppe stolz macht, allerdings sind die Kräfte im System schwer zu berechnen.

Vorteile:	***Nachteile:***
einfach und bewährt	schwierig so zu konstruieren, dass es einwandfrei funktioniert
kompakte, integrierte Bauweise	nicht auf allen Systemen anwendbar

7.3.3 Variante 3.3

Die letzte Form der Arretierung ist eine einfache hydraulische Kolbenbremse. Mithilfe der Hydraulik drücken die Kolben den Bremsbelag auf eine Bremsscheibe, wodurch das Hebesystem arretiert.

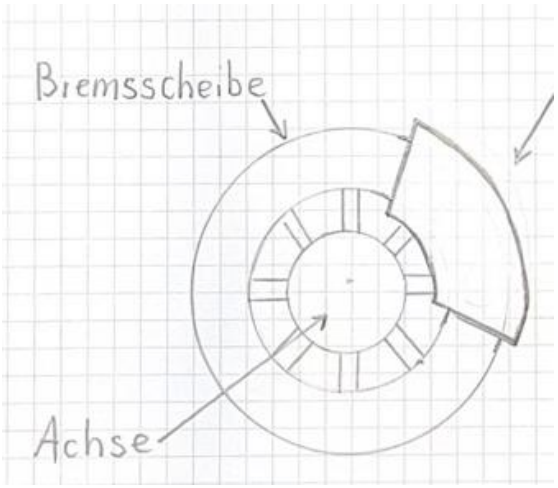


Abbildung 14: Eigenskizze

Fazit

Diese Lösung kann mit einem geeigneten Lieferanten einfach und kostengünstig realisiert werden.

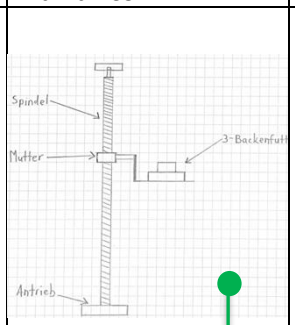
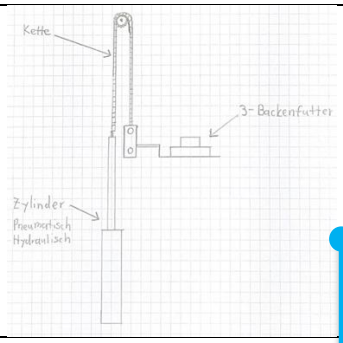
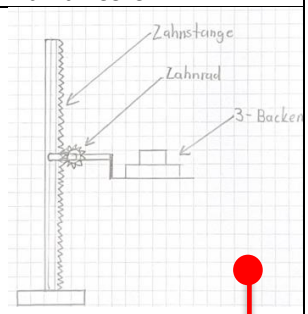
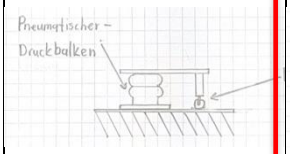
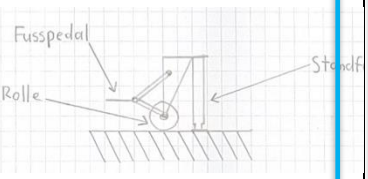
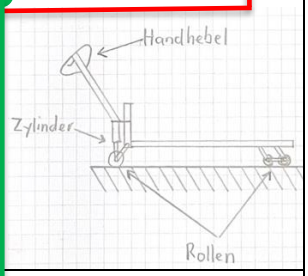
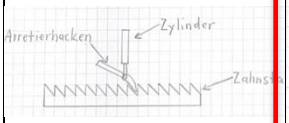
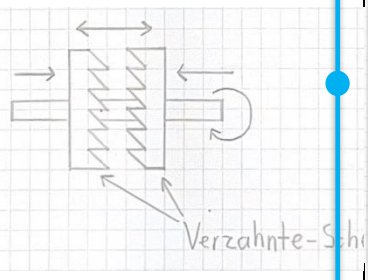
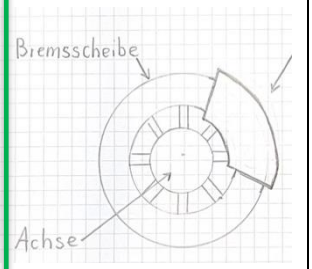
Vorteile:	***Nachteile:***
stufenlose Arretierung	Bei einem Druckverlust der Hydraulik ist das System nicht mehr sicher.
einfache Realisierung	

8 Morphologischer Kasten

Um die verschiedenen Lösungsansätze effizient zu bewerten, wurde ein morphologischer Kasten erstellt. Dieser ermöglichte eine systematische Analyse der Hauptkategorien.

Zu Beginn wurde der morphologische Kasten in die vier nachfolgenden Hauptkategorien unterteilt, die die wichtigsten Aspekte des Projekts abdecken, namentlich Hebetechnik, Betätigungsart, Arretiersystem und Mobilität.

Anschliessend wurden alle Lösungsvarianten miteinander verglichen und die besten vier ermittelt.

	Variante 1:	***Variante 2:***	***Variante 3:***
Hebetechnik			
Arretiersystem			
Mobilität			
Antrieb	pneumatisch	hydraulisch	elektrisch

Der morphologische Kasten ergab drei Varianten. Anschliessend wurde mithilfe einer Präferenzmatrix und Nutzwertanalyse die am besten geeignete Variante herausgefiltert. Für eine systematische Entscheidung wurden dabei verschiedene Kriterien berücksichtigt und miteinander verglichen.

Präferenzmatrix

für das Projekt **Hebesystem**

Gewicht	Rang-folge	Anzahl Nen-nungen		**Kriterien**
20	3	3	a	Umsetzbarkeit
33.33333333	1	5	b	Sicherheit
6.666666667	5	1	c	Kompaktheit
0	6	0	d	Herstellungskosten (Schätzung)
13.33333333	4	2	e	Wartungsfreundlichkeit
26.66666667	2	4	f	Beinfreiheit

b						
b	a					
c	b	a				
e	b	b	f			
e	f					
f	f					

Abbildung 16: Präferenzmatrix in Excel erstellt

Anhand der nachfolgenden Präferenzmatrix zeigt sich, dass das wichtigste Kriterium die Sicherheit ist.
Anschliessend wurden die Kriterien sowie deren Gewichtungen auf die Nutzwertanalyse übertragen, um herauslesen zu können, welche Variante entscheidend ist.
In der oberen Abbildung sind die Bewertungen dargestellt. Anhand der Summe der Punkte wurde festgestellt, dass die erste Variante, die am besten geeignete Lösung ist.

Lösung / **Ziele**	Gewichtung	Variante 1		Variante 2		Variante 3	
		Bewertung	Punkte	Bewertung	Punkte	Bewertung	Punkte
Umsetzbarkeit	20.00	3	60.00	3	60.00	3	60.00
Sicherheit	33.33	3	100.00	3	100.00	3	100.00
Kompaktheit	6.67	4	26.67	2	13.33	3	20.00
Herstellungskosten (Schätzung)	0.00	3	0.00	3	0.00	3	0.00
Wartungsfreundlichkeit	13.33	3	40.00	3	40.00	3	40.00
Beinfreiheit	26.67	3	80.00	3	80.00	3	80.00
0							
Summe	**100**		**306.67**		**293.33**		**300.00**
Rang			**1**		**3**		**2**

Diese Gewichtung übernimmt man aus der Präferanzmatrix.

Legende:
Gewichtung: aus Präferenzmatrix abgeleitet
Bewertung: 5

Bewrtungsmassstab:
1= Nicht brauchbar
2= Erwartungen nicht erfüllt
3= Erwartungen erfüllt
4= Übertrifft die Erwartungen
5= Übertrifft die Erwartungen im Höchsten

Abbildung 15: Nutzwertanalyse in Excel erstellt

9 Fertige Lösung der Hebevorrichtung

Nachfolgend wird die fertige Hebevorrichtungslösung anhand eines CAD-Modells, das im Programm SolidWorks gezeichnet wurde, veranschaulicht. Zur besseren Visualisierung wurde der Drehschweisstisch ebenfalls modelliert und auf die Hebevorrichtung geflanscht. Die Blechabdeckung wurde vereinfacht gestaltet. Schliesslich wurde ein Logo kreiert.

9.1 Spindel und Antrieb

Drehschweisstisch zur Veranschaulichung

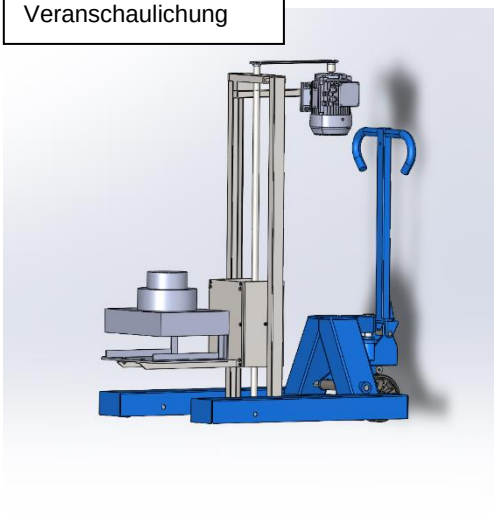


Abbildung 17: Die fertige Lösung mit Blechabdeckung

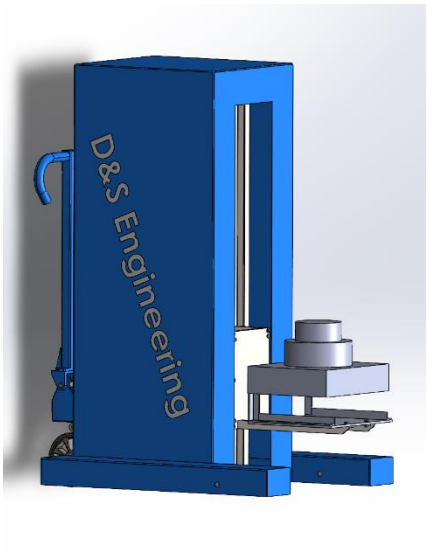


Abbildung 18: Die fertige Lösung ohne Blechabdeckung

Die Spindel wird mit einem Los und einem Festlager gelagert und dient zur Überwindung der Steigung. Ein Elektromotor betreibt das Kettengetriebe, das sein Drehmoment wiederum auf die Spindel überträgt. Weil SolidWorks sehr viel Rechenleistung braucht, wurden das Trapezgewinde M28 und die Kette nicht komplett gezeichnet.



Abbildung 19: E-Motor mit Kette und Spindel



Abbildung 20: Spindel und Antrieb

9.2 Schlitten mit Mutter

Der Schlitten dient zur Übertragung sämtlicher Kräfte. Der Drehschweisstisch wird am Schlitten befestigt. Über die Lager werden die Kräfte auf die seitlichen Führungen übertragen. Das Drehmoment wird über die Mutter, die im Zentrum des Schlittens befestigt ist, auf den Schlitten übertragen, der auf diese Weise hoch- und heruntergefahren wird. Die einzelnen Bleche des Schlittens und die Lagerbefestigung werden mit Schulterpassschrauben befestigt. So kann die Montage mit einer der Stiftverbindung gleichwertigen Genauigkeit gewährleistet werden. Ferner ist die Montage einfacher und in kürzerer Zeit realisierbar. Die Schulterpassschrauben nehmen die hohen Scherkräfte, die auf das System einwirken, ebenfalls auf.

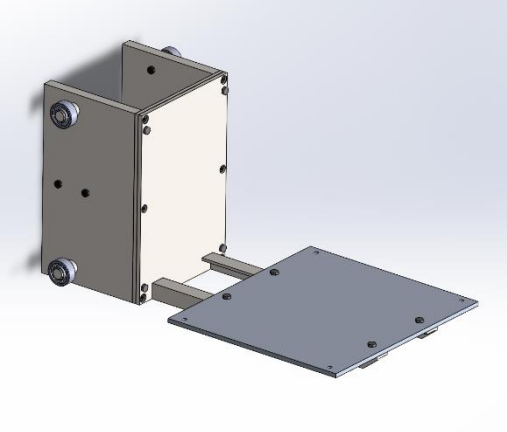


Abbildung 21: Schlitten mit Flansch für Drehtisch

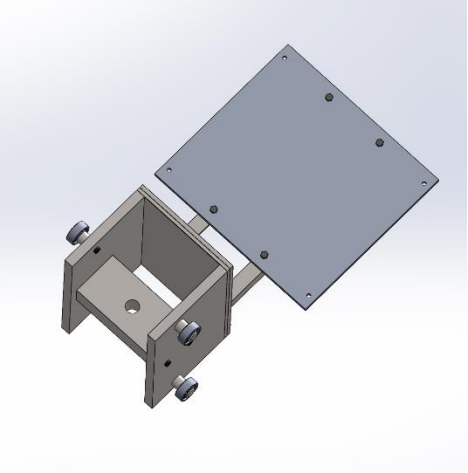


Abbildung 22: Schlitten mit Mutter

Aufgrund der verwendeten SolidWorks-Version war es nicht möglich, das Trapezgewinde der Mutter darzustellen.

9.3 Lagerführung und Unterbau

Die Lager, die die Spindel lagern, werden über einfache Presspassungen auf die Platten montiert. Diese wiederum werden über einfache Verschraubungen ausgerichtet und am Hebesystem montiert. Angefertigte U-Profile gewährleisten die Lagerführung des Schlittens und nehmen die Kräfte auf. Die Lagerführung ist dabei – wie diejenige des unteren Spindellagers – auf den Unterbau ausgerichtet und wird verschraubt. Der Unterbau wird wiederum am Hebesystem befestigt, um so eine stabile und qualitativ hochwertige Befestigung zu gewährleisten.

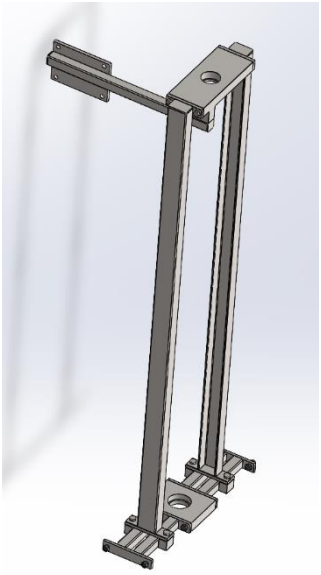


Abbildung 23: Lagerführung und Unterbau

9.4 Hebesystem

Das Hebesystem funktioniert wie dasjenige eines Handhubwagens. Die Rollen werden durch die Pumpbewegung des Steuerarms über ein Hydrauliksystem hochgefahren. Über den Steuerarm kann das System manövriert werden. Wenn der Hydraulikdruck über den Entlastungshebel entweicht, senkt sich das System ab, bis es auf den seitlichen U-Profilen aufliegt, auf denen die Rollen befestigt sind. Auf diese Weise ist ein stabiler Stand während der Schweissarbeiten gewährleistet.



Abbildung 25: Hebesystem mit eingefahrenen Rollen



Abbildung 24: Hebesystem mit ausgefahrenen Rollen

10 Lasten- und Pflichtenheft

10.1 Administratives

10.1.1 Version

Revision	Datum	Verantwortlich	Beschreibung
1	11.07.2024	Ermal Deskaj und Lino Siegenthaler	Das Lastenheft wurde in Absprache mit den beiden Diplomanden erstellt und ist bis auf Weiteres aktuell.

10.1.2 Geheimhaltung

Die Zeichnungen und detaillierten Darstellungen dürfen nur in Absprache mit Ermal Deskaj und Lino Siegenthaler weitergegeben werden. Auftragnehmer sind angehalten, die Anfrage diskret zu behandeln.

10.2 Ist-Zustand

Bei der Stutz Mechanik AG ist die Anzahl Schweissaufträge in den letzten Jahren stetig gestiegen. Die Mitarbeiter haben auf einem nicht verstellbaren Schweisstisch geschweisst, auf den das 3-Backenfutter gespannt wurde. Die jetzige Konstruktion erlaubt keine Bewegung in Z-Richtung, weshalb lange Wellen schlecht, bis gar nicht geschweisst werden können. Der Schweisstisch ermöglicht dafür eine Bewegung in B-Richtung. Diese kann in der Theorie praktisch sein, wird in der Praxis von den Mitarbeitern jedoch nur selten genutzt.



Abbildung 26: Ist-Zustand bei der Stutz Mechanik GmbH

Die jetzige Konstruktion verfügt über eine eingeschränkte Mobilität, denn das 3-Backenfutter und der Tisch wiegen gemeinsam etwa 250 kg. Um die Vorrichtung an einen anderen Ort zu transportieren, werden daher mehrere Mitarbeiter benötigt.

Da bisher nur wenig geschweisst wurde, war diese Konstruktion ausreichend. Für das Schweissen längerer Walzen musste eine andere Lösung gesucht werden, weil sich der Drehschweisstisch nicht dafür eignete, lange Walzen zu schweissen. Aufgrund der steigenden Stückzahl ist das Schweissen mit der jetzigen Konstruktion für den Mitarbeiter nicht ergonomisch.

10.3 Zieldefinition

Das Ziel der vorliegenden Diplomarbeit ist es, eine besser zugängliche und ergonomische Lösung zu entwerfen und zu berechnen. Die Höhe der Lösung muss verstellbar und für den Mitarbeiter gleichzeitig ergonomisch sein. Ferner muss die gesamte Konstruktion mobil sein. Um die Lösung möglichst gut präsentieren zu können, wird sie in SolidWorks konstruiert und gezeichnet. Dieses Vorgehen ermöglicht eine einfache Darstellung und vereinfacht die weiteren Schritte.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden verschiedene Berechnungen durchgeführt, um am Ende die richtigen Lager und Hebelkräfte evaluieren zu können. Anhand der Berechnungen kann festgestellt werden, ob die Lösung in die Produktion weitergegeben werden kann.

10.4 Zweck und Einsatz

Die endgültige Lösung wird ausschliesslich gezeichnet und konstruiert. Sie wird von der Stutz Mechanik AG nicht eingesetzt. Falls die Lösung gut überzeugt, wäre es jedoch denkbar, dass sie zukünftig umgesetzt wird.

10.5 Muss-Ziele

Die Muss-Ziele umfassen alle notwendigen Punkte, die für ein erfolgreiches Projekt erfüllt sein müssen. Dabei werden mögliche Probleme bereits von Anfang an berücksichtigt, um spätere Fehler und Missverständnisse zu vermeiden.

Dieses Vorgehen dient auch den Herstellern des Prototyps, weil es Fehlern während der Produktion vorbeugt. Darüber hinaus werden auch Wunschkriterien notiert, die nicht zwingend eingehalten werden müssen. Sie haben keinen Einfluss auf die Funktion der Hebebühne, sondern wirken sich beispielsweise auf das Gewicht, Aussehen oder auf sonstige nicht zwingende Kriterien aus.

Pos.	Anforderung	Muss-Kriterium	WUNSCH-Kriterium
1	Die Hebekonstruktion muss mobil sein, sprich sie muss mit der zu schweissende Walze herumgefahren werden können. Es wird maximal ein Mitarbeiter dafür benötigt.	**X**	
2	Das Projekt muss spätestens am 23. Oktober 2024 bis 14:00 Uhr abgegeben werden.	**X**	
3	Die Diplomarbeit kann von einem offiziellen Korrekturbüro kontrolliert und sprachlich korrigiert werden.		**X**
4	Die Lebensdauer der Lager (Los- und Festlager) muss mindestens 15’000 Stunden umfassen.	**X**	
5	Die Art und der Typ des Lagers müssen berechnet werden.	**X**	
6	Die Hebebühne muss in der Höhe verstellbar sein.	**X**	
7	Die Höhe der Hebebühne muss in einem ausgefahrenen Zustand im Minimum 1000 mm betragen.	**X**	
8	Das System muss auf mindestens 400 kg ausgelegt sein. Das Schweissstück wieg im Maximum 200 kg und das 3-Backenfutter 50 kg. Damit besteht ein Puffer von mindestens 150 kg.	**X**	
9	Das System muss hydraulisch oder pneumatisch betrieben werden.		**X**
10	Das System wird mithilfe eines Spindelsystems abgesenkt und angehoben.		**X**
11	Die Höhenverschiebung der Hebebühne erfolgt über einen oder mehrere Hydraulikzylinder.		**X**
12	Die Höhenverschiebung der Hebebühne erfolgt über ein Kettengetriebe oder mithilfe eines Schneckengetriebes.		**X**
13	Die gewählte Art der Höhenverstellung muss berechnet werden, um die Sicherheit zu gewährleisten.	**X**	
14	Falls die Variante mit dem Spindelsystem gewählt wird, müssen folgende Berechnungen durchgeführt werden: • die mechanischen Belastungen (Axial- und Radial-Kräfte) • Berechnung der kritischen Knicklast • Berechnung des Flächenträgheitsmoments • Berechnung des Spindeldurchmessers • Berechnung des erforderlichen Drehmoments • Berechnung der Motorleistung • Übersetzungsverhältnis zwischen Motor- und Spindeldrehzahl	**X**	
15	Die maximale Höhe wird in weniger als einer Minute erreicht.	**X**	
16	Es dürfen keine scharfen Kanten vorhanden sein (Verletzungsgefahr).	**X**	

17	Das 3-Backenfutter wird auf der Hebebühne mit vier Schrauben montiert.	**X**	
18	Die Schrauben werden berechnet, um sicherzustellen, dass sie dafür geeignet sind.	**X**	
19	Auf die Hebebühne wird eine Aluminiumplatte aus Alu 7075 montiert, um anschliessend das 3-Backenfutter darauf montieren zu können.		**X**
20	Die Aluminiumplatte kann beschichtet werden (eloxiert, altefiert usw.)		**X**
21	Die fertige Konstruktion muss eine stabile Haltung aufweisen, sodass der Mitarbeiter eine korrekte Schweissnaht anfertigen kann.	**X**	
22	Das System wird vollständig in SolidWorks konstruiert.	**X**	
23	Die Diplomarbeit wird über die ganze Projektzeit hinweg dokumentiert.	**X**	

10.6 Dokumentation

Der Ablauf der Diplomarbeit wird vollständig dokumentiert. Dabei werden sowohl die Schwierigkeiten als auch gut gelungene Aspekte festgehalten. Die Zeichnungen des Prototyps sind vorhanden und können an den Hersteller des Prototyps weitergegeben werden.

11 Berechnungen und Entwicklung

11.1 Spindelberechnung[1]

11.1.1 Werkstoff der Spindel

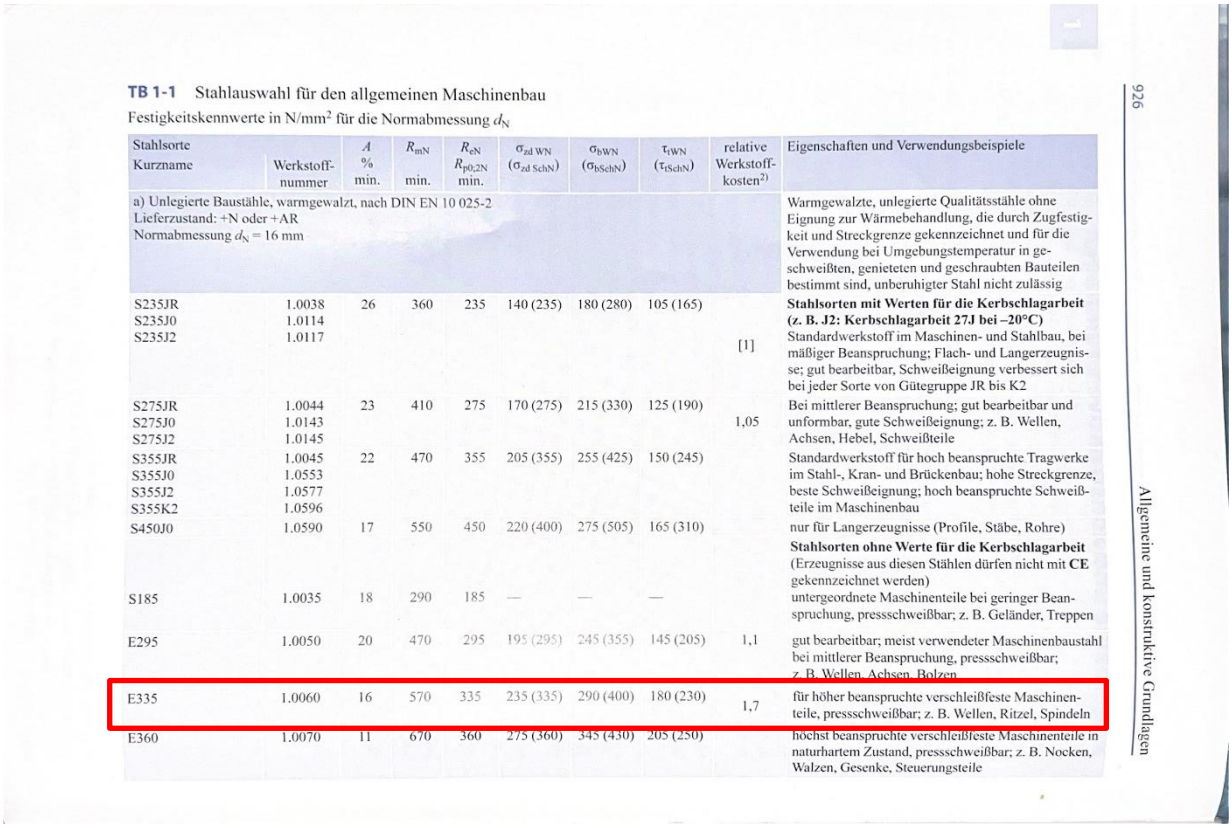
Für die Spindel wurde der unlegierte Baustahl E335 gewählt, um den mechanischen Belastungen problemlos standhalten zu können. Dieser hochfeste, unlegierte Stahl bietet gute Festigkeitseigenschaften wie Zugfestigkeit und Streckgrenze. Der Werkstoff E335 ist im Vergleich zu anderen hochfesten Werkstoffen kostengünstig, was tiefere Gesamtkosten ermöglicht, ohne die Qualität der Spindel zu beeinträchtigen.

Vorteil der Werkstoff auf einem Blick:

- gute Verarbeitbarkeit
- ausreichende Festigkeit
- hohe Zähigkeit
- gute Schweissbarkeit

[1] Roloff/Matek Maschinenelemente, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]

Zur Evaluation von Werkstoffen für stärker beanspruchte, verschleissfeste Maschinenteile wird das Buch «Roloff/Matek Maschinenelemente» (die 25. Auflage) empfohlen.



TB 1-1 Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte in N/mm² für die Normabmessung d_N

Stahlsorte Kurzname	Werkstoff-nummer	A % min.	R_{mN} min.	R_{eN} $R_{p0,2N}$ min.	$\sigma_{zd\,WN}$ ($\sigma_{zd\,SchN}$)	σ_{bWN} (σ_{bSchN})	τ_{tWN} (τ_{tSchN})	relative Werkstoff-kosten[2)]	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
a) Unlegierte Baustähle, warmgewalzt, nach DIN EN 10 025-2 Lieferzustand: +N oder +AR Normabmessung d_N = 16 mm									Warmgewalzte, unlegierte Qualitätsstähle ohne Eignung zur Wärmebehandlung, die durch Zugfestigkeit und Streckgrenze gekennzeichnet und für die Verwendung bei Umgebungstemperatur in geschweißten, genieteten und geschraubten Bauteilen bestimmt sind, unberuhigter Stahl nicht zulässig
S235JR S235J0 S235J2	1.0038 1.0114 1.0117	26	360	235	140 (235)	180 (280)	105 (165)	[1]	**Stahlsorten mit Werten für die Kerbschlagarbeit (z. B. J2: Kerbschlagarbeit 27J bei –20°C)** Standardwerkstoff im Maschinen- und Stahlbau, bei mäßiger Beanspruchung; Flach- und Langerzeugnisse; gut bearbeitbar, Schweißeignung verbessert sich bei jeder Sorte von Gütegruppe JR bis K2
S275JR S275J0 S275J2	1.0044 1.0143 1.0145	23	410	275	170 (275)	215 (330)	125 (190)	1,05	Bei mittlerer Beanspruchung; gut bearbeitbar und unformbar, gute Schweißeignung; z. B. Wellen, Achsen, Hebel, Schweißteile
S355JR S355J0 S355J2 S355K2	1.0045 1.0553 1.0577 1.0596	22	470	355	205 (355)	255 (425)	150 (245)		Standardwerkstoff für hoch beanspruchte Tragwerke im Stahl-, Kran- und Brückenbau; hohe Streckgrenze, beste Schweißeignung; hoch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau
S450J0	1.0590	17	550	450	220 (400)	275 (505)	165 (310)		nur für Langerzeugnisse (Profile, Stäbe, Rohre)
									Stahlsorten ohne Werte für die Kerbschlagarbeit (Erzeugnisse aus diesen Stählen dürfen nicht mit **CE** gekennzeichnet werden)
S185	1.0035	18	290	185	—	—	—		untergeordnete Maschinenteile bei geringer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Geländer, Treppen
E295	1.0050	20	470	295	195 (295)	245 (355)	145 (205)	1,1	gut bearbeitbar; meist verwendeter Maschinenbaustahl bei mittlerer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Wellen, Achsen, Bolzen
E335	1.0060	16	570	335	235 (335)	290 (400)	180 (230)	1,7	für höher beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile, pressschweißbar; z. B. Wellen, Ritzel, Spindeln
E360	1.0070	11	670	360	275 (360)	345 (430)	205 (250)		höchst beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile in naturhartem Zustand, pressschweißbar; z. B. Nocken, Walzen, Gesenke, Steuerungsteile

926

Allgemeine und konstruktive Grundlagen

Abbildung 27: Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau (unlegierte Baustähle)

11.1.2 Oberflächenbehandlung der Spindel

Da alle Berechnungen mit der Festigkeit der unbehandelte Stoff durchgeführt werden, ist eine Oberflächenbehandlung der Spindel nicht nötig. Das spart sowohl Kosten als auch Zeit im Herstellungsprozess.

Bei langen, druckbeanspruchten Spindeln, bei denen die Gefahr des Ausknickens besteht, wird der erforderliche Kerndurchmesser des Gewindes anhand der Euler-Knickgleichung berechnet.

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \times F \times S \times {l_k}^2}{\pi^3 \times E}}$$

F = Druckkraft für die Spindel (die maximale Traglast der Hebebühne)

S = Sicherheit; wählbar S = 6 ... 8. Da die Möglichkeit besteht, dass ein Mitarbeiter seine Beine unter die Hebebühne stellt, wurde mit einer hohen Sicherheit von 8 gerechnet.

lk = rechnerische Knicklänge, variiert je nach Knickfall (für die Spindeln gilt lk = 0.7 x l)

E = Elastizitätsmodul des Spindelwerkstoffes

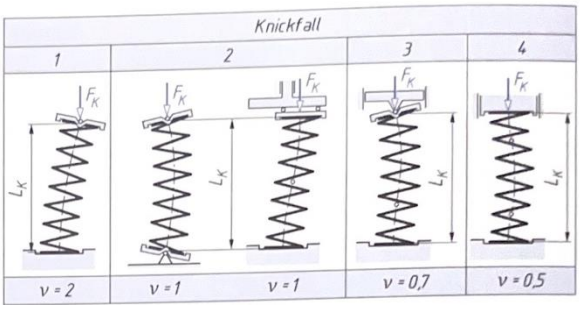
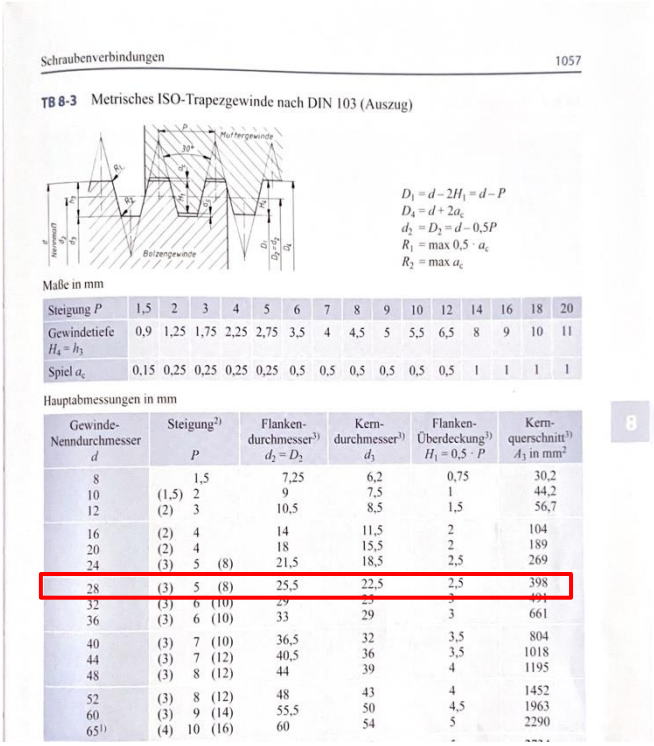


Abbildung 28: Knickfälle bei Bewegungsschrauben (spindeln)

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \times (400\ kg\ \times\ 9.81\ \frac{m}{s^2}) \times 8 \times (0.7\ \times 1150\ mm)^2}{\pi^3 \times 210.000\ \frac{N}{mm^2}}} = 21{,}15\ mm$$

Aufgrund der Berechnung des erforderlichen Kerndurchmessers des Gewindes ist der nächstliegende Kerndurchmesser aus den Gewindetabellen für Trapezgewinde nach dem Tabellenbuch 8-3 auszuwählen.

Die vorgewählte Spindel muss in jedem Fall auf die Festigkeit sowie Knicksicherheit hin geprüft werden, um sicherzustellen, dass sie den Belastungen standhält.



Schraubenverbindungen 1057

TB 8-3 Metrisches ISO-Trapezgewinde nach DIN 103 (Auszug)

Muttergewinde

Bolzengewinde

$D_1 = d - 2H_1 = d - P$
$D_4 = d + 2a_c$
$d_2 = D_2 = d - 0{,}5P$
$R_1 = \max 0{,}5 \cdot a_c$
$R_2 = \max a_c$

Maße in mm

Steigung P	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Gewindetiefe $H_4 = h_3$	0,9	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5	8	9	10	11
Spiel a_c	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1

Hauptabmessungen in mm

Gewinde-Nenndurchmesser d	Steigung[2] P	Flanken-durchmesser[3] $d_2 = D_2$	Kern-durchmesser[3] d_3	Flanken-Überdeckung[3] $H_1 = 0{,}5 \cdot P$	Kern-querschnitt[3] A_3 in mm²
8	1,5	7,25	6,2	0,75	30,2
10	(1,5) 2	9	7,5	1	44,2
12	(2) 3	10,5	8,5	1,5	56,7
16	(2) 4	14	11,5	2	104
20	(2) 4	18	15,5	2	189
24	(3) 5 (8)	21,5	18,5	2,5	269
28	(3) 5 (8)	25,5	22,5	2,5	398
32	(3) 6 (10)	29	25	3	491
36	(3) 6 (10)	33	29	3	661
40	(3) 7 (10)	36,5	32	3,5	804
44	(3) 7 (12)	40,5	36	3,5	1018
48	(3) 8 (12)	44	39	4	1195
52	(3) 8 (12)	48	43	4	1452
60	(3) 9 (14)	55,5	50	4,5	1963
65[1]	(4) 10 (16)	60	54	5	2290

8

Abbildung 29: Metrisches ISO-Trapezgewinde nach DIN 103

11.1.2.1 Nachprüfung der Festigkeit

Die Spindeln werden je nach Traglast durch Druck, Zug und Verdrehung unterschiedlich stark beansprucht. Bei der Festigkeitsprüfung zeigt sich, welche Teile der Spindel welche Beanspruchungen aufnehmen müssen. Dabei wird zwischen zwei Beanspruchungsfällen unterschieden.

Die vorliegende Ausführung entspricht dem Fall «a». In diesem Fall wird das Drehmoment auf das Muttergewinde übertragen, wobei die Steigung überwunden wird.

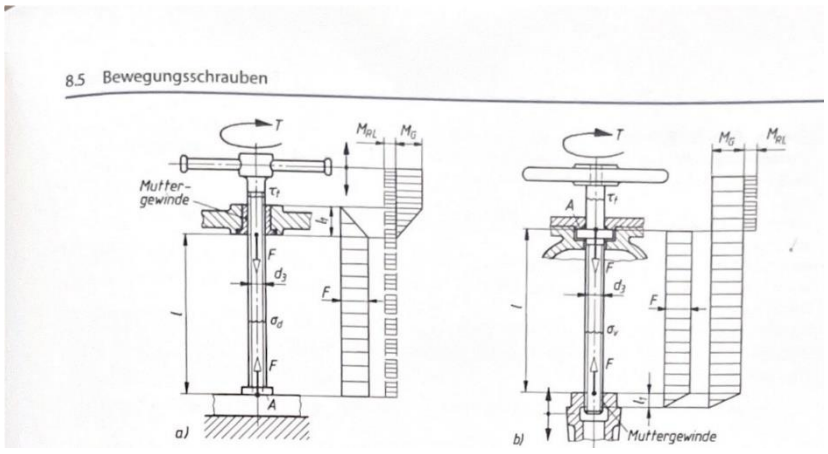


Abbildung 30: Die Beanspruchungsfälle bei der Nachprüfung auf Festigkeit (S281)

11.1.2.2 Das erforderliche Drehmoment

Während der Berechnungen war die Formel für den erforderlichen Drehmoment unklar und wurde somit nicht weiter berücksichtigt. Da der erste Termin mit dem Coach erst in zwei Wochen stattfand, wurde stattdessen nach alternativen Lösungen gesucht. Dabei zeigte sich, dass die schnellste und beste Lösung ist, die Formel für den Drehmoment mithilfe von künstlicher Intelligenz (ChatGPT) herzuleiten:

$$T = \frac{F \times p}{2 \times \pi \times n} = \frac{400\ kg \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.005\ m}{2 \times \pi \times 0.3103} = 10.06\ Nm$$

T = Drehmoment

F = Längskraft in der Spindel

p = Steigung der Spindel

Anschliessend wurde mit einem Wert von 10.06 Nm weitergerechnet. Die Formel von ChatGPT wurde am ersten Termin mit dem Coach Peter Müller besprochen. Peter Müller erklärte in der ersten Besprechung die untenstehende Formel, die dem TB entnommen wurde. Da das TB eine bessere Referenz darstellt, wurden die Berechnungen überprüft und erneut durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass die Formel von ChatGPT zwar richtig ist, für die im Rahmen dieser Arbeit geplanten Anwendung aber zu ungenau. Die verwendeten Formeln waren schliesslich:

$$T = \frac{F}{2} \times [d_2 \times tan(\varphi + \varrho)]$$

F = Längskraft in der Spindel

d2 = Flankendurchmesser des Gewindes gemäss Gewindetabelle

φ = Steigungswinkel des Gewindes (Richtwert, φ ≈ 3° ... 5.5°)

ϱ = Gewinde Gleitreibungswinkel; Spindel aus Stahl und Führungsmutter

- aus Gusseisen, trocken: ϱ = 12°
- aus CuZn- und CuSn-Legierungen, trocken: ϱ = 10°
- aus Spezialkunststoff, trocken: ϱ = 6°

$$T = \frac{400\ kg\ \times 9{,}81 \frac{m}{s^2}}{2} \times [25.5\ mm \times tan(4° + 12°)] = 14.35\ Nm$$

11.1.2.3 Verdrehspannung

Die Berechnung der Verdrehspannung wurde ebenfalls doppelt ausgeführt. Zuerst wurde das Drehmoment mit der Formel gemäss ChatGPT berechnet. Im Anschluss an die erste Besprechung mit dem Coach wurde die gleiche Berechnung mit dem anderen Drehmoment durchgeführt.

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{tzul}$$

Tt = Verdrehspannung

T = Drehmoment für die Spindel

Wt = Torsionswiderstandsmoment aus $W_t = \frac{\pi}{16} \times {d_3}^3$

Ttzul = Die zulässige Verdrehspannung; bei vorwiegend ruhender Belastung: $\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{2}$, bei Wechselbelastung: $\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tW}}{2}$, bei Schwelbelastung: $\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tSch}}{2}$

Da die Bewegung der Hebebühne nach oben und unten erfolgt, liegt eine Wechselbelastung vor.

Die zulässige Verdrehspannung beträgt Ttzul = Ttw / 2 = 180 N/mm² / 2 = 90 N/mm²,

wobei Ttw = zulässige Verdrehspannung bei Wechselbelastung = 180 N/mm²

$$Die\ erste\ Berechnung: \quad \tau_t = \frac{10.06\ Nm}{\frac{\pi}{16} \times (\frac{22.5\ mm}{1000})^3} = 4.5 \frac{N}{mm^2} \leq 90 \frac{N}{mm^2} \Longrightarrow in\ Ordnung$$

$$Die\ zweite\ Berechnung: \quad \tau_t = \frac{14.35\ Nm}{\frac{\pi}{16} \times (\frac{22.5\ mm}{1000})^3} = 6.4 \frac{N}{mm^2} \leq 90 \frac{N}{mm^2} \Longrightarrow in\ Ordnung$$

Der erste Rechenschritt ist für den vorliegenden Fall nicht relevant und dient nur dem Verständnis. Die zweite Berechnung stellt die endgültige Lösung dar und wird, falls nötig, für weitere Berechnungen herangezogen.

11.1.2.4 Die zulässige Druck-(Zug-)Kraft der Spindel

$$\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

F = Druck-(Zug-)Kraft der Spindel

A3 = Kernquerschnitt des Gewindes gemäss Gewindetabelle TB 8-3

σ zul = zulässige Druck-(Zug-)Spannung

$$\sigma_{d(z)zul} = \frac{R_{p0.2}}{1.5} = \frac{335\ N/mm^2}{1.5} = 223.33\ N/mm^2$$

Rp0.2 = Dehngrenze/Zugspannung im einaxialen Zugversuch

$$\sigma_{d(z)} = \frac{400\ kg\ \times\ 9.81\ \frac{m}{s^2}}{398\ mm^2} = 9.86 \frac{N}{mm^2} \leq \frac{233.33N}{mm^2} \Longrightarrow in\ Ordnung$$

Anhand der obenstehenden Berechnung wurde feststellen, dass das Bauteil eine hohe Sicherheit gewährleistet. Damit kann bewiesen werden, dass das Bauteil die wirkenden Kräfte

problemlos aufnehmen kann, ohne zu versagen oder sich plastisch zu verformen. Somit kann davon ausgegangen werden, dass sich das Material für die wirkenden Kräfte eignet. Anschliessend wurde mit den weiteren Berechnungen fortgefahren:

11.1.2.5 Vergleichsspannung

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}{}^2 + 3 \times (\alpha_0 \times \tau_{tzul})^2} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

σ v = Vergleichsspannung

α0 = Anstrengungsverhältnis, wenn σ d(z) und Tt im gleichen Belastungsfall = 1

$$\sigma_v = (9.86 \frac{N}{mm^2})^2 + 3 \times \left(1 \times 6.4 \frac{N}{mm^2}\right) = 116.42 \frac{N}{mm^2} \leq 223.33 \frac{N}{mm^2} \Longrightarrow in\ Ordnung$$

$$S_F = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_v} \geq S_{Ferf} \Rightarrow \frac{335 \frac{N}{mm^2}}{116.42 \frac{N}{mm^2}} = 2.88 \geq 1.5 \Longrightarrow in\ Ordnung$$

SF= Sicherheit

σv = Vergleichsspannung

Rp0.2 = Dehngrenze/Zugspannung im einaxialen Zugversuch

SFerf = erforderliche Sicherheit

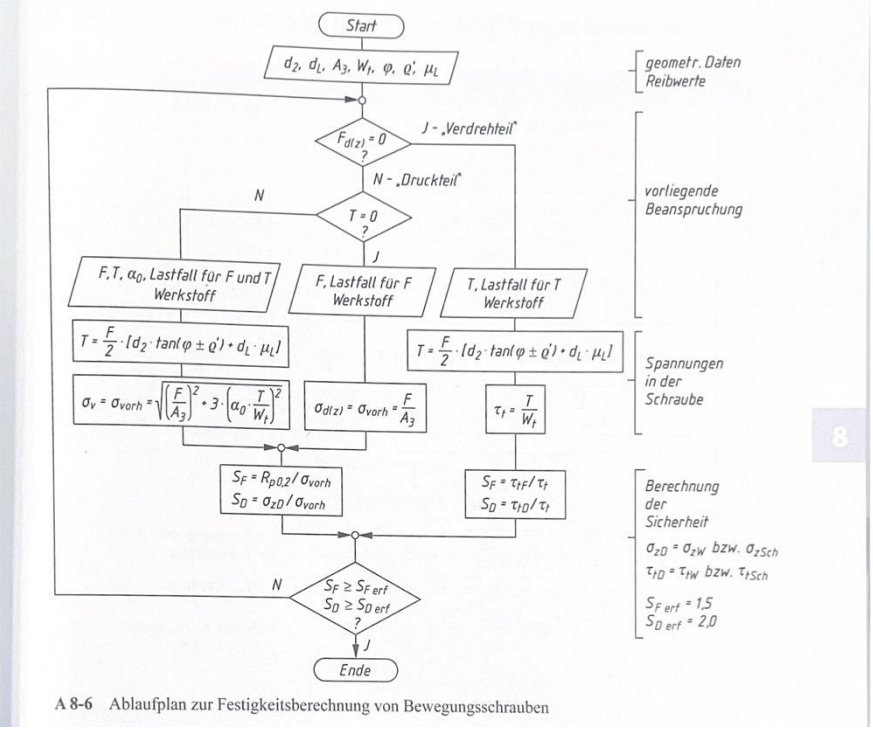


Abbildung 31: Ablaufplan zur Festigkeitsberechnung von Bewegungsschrauben

$$S_D = \frac{\sigma_{zd}}{\sigma_v} \geq S_{Derf} \Rightarrow \frac{235\,\frac{N}{mm^2}}{116.42\,\frac{N}{mm^2}} = 2.02 \geq 2.0 \implies in\ Ordnung$$

SD= dynamische Sicherheit

σzd = Spannung

SDerf = erforderliche dynamische Sicherheit

11.1.3 Nachprüfung auf Knickung

Lange Spindeln sind nicht nur auf Festigkeit, sondern auch auf ihre Knicksicherheit hin zu überprüfen. Es ist zunächst festzustellen, ob eine elastische oder unelastische Knickung vorliegt. Ferner ist der Schlankheitsgrad zu ermitteln. Um diese beiden Aspekte möglichst präzise zu berechnen und um sicherzustellen, dass keine Berechnung vergessen wird, wurde der Ablaufplan 8-7 berücksichtigt.

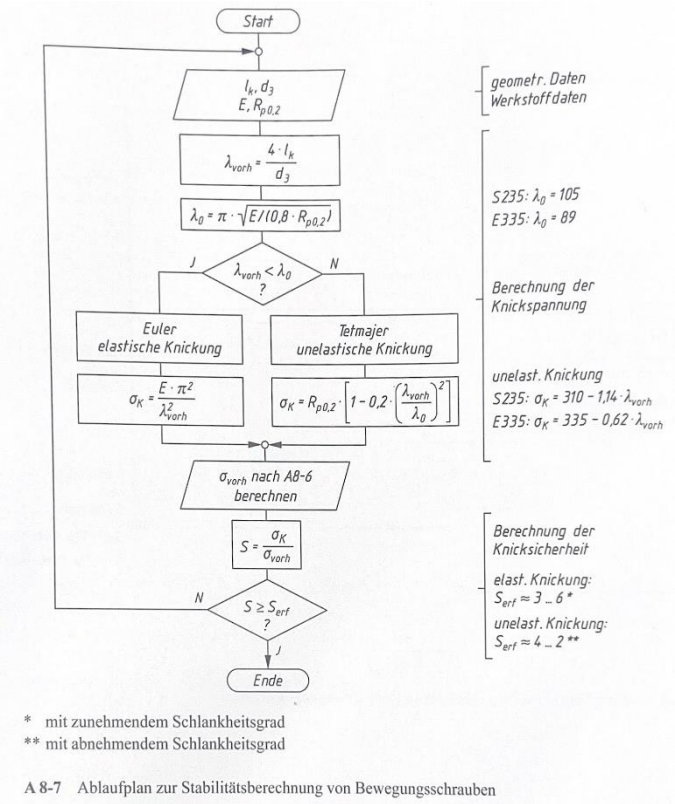


Abbildung 32: Ablaufplan 8-7 zur Stabilitätsberechnung von Bewegungsschrauben

11.1.3.1 Schlankheitsgrad der Spindel

$$\lambda = \frac{4 \times l_k}{d_3}$$

λ = Schlankheitsgrad der Spindel

lk = rechnerische Knicklänge – für die Spindeln setze man lk ≈ 0.7 x l – 0.7 x 1150 mm = 805 mm

d3 = Kerndurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen

$$\lambda = \frac{4 \times 0.7 \times 1150\,mm}{22.5\,mm} = 143.11$$

Anhand des Zusammenhangs zwischen Schlankheitsgrad der Spindel (λ) und Grenzschlankheit (λ0) kann festgestellt werden, ob eine elastische oder unelastische Knickung vorliegt. Ist der Schlankheitsgrad der Spindel grösser als die Grenzschlankheit, liegt eine elastische Knickung vor ($\lambda \geq \lambda 0$).

Bei einer elastischen Knickung bleibt das Material innerhalb des elastischen Bereichs seiner Spannungsdehnungskurve. Das bedeutet, dass das Material nach Entfernung der Last in die Ursprungsform zurückkehrt. Die Knickung geschieht, bevor die Streckgrenze des Materials erreicht wird. Die elastische Knickung tritt meist bei schlanken, langen Spindeln auf.

Bei einer unelastischen Knickung, auch plastische Knickung genannt, wird das Material über seine Streckgrenze hinaus belastet, was bedeutet, dass es nach Entfernung der Last nicht mehr in seine Ursprungsform zurückkehrt. Die unelastische (plastische) Knickung tritt meist bei kurzen und dicken Spindeln auf.

Als Nächstes wird die Grenzschlankheit berechnet:

$$\lambda_0 = \pi \times \sqrt{\frac{E}{0.8 \times R_{p0.2}}}$$

λ 0 = Grenzschlankheit

E = Elastizitätsmodul des Werkstoffs der Spindel = 210‘000 N/mm^2 (E335)

d3 = Kerndurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen

Rp0.2 = Dehngrenze/Zugspannung im einaxialen Zugversuch

$$\lambda_0 = \pi \times \sqrt{\frac{210'000\,N/mm^2}{0.8 \times 335 N/mm^2}} = 87.94$$

Aufgrund der oberen Berechnung der Grenzschlankheit wurde festgestellt, dass der Schlankheitsgrad der Spindel grösser ist und es somit zu einer elastischen Knickung kommt.

$$\lambda > \lambda_0 \Rightarrow 143.11 > 87.94 \Rightarrow Es\ liegt\ eine\ elastische\ Knickung\ vor.$$

Die Art der Knickung hat einen Einfluss auf den nachfolgenden Schritt. Denn bei der elastischen Knickung wird die eulersche Methode eingesetzt, während bei der plastischen

Knickung die Tetmajer-Methode zum Einsatz kommt. Da es im vorliegenden Fall zu einer elastischen Knickung kommt, wurde die eulersche Methode verwendet.

11.1.3.2 Euler – elastische Knickung

$$\sigma_K = \frac{E \times \pi^2}{(\lambda_{vorh})^2} = \frac{210'000\ N/mm^2 / \times \pi^2}{143.11^2} = 101.2\ N/mm^2$$

σk = eulersche Knickung (Spannung)

E = Elastizitätsmodul des Werkstoffs der Spindel = 210‘000 N/mm^2

λ vor = Schlankheitsgrad der Spindel

11.1.4 Nachprüfung des Muttergewindes (Führungsgewinde)

11.1.4.1 Flächenpressung des Gewindes

Die Flächenpressung des Gewindes beschreibt den Druck, der zwischen der Schraube und der Mutter auftritt, wenn diese sich berühren. Eine hohe Flächenpressung kann zu Materialschäden oder gar zu Materialversagen führen. Sie ist unbedingt zu vermeiden, sonst ist eine präzise Berechnung nicht möglich.

$$p = \frac{F \times P}{l_1 \times d_1 \times \pi \times H_1} \leq p_{zul}$$

F = von der Spindelführung aufzunehmende Längskraft

P = Gewindesteigung

L1 = Länge des Muttergewindes

d2 = Flankendurchmesser des Gewindes aus Gewindetabelle

H1 = Flankenüberdeckung des Gewindes aus Gewindetabelle

Pzul = zulässige Flächenpressung der Gewindeflanken ≈ 15 N/mm^2

$$p = \frac{3924\ N \times 5}{50\ mm \times 25.5\ mm \times \pi \times 2.5\ mm} = 2\frac{N}{mm^3} \leq \frac{15N}{mm^2} \Rightarrow in\ Ordnung$$

TB 8-18 Richtwerte für die zulässige Flächenpressung p_{zul} bei Bewegungsschrauben

Gleitpartner (Werkstoff) Schraube (Spindel)	Mutter	p_{zul} [3] in N/mm^2
Stahl (z. B. C15, 35S20, E295)	Gusseisen	3… 7
	GS, GJMW	5…10
	CuSn- und CuAl-Leg.	10…20
	Stahl (z. B. C35)	10…15
	Kunststoff „Turcite-A“[1]	5…15
	Kunststoff „Nylatron“[2]	…55
CuSn- und CuAl-Legierung	Stahl (z. B. C35)	10…20

Abbildung 33: Richtwerte für die zulässige Flächenpressung (pzul)

11.1.5 Selbsthemmung

Beim Erstellen des Mindmaps wurde die Bremsung während der maximalen Traglast berücksichtigt. Die Idee war, eine Bremsmöglichkeit zu konstruieren, die keinen Anlass für Sicherheitsbedenken gibt. Die Möglichkeit, dass die Spindel selbsthemmend ist, kam erst beim Erarbeiten des morphologischen Kastens auf. Die Selbsthemmung wäre die einfachste und günstigste Lösung und wurde wie folgt berechnet:

$$tan\varphi = \frac{P_h}{d_2 \times \pi} = \frac{5\ mm}{25.5\ mm\ \times \pi} = 0.062412$$

Ph = Gewindesteigung

d2 = Flankendurchmesser aus Gewindetabelle

$$\eta = \frac{tan\varphi}{\tan(\varphi + \varrho')}$$

φ = Steigungswinkel

ϱ = Gewinde Gleitreibungswinkel (0.2° ≙ 11.3099)

$$\eta = \frac{\tan\ (0.062412)}{\tan(0.062412 + 11.3099)} = 0.31 < 0.5 \Longrightarrow Die\ Anlage\ ist\ selbsthemmend.$$

Die Anlage ist selbsthemmend, wenn der Steigungswinkel kleiner als der Reibungswinkel ist, sprich wenn der Wirkungsgrad, der weiter oben berechnet wurde, kleiner als 0.5 ist. Da das hier der Fall ist, ist kein zusätzliches Arretiersystem notwendig.

TB 4-1 Reibungszahlen

a) Haft- und Gleitreibungszahlen (Anhaltswerte für den Maschinenbau)

Werkstoffpaarung	Haftreibungszahl μ_0 [1]		Gleitreibungszahl μ	
	trocken [2]	geschmiert	trocken [2]	geschmiert
Stahl auf Stahl	0,2...0,8	0,10	0,2...0,7	0,10
Kupfer auf Kupfer	–	–	0,6...1,0	0,10
Stahl auf Gusseisen	0,2	0,10	0,20	0,05
Gusseisen auf Gusseisen	0,25	0,15	0,20	0,10
Gusseisen auf Cu-Legierung	0,25	0,15	0,20	0,10
Bremsbelag auf Stahl	–	–	0,5...0,6	–
Stahl auf Eis	0,03	–	0,015	–
Stahl auf Holz	0,5...0,6	0,10	0,2...0,5	0,05
Holz auf Holz	0,4...0,6	0,15...0,20	0,2...0,4	0,10
Leder auf Metall	0,60	0,20	0,2...0,25	0,12
Gummi auf Metall	–	–	0,50	–
Kunststoff auf Metall	0,25...0,4	–	0,1...0,3	0,04...0,1
Kunststoff auf Kunststoff	0,3...0,4	–	0,2...0,4	0,04...0,1

[1] Die Haftreibungszahl μ_0 einer Werkstoffpaarung ist meist geringfügig größer als die Gleitreibungszahl μ.

Abbildung 34: Reibungszahlen (Anhaltswerte für den Maschinenbau), TB 4-1

11.2 Kettengetriebe[2]

Da der Entscheid gegen einen Pneumatik- und Hydraulikzylinder gefallen ist, wurden zwei Varianten zur Höhenverstellung der Hebebühne genauer analysiert, namentlich der Kettenantrieb und das Schneckengetriebe. Beide Hauptthemen wurden im Unterricht nicht behandelt, es war jedoch klar, dass beide Varianten einen Elektromotor voraussetzen.

Nach dem Lesen der beiden Kapitel fiel der Entscheid zugunsten des Kettenantriebs. Die Kette ist in der Herstellung einfacher und kostengünstiger, weil viele Normteile verwendet werden können. Die Instandhaltung ist ebenfalls einfacher und kostengünstiger. Aus diesem Grund schien dies Variante die bessere Lösung zu sein. Beide Gruppenmitglieder waren interessiert daran, dieses Kapitel besser zu verstehen und anwenden zu können.

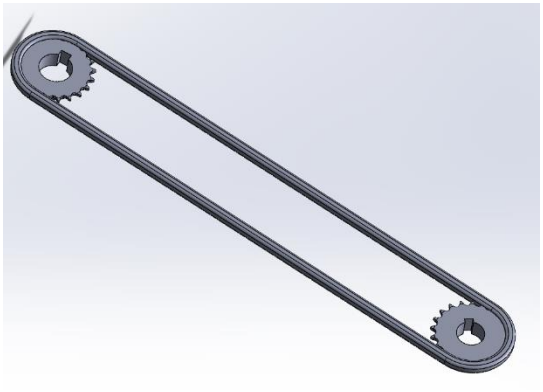


Abbildung 35: Kette mit Kettenrad

Für die Berechnung der Drehzahl wurden dem Lastenheft alle notwendigen Informationen entnommen. Der Verfahrweg beträgt 1000 mm, wobei die maximale Höhe in unter einer Minute erreicht werden muss.

11.2.1 Bestimmung der Drehzahl

Die Steigung des Trapezgewindes beträgt 5 mm. Bei einer Drehzahl von 270 U/min wird die maximale Höhe innerhalb von 44.4 Sekunden erreicht.

$$n = \frac{60s}{1250\ mm} * 1000\ mm = 44.4\ s \leq 60 \Longrightarrow in\ Ordnung$$

11.2.2 Berechnung der Leistung

Die Berechnung der Leistung ist notwendig, um den geeigneten Elektromotor bestimmen zu können. Anhand dieser Berechnung zeigt sich, wie hoch die minimale Leistung des Elektromotors sein muss, um über die Spindel 400 kg anheben zu können.

[2] Roloff/Matek Maschinenelemente, Kettenverbindung. [Stand 06.10.2024]

$$P = T \times 2 \times \pi \times n$$

P = Leistung

T = Drehmoment für die Spindel

n = Drehzahl

$$P = 14.35\ Nm \times 2 \times \pi \times \frac{270\ U/min}{60\ s} = 405.5\ W$$

Der passende Elektromotor kann anhand der berechneten Leistung bestimmt werden. Auf der Suche nach Elektromotoren im Internet wurde eine Website in Deutschland gefunden[3], die einen zur berechneten Leistung passenden Elektromotor führt. Hierbei handelt es sich um einen IEC-Drehstrommotor. Um die Konstruktion deutlich zu vereinfachen, wurde das 3D-Modell heruntergeladen und in SolidWorks eingefügt.

11.2.2.1 Technische Daten des Elektromotors[4]

IEC-Baugrösse	90 L
Spannung	400 V
Leistung	550 W
Bemessungsdrehzahl	675 U/min
Wirkungsgrad bei 100 % Nennlast	61.7 &
Wellenende (d x L)	24 x 50 mm
Gehäuse	Aluminium
Gewicht	18.40 kg

Anhand dieser technischen Daten konnte mit den weiteren Berechnungen fortgefahren werden.

11.2.3 Auswahl der Ketten

$$i = \frac{n1}{n2} = \frac{675\ min^{-1}}{270\ min^{-1}} = 2.50$$

$$i = \frac{z2}{z1} = \frac{57}{23} = 2.48$$

i = Übersetzung

n1= Motor-Nenndrehzahl (siehe technische Daten des Elektromotors)

n2 = gewünschte Drehzahl

$$P_D = \frac{K_A \times P_1 \times f_1}{f_2 \times f_3 \times f_4 \times f_5 \times f_6}$$

[3] www.elektromotorenmarkt.de URL: **https://t1p.de/7w4eb** [Stand 05.10.2024]
[4] Das vollständige Datenblatt ist im Anhang zu finden.

PD = Diagrammleistung

KA = Betriebsfaktor = 1.2 (siehe TB 3-4)

P1 = Antriebsleistung des Motors = 0.55 kW (siehe technische Daten des Elektromotors)

f1= $(\frac{19}{z1})^{1.08} = (\frac{19}{23})^{1.08} = 0.814$ (siehe TB 17-5, S.1197)

f2 = 1 (

f3 = 1

f4 = 1

f5 = $\left(\frac{15000\ h}{Lh}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{15000\ h}{20000}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.91$

f6 = Umweltfaktor nach Niemann = 0.7 (siehe TB17-7, S.1197)

$$P_D = \frac{1.2 \times 0.55\ kW \times 0.814}{1 \times 1 \times 1 \times 0.91 \times 0.7} = 0.57\ kW$$



Abbildung 36: Betriebsfaktor für Kettengetriebe

Anhand der Diagrammleistung, die mit der obenstehenden Formel berechnet wurde, fiel die Wahl auf die Einfach-Rollenkette vom Typ B gemäss TB 17-3, S. 1196.

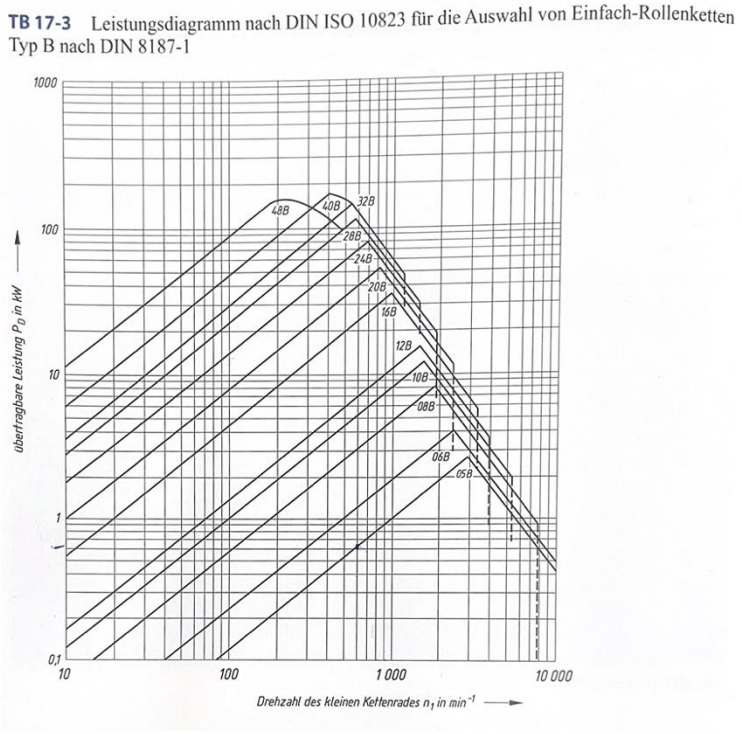


Abbildung 37: Das Leistungsdiagramm für die Auswahl der Einfach-Rollenkette

In der oberen Abbildung wird die Drehzahl auf der X-Achse dargestellt, während die übertragene Leistung der Y-Achse entnommen werden kann. Bei einer Leistung von 0.57 kW und einer Drehzahl von 675 Umdrehungen pro Minute ist die 05B-Linie zutreffend.

11.2.3.1 Die rechnerische Kettengliederzahl

$$x_0 = 2 \times \frac{a_0}{p} + \frac{z1 + z2}{2} + \left(\frac{z2 - z1}{2 \times \pi}\right)^2 \times \frac{p}{a_0}$$

a0 = günstiger Achsabstand = 350 mm

p = Kettenteilung = 8 mm (siehe TB17-1, S. 1193, bei Ketten-Nr. 05 B)

z1 = 23

z2 = 57

$$x_0 = 2 \times \frac{350\ mm}{8\ mm} + \frac{23 + 57}{2} + \left(\frac{57 - 23}{2 \times \pi}\right)^2 \times \frac{8\ mm}{350\ mm} = 128.17\ Glieder$$

Gemäss oberer Berechnung verfügt die Kette über 128.18 Glieder. Zur Vermeidung gekröpfter Verbindungsglieder wird die Kennzahl auf 130 Glieder aufgerundet.

11.2.3.2 Schmierung der Kette

Um die Art der Schmierung zu bestimmen, wird sowohl die Kettengeschwindigkeit als auch die Kettennummer benötigt. Erstere wird dabei wie folgt berechnet:

$$v = d1 \times \pi \times n1 = \frac{58.75\ mm\ \times \pi \times 675\ min^{-1}}{1000 \times 60} = 2.08\ m/s$$

v = Kettengeschwindigkeit

d1 = Teilkreisdurchmesser des Kettenrades 1 = (p / sin(180°/z1) = (p / sin (180°/23) = 58.75 mm

n1 = Motor-Nenndrehzahl

Anhand der Kettengeschwindigkeit und der Kettennummer kann im TB17-8 auf S. 1198 der Schmierbereich bestimmt werden. Im vorliegenden Fall liegt aufgrund der Kettengeschwindigkeit von 2.08 m/s und der Kettennummer 0.5 B eine Tropfschmierung vor.

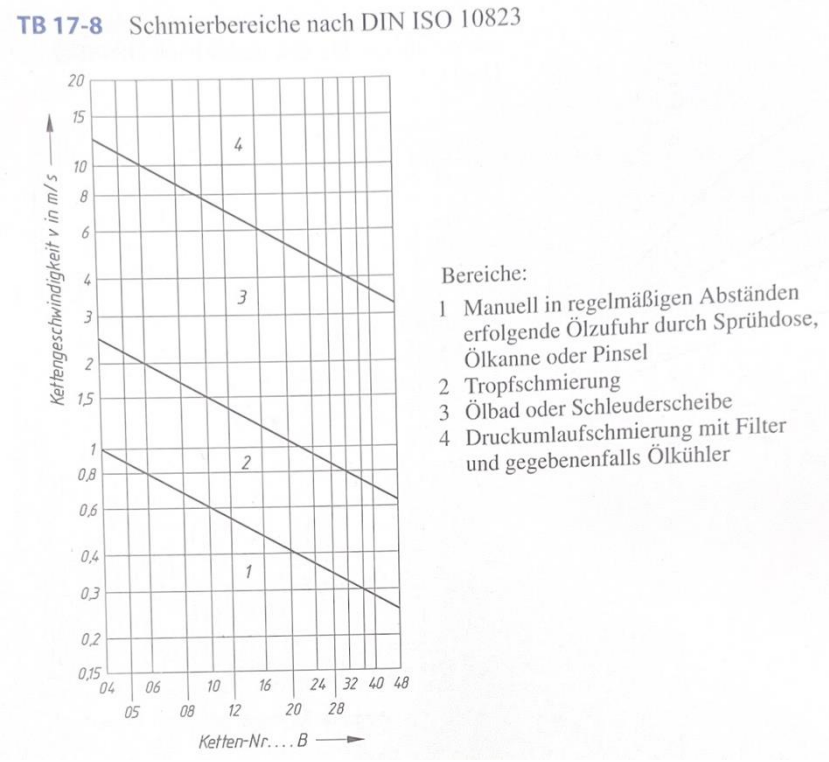


Abbildung 38: Schmierbereiche nach DIN ISO 10823

11.2.3.3 Statische Kettenzugkraft

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{0.37\ kW \times 1000}{2.08\ m/s} = 177.88\ N$$

11.2.3.4 Fliehzug:

$$F_z = q \times v^2 = 0.18 \frac{kg}{m} \times 1.04\ m\ \times (2..08 \frac{m}{s})^2 = 0.81\ N$$

11.2.3.5 Wellenbelastung bei annährend waagerechter Lage des Leerturms (Fw)

$$F_w = F_t \times K_A + 2 \times F_s = 177.88\ N \times 1.2 + 2 \times 3.83\ N = 221.12\ N$$

Fw = Wellenbelastung bei annährend waagerechtem Lager des Leerturms

KA = Betriebsfaktor

Fs= Stützzug

Die Wellenbelastung wird benötigt, um die Auflagekräfte berechnen zu können. Ausserdem musste sie berechnet werden, um die Auflagekräfte ermitteln zu können.

11.3 Auflagekräfte

Mit den obenstehenden Berechnungen stehen nun alle Informationen zur Verfügung, um die Auflagekräfte darzustellen und die Lagerberechnungen durchzuführen. Bis dato wurde in der Schule nur die klassische 2D-Variante behandelt. Aus diesem Grund war diese Darstellung den Gruppenmitgliedern bisher unbekannt. Das notwendige Wissen wurde im Selbststudium erarbeitet, was zwar einige Stunden in Anspruch nahm, jedoch einen Mehrwert bot.

Anders als in der Schule wurden die Auflager in zwei Schritte unterteilt, um zu den Ergebnissen zu gelangen. Zuerst wurden die einwirkenden Kräfte auf die Lager A und B im Schlitten berechnet (siehe roter Kasten). Anschliessend wurde der Rest ermittelt.

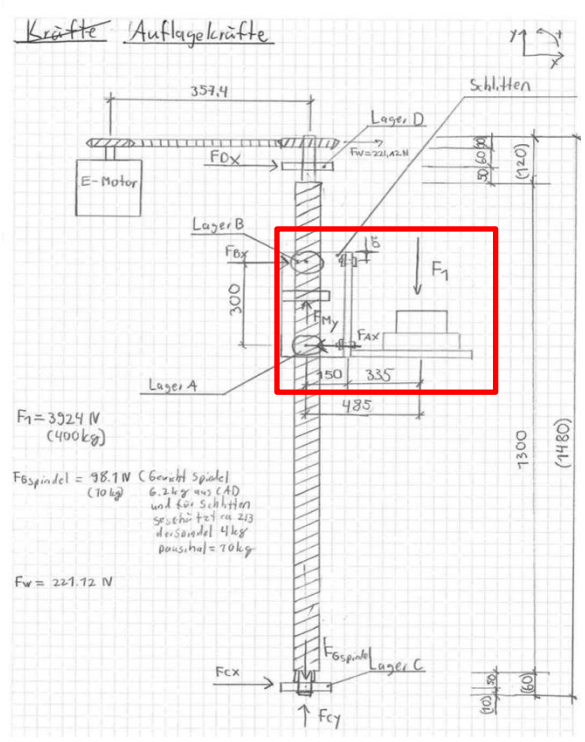


Abbildung 39: Handskizze der Auflagekräfte

1) $\sum F_X = 0 \Rightarrow -F_{BX} + F_{AX} = 0$
2) $\sum F_Y = 0 \Rightarrow -F_1 + F_{MY} = 0$
3) $\sum F_{MA} = 0 \Rightarrow -F_1 \times 485\,mm - F_{BX} \times 300\,mm = 0$

$$aus\ 3)\ F_{BX} = \frac{-F_1 \times 485\ mm}{300\ mm} = \frac{-3924\ N \times 485\ mm}{300\ mm} = -6343.8\ N$$

$$aus\ 1)\ F_{BX} = F_{AX} = 6343.8\ N$$

$$aus\ 2)\ F_{MY} = F_1 = 3924\ N$$

Nachdem die Auflagekräfte für den Schlitten berechnet waren, wurden die gesamten Auflagekräfte berechnet. Da die anfängliche Berechnung aufgrund einer Einschätzung nicht stimmen konnte, wurde sie in der ersten Sitzung mit dem Diplom-Coach Peter Müller besprochen. Die Berechnung wurde anschliessend erneut durchgeführt. Dabei wurde der Fehler gefunden und behoben.

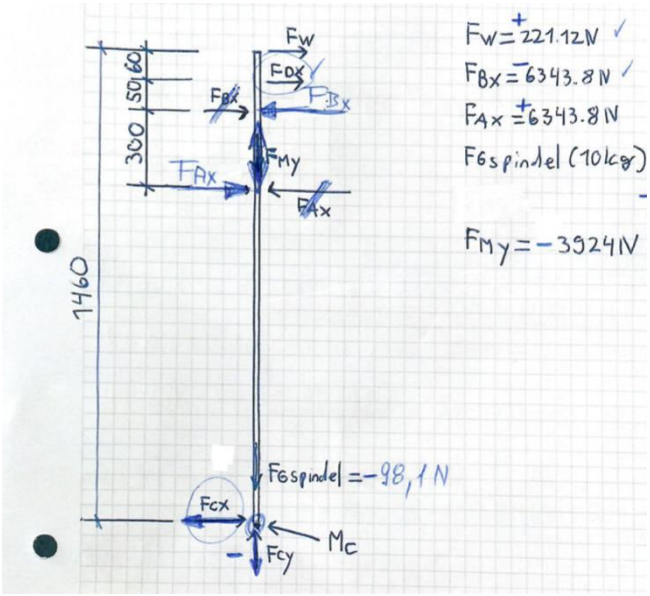


Abbildung 40: Handskizze der korrigierten Version

$$1)\ \sum F_X = 0 \Rightarrow F_W + F_{DX} + F_{AX} + F_{CX} - F_{BX} = 0$$
$$2)\ \sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{MY} + F_{CY} - F_{GSpindel} = 0$$
$$\sum M_C = 0 \Rightarrow F_{BX} \times 1350\ mm - F_W \times 1460\ mm - F_{DX} \times 1400\ mm - F_{AX} \times 1050\ mm = 0$$

$$aus\ 3)\ F_{DX} = \frac{F_{BX} \times 1350\ mm - F_W \times 1460\ mm - F_{AX} \times 1050\ mm}{1400\ mm}$$
$$= \frac{6343.8\ N \times 1350\ mm - 221.12\ N \times 1460\ mm - 5343.8\ N \times 1050\ mm}{1400\ mm}$$
$$= 1128.79\ N$$

$$aus\ 1)\ F_{CX} = -F_W - F_{DX} - F_{AX} + F_{BX} = -221.12\ N - 1128.79\ N - 6343.8\ N + 6343.8\ N$$
$$= -1349.91\ N$$

$$aus\ 2)\ F_{CY} = F_{MY} + F_{GSpindel} = 3924\ N + 98.1\ N = 4022.1\ N$$

11.4 Passfeder[5]

Die Kraft des Elektromotors wird mit einer oder mehreren Passfedern auf das Kettenrad übertragen. Um die Spindel präzise und wahrheitsgetreu konstruieren zu können, wurden die Länge, die Breite und die Tiefe der Passfeder berechnet.

$$T_{nenn} = \frac{P}{2 \times \pi \times n}$$

Tnenn = Nenndrehmoment

P = von der Welle zu übertragende Leistung

n = Drehzahl

$$T_{nenn} = \frac{284.44\ W}{2 \times \pi \times \frac{270\ min^{-1}}{60}} = 10.06\ Nm$$

Um das äquivalente Drehmoment zu berechnen, das für den überschlägigen Durchmesser wichtig ist, muss das Nenndrehmoment mit dem Betriebsfaktor multipliziert werden. Um Verwechslungen zu vermeiden, ist der Betriebsfaktor beim Kettengetriebe anders als bei der Passfeder. Für die Passfeder wurde ein Betriebsfaktor von 1.0 gewählt, da die Belastungen konstant sind. Auf diese Weise kann festgestellt werden, dass das Nenndrehmoment (Tnenn) gleich gross ist wie das äquivalente Drehmoment (Teq).

$$d' = 2.7 \times \sqrt[3]{\frac{Teq}{\tau_{\tau D}}}$$

d’ = überschlägige Durchmesser

Teq = äquivalentes Drehmoment (im vorliegenden Fall gleich gross wie das Tnenn)

$\tau\tau$D = Torsionsdauerfestigkeit des Probestabes entsprechend dem Beanspruchungsfall

$$d' = 2.7 \times \sqrt[3]{\frac{10060\ Nmm}{180\ N/mm^2}} = 10.3\ mm$$

Da beim Lager D eine Bohrung von 20 mm vorliegt, wurde eine Ausführung von 20 mm gewählt. Es spielt keine Rolle, falls dieser Wert überdimensioniert ist, da das Lager trotzdem noch kompakt konstruiert werden kann.

Anschliessend kann dem TB12-2 entnommen werden, welche Passfeder mit einem Durchmesser von 20 mm verwendet werden kann, um die weiteren Berechnungen durchzuführen.

[5] Roloff/Matek Maschinenelemente, Achsen, Wellen und Zapfen. [Stand 06.10.2024]

Maße in mm

Wellen-durchmesser d über…bis	Nutenkeile und Federn: Breite × Höhe $b \times h$	Wellen-Nuttiefe t_1	Nabennuttiefe für Keile t_2	Nabennuttiefe für Federn t_2	Radius Passfeder r_{max}	Flach- und Hohlkeile: Flachkeile Breite × Höhe $b \times h$	Hohlkeile Breite × Höhe $b \times h$	Wellenabflachung t_1	Nabennuttiefe t_2
10… 12	4 × 4	2,5	1,2	1,8	0,25	–	–	–	–
12… 17	5 × 5	3	1,7	2,3	0,4	–	–	–	–
17… 22	6 × 6	3,5	2,2	2,8	0,4	–	–	–	–
22… 30	8 × 7	4	2,4	3,3	0,4	8 × 5	8 × 3,5	1,3	3,2
30… 38	10 × 8	5	2,4	3,3	0,6	10 × 6	10 × 4	1,8	3,7
38… 44	12 × 8	5	2,4	3,3	0,6	12 × 6	12 × 4	1,8	3,7
44… 50	14 × 9	5,5	2,9	3,8	0,6	14 × 6	14 × 4,5	1,4	4,0
50… 58	16 × 10	6	3,4	4,3	0,6	16 × 7	16 × 5	1,9	4,5
58… 65	18 × 11	7	3,4	4,4	0,6	18 × 7	18 × 5	1,9	4,5
65… 75	20 × 12	7,5	3,9	4,9	0,8	20 × 8	20 × 6	1,9	5,5
75… 85	22 × 14	9	4,4	5,4	0,8	22 × 9	22 × 7	1,8	6,5
85… 95	25 × 14	9	4,4	5,4	0,8	25 × 9	25 × 7	1,9	6,4
95…110	28 × 16	10	5,4	6,4	0,8	28 × 10	28 × 7,5	2,4	6,9
110…130	32 × 18	11	6,4	7,4	0,8	32 × 11	32 × 8,5	2,3	7,9
130…150	36 × 20	12	7,1	8,4	1,2	36 × 12	36 × 9	2,8	8,4
150…170	40 × 22	13	8,1	9,4	1,2	40 × 14	–	4,0	9,1
170…200	45 × 25	15	9,1	10,4	1,2	45 × 16	–	4,7	10,4

Passfeder- und Keillängen l											
	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32
	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110
	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400

Bezeichnung einer Passfeder Form A mit Breite $b = 10$ mm, Höhe $h = 8$ mm und Länge $l = 50$ mm nach DIN 6885: **Passfeder DIN 6885 – A10 × 8 × 50.**

Abbildung 41: Angaben der Passfederverbindung

$$htr = h - t1 = 6\ mm - 3.5\ mm = 2.5\ mm$$

htr = tragende Nuttiefe

h = Höhe

t1 = Wellen-Nuttiefe

$$p_{zul} = \frac{Kt \times R_{en}}{SF}$$

pzul = zulässige Flächenpressung

Kt = technologischer Grösseneinflussfaktor – für Baustähle = 1 – 0.26 x lg(20/32 mm) = 1.053

SF = Sicherheitsfaktor

$$p_{zul} = \ (\text{ermal}, 2023)\frac{1.053 \times 225\ N/mm^2}{1.1} = 320.7\ N/mm^2$$

$$ltr = \frac{2 \times Teq}{d \times htr \times p_{zul}} = \frac{2 \times 10060\ Nm}{20\ mm \times 2.5\ mm \times 320.7\ N/mm^2} = 1.25\ mm$$

ltr = tragende Passfederlänge

$$l_{passfeder} = ltr + b = 1.25\ mm + 6\ mm = 7.25\ mm$$

$$\Rightarrow Die\ nächstliegende\ Normlänge\ der\ Passfeder\ ist\ 8\ mm$$

11.5 Lager[6]

11.5.1 Lager D und C

Im vorliegenden Fall handelt es sich beim oberen Lager D um ein Loslager, das die Kraft nur in der X-Achse aufnehmen kann. Im Gegensatz dazu ist das Lager C ein Festlager, das die Kräfte sowohl in der X- als auch in der Y-Achse aufnehmen kann.

Der Lebensdauerwert wurde dem TB14-7 (elektrische Fahrmotoren) entnommen und beträgt 18'000 Stunden.

TB 14-7 Richtwerte für anzustrebende nominelle Lebensdauerwerte L_{10h} für Wälzlagerungen (nach Schaeffler-AG)

Nr.	Einsatzgebiet	Anzustrebende Lebensdauer L_{10h} in $h^{1)}$	
		Kugellager	Rollenlager
1	E-Motoren für Haushaltsgeräte	1700… 4000	–
2	Serienelektromotoren	21000…32000	35000… 50000
3	große Elektromotoren (>100 kW)	32000…63000	50000…110000
4	elektrische Fahrmotoren	14000…21000	20000… 35000
5	Universalgetriebe, Getriebemotoren	4000…14000	5000… 20000
6	Großgetriebe, stationär	14000…46000	20000… 75000
7	Werkzeugmaschinengetriebe	14000…32000	20000… 50000
8	Motorräder	400… 2000	400… 2400
9	PKW-Radlager	1400… 5300	1500… 7000
10	mittlere Lastkraftwagen	2900… 5300	3600… 7000
11	schwere Lastkraftwagen	4000… 8800	5000… 12000
12	Straßenbahnwagen, Triebwagen, Außenlager v. Lokomotiven	–	35000… 50000
13	Reise- und Güterzugwagen, Abraumwagen	–	20000… 35000
14	Landmaschinen (selbstfah. Arbeitsmaschinen, Ackerschlepper)	1700… 4000	2000… 5000
15	Schiffsdrucklager	–	20000… 50000
16	Förderbandrollen/allgemein, Seilrollen	7800…21000	10000… 35000
17	Förderbandrollen/Tagebau	46000…63000	75000…110000
18	Förderseilscheiben	32000…46000	50000… 75000
19	Sägegatter/Pleuellager	–	10000… 20000
20	Ventilatoren, Gebläse	21000…46000	35000… 75000
21	Kreiselpumpen	14000…46000	20000… 75000
22	Zentrifugen	7800…14000	10000… 20000
23	Spinnmaschinen, Spinnspindeln	21000…46000	35000… 75000
24	Papiermaschinen	–	75000…250000
25	Druckmaschinen	32000…46000	50000… 75000

Abbildung 42: Lebensdauerwerte der Lager

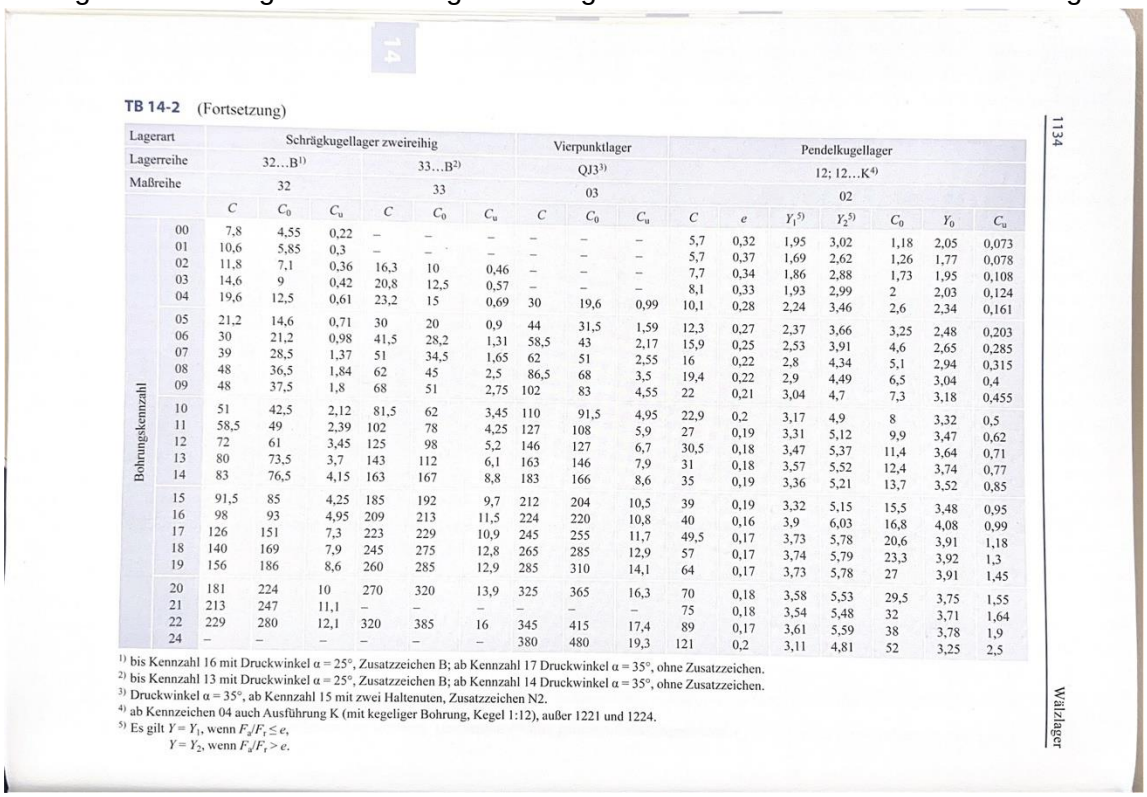
11.5.1.1 Lager D

$$C_{erf} \geq P \times \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times L10h}{10^6}} \geq 1.129\ kN \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 270\ min^{-1} \times 18000\ h}{10^6}} = 7.5\ kN$$

Für die beiden Lager wurden Vierpunktlager verwendet, da diese eine hohe radiale und axiale Tragfähigkeit besitzen. Die Vierpunktlager sind für die Spindellagerungen gut geeignet.

[6] Roloff / Matek Maschinenelemente, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]

Nachdem der Cerf berechnet wurde, wurde im TB14-2 bei den Vierpunktlagern nachgeschlagen, bei welcher Massreihe sich die nächstliegende Tragzahl (C) befindet. Im vorliegenden Fall lag die nächstliegende Tragzahl bei der Massreihe 04. Sie beträgt 30 kN.

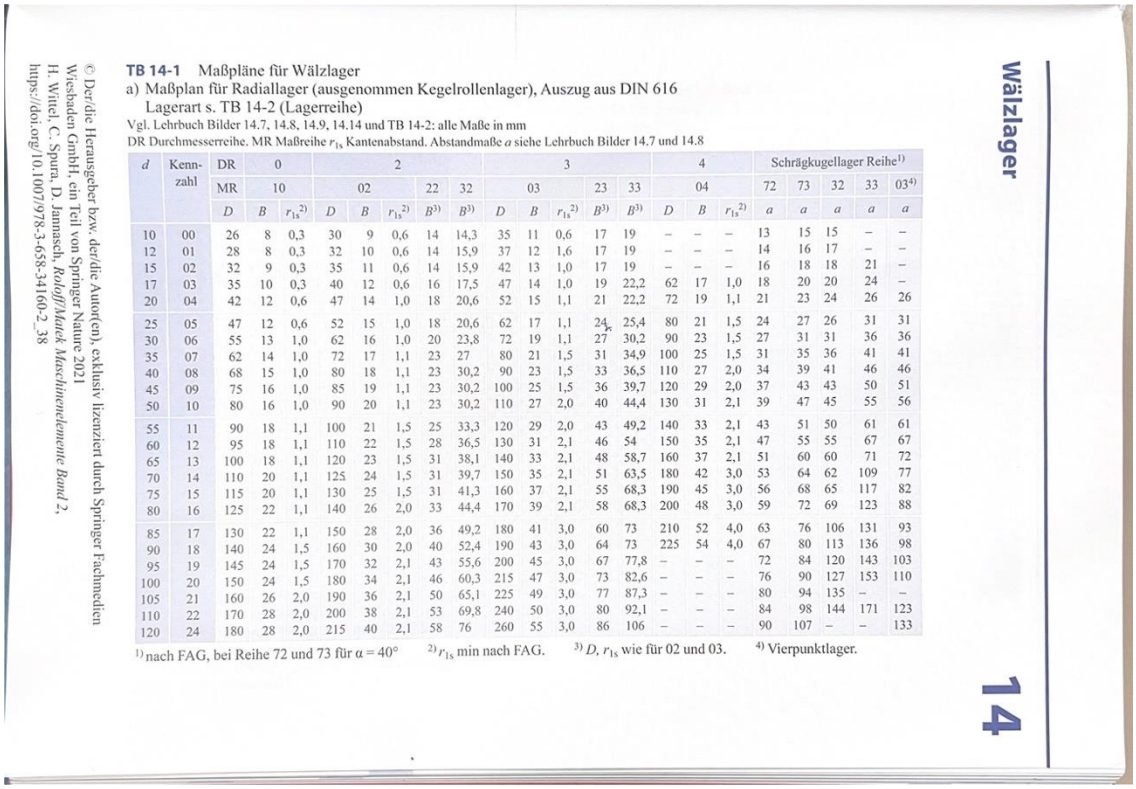


TB 14-2 (Fortsetzung)

Lagerart		Schrägkugellager zweireihig						Vierpunktlager			Pendelkugellager						
Lagerreihe		32…B[1]			33…B[2]			QJ3[3]			12; 12…K[4]						
Maßreihe		32			33			03			02						
		C	C_0	C_u	C	C_0	C_u	C	C_0	C_u	C	e	Y_1[5]	Y_2[5]	C_0	Y_0	C_u
Bohrungskennzahl	00	7,8	4,55	0,22	–	–	–	–	–	–	5,7	0,32	1,95	3,02	1,18	2,05	0,073
	01	10,6	5,85	0,3	–	–	–	–	–	–	5,7	0,37	1,69	2,62	1,26	1,77	0,078
	02	11,8	7,1	0,36	16,3	10	0,46	–	–	–	7,7	0,34	1,86	2,88	1,73	1,95	0,108
	03	14,6	9	0,42	20,8	12,5	0,57	–	–	–	8,1	0,33	1,93	2,99	2	2,03	0,124
	04	19,6	12,5	0,61	23,2	15	0,69	30	19,6	0,99	10,1	0,28	2,24	3,46	2,6	2,34	0,161
	05	21,2	14,6	0,71	30	20	0,9	44	31,5	1,59	12,3	0,27	2,37	3,66	3,25	2,48	0,203
	06	30	21,2	0,98	41,5	28,2	1,31	58,5	43	2,17	15,9	0,25	2,53	3,91	4,6	2,65	0,285
	07	39	28,5	1,37	51	34,5	1,65	62	51	2,55	16	0,22	2,8	4,34	5,1	2,94	0,315
	08	48	36,5	1,84	62	45	2,5	86,5	68	3,5	19,4	0,22	2,9	4,49	6,5	3,04	0,4
	09	48	37,5	1,8	68	51	2,75	102	83	4,55	22	0,21	3,04	4,7	7,3	3,18	0,455
	10	51	42,5	2,12	81,5	62	3,45	110	91,5	4,95	22,9	0,2	3,17	4,9	8	3,32	0,5
	11	58,5	49	2,39	102	78	4,25	127	108	5,9	27	0,19	3,31	5,12	9,9	3,47	0,62
	12	72	61	3,45	125	98	5,2	146	127	6,7	30,5	0,18	3,47	5,37	11,4	3,64	0,71
	13	80	73,5	3,7	143	112	6,1	163	146	7,9	31	0,18	3,57	5,52	12,4	3,74	0,77
	14	83	76,5	4,15	163	167	8,8	183	166	8,6	35	0,19	3,36	5,21	13,7	3,52	0,85
	15	91,5	85	4,25	185	192	9,7	212	204	10,5	39	0,19	3,32	5,15	15,5	3,48	0,95
	16	98	93	4,95	209	213	11,5	224	220	10,8	40	0,16	3,9	6,03	16,8	4,08	0,99
	17	126	151	7,3	223	229	10,9	245	255	11,7	49,5	0,17	3,73	5,78	20,6	3,91	1,18
	18	140	169	7,9	245	275	12,8	265	285	12,9	57	0,17	3,74	5,79	23,3	3,92	1,3
	19	156	186	8,6	260	285	12,9	285	310	14,1	64	0,17	3,73	5,78	27	3,91	1,45
	20	181	224	10	270	320	13,9	325	365	16,3	70	0,18	3,58	5,53	29,5	3,75	1,55
	21	213	247	11,1	–	–	–	–	–	–	75	0,18	3,54	5,48	32	3,71	1,64
	22	229	280	12,1	320	385	16	345	415	17,4	89	0,17	3,61	5,59	38	3,78	1,9
	24	–	–	–	–	–	–	380	480	19,3	121	0,2	3,11	4,81	52	3,25	2,5

[1] bis Kennzahl 16 mit Druckwinkel $\alpha = 25°$, Zusatzzeichen B; ab Kennzahl 17 Druckwinkel $\alpha = 35°$, ohne Zusatzzeichen.
[2] bis Kennzahl 13 mit Druckwinkel $\alpha = 25°$, Zusatzzeichen B; ab Kennzahl 14 Druckwinkel $\alpha = 35°$, ohne Zusatzzeichen.
[3] Druckwinkel $\alpha = 35°$, ab Kennzahl 15 mit zwei Haltenuten, Zusatzzeichen N2.
[4] ab Kennzeichen 04 auch Ausführung K (mit kegeliger Bohrung, Kegel 1:12), außer 1221 und 1224.
[5] Es gilt $Y = Y_1$, wenn $F_a/F_r \leq e$,
$Y = Y_2$, wenn $F_a/F_r > e$.

Abbildung 43: Tabelle für die dynamische Tragzahl bei Vierpunktlagern



TB 14-1 Maßpläne für Wälzlager
a) Maßplan für Radiallager (ausgenommen Kegelrollenlager), Auszug aus DIN 616
Lagerart s. TB 14-2 (Lagerreihe)
Vgl. Lehrbuch Bilder 14.7, 14.8, 14.9, 14.14 und TB 14-2: alle Maße in mm
DR Durchmesserreihe. MR Maßreihe r_{1s} Kantenabstand. Abstandmaße a siehe Lehrbuch Bilder 14.7 und 14.8

d	Kennzahl	DR	0			2					3					4			Schrägkugellager Reihe[1]				
		MR	10			02			22	32	03			23	33	04			72	73	32	33	03[4]
		D	B	r_{1s}[2]	D	B	r_{1s}[2]	B[3]	B[3]	D	B	r_{1s}[2]	B[3]	B[3]	D	B	r_{1s}[2]	a	a	a	a	a
10	00	26	8	0,3	30	9	0,6	14	14,3	35	11	0,6	17	19	–	–	–	13	15	15	–	–
12	01	28	8	0,3	32	10	0,6	14	15,9	37	12	1,6	17	19	–	–	–	14	16	17	–	–
15	02	32	9	0,3	35	11	0,6	14	15,9	42	13	1,0	17	19	–	–	–	16	18	18	21	–
17	03	35	10	0,3	40	12	0,6	16	17,5	47	14	1,0	19	22,2	62	17	1,0	18	20	20	24	–
20	04	42	12	0,6	47	14	1,0	18	20,6	52	15	1,1	21	22,2	72	19	1,1	21	23	24	26	26
25	05	47	12	0,6	52	15	1,0	18	20,6	62	17	1,1	24	25,4	80	21	1,5	24	27	26	31	31
30	06	55	13	1,0	62	16	1,0	20	23,8	72	19	1,1	27	30,2	90	23	1,5	27	31	31	36	36
35	07	62	14	1,0	72	17	1,1	23	27	80	21	1,5	31	34,9	100	25	1,5	31	35	36	41	41
40	08	68	15	1,0	80	18	1,1	23	30,2	90	23	1,5	33	36,5	110	27	2,0	34	39	41	46	46
45	09	75	16	1,0	85	19	1,1	23	30,2	100	25	1,5	36	39,7	120	29	2,0	37	43	43	50	51
50	10	80	16	1,0	90	20	1,1	23	30,2	110	27	2,0	40	44,4	130	31	2,1	39	47	45	55	56
55	11	90	18	1,1	100	21	1,5	25	33,3	120	29	2,0	43	49,2	140	33	2,1	43	51	50	61	61
60	12	95	18	1,1	110	22	1,5	28	36,5	130	31	2,1	46	54	150	35	2,1	47	55	55	67	67
65	13	100	18	1,1	120	23	1,5	31	38,1	140	33	2,1	48	58,7	160	37	2,1	51	60	60	71	72
70	14	110	20	1,1	125	24	1,5	31	39,7	150	35	2,1	51	63,5	180	42	3,0	53	64	62	109	77
75	15	115	20	1,1	130	25	1,5	31	41,3	160	37	2,1	55	68,3	190	45	3,0	56	68	65	117	82
80	16	125	22	1,1	140	26	2,0	33	44,4	170	39	2,1	58	68,3	200	48	3,0	59	72	69	123	88
85	17	130	22	1,1	150	28	2,0	36	49,2	180	41	3,0	60	73	210	52	4,0	63	76	106	131	93
90	18	140	24	1,5	160	30	2,0	40	52,4	190	43	3,0	64	73	225	54	4,0	67	80	113	136	98
95	19	145	24	1,5	170	32	2,1	43	55,6	200	45	3,0	67	77,8	–	–	–	72	84	120	143	103
100	20	150	24	1,5	180	34	2,1	46	60,3	215	47	3,0	73	82,6	–	–	–	76	90	127	153	110
105	21	160	26	2,0	190	36	2,1	50	65,1	225	49	3,0	77	87,3	–	–	–	80	94	135	–	–
110	22	170	28	2,0	200	38	2,1	53	69,8	240	50	3,0	80	92,1	–	–	–	84	98	144	171	123
120	24	180	28	2,0	215	40	2,1	58	76	260	55	3,0	86	106	–	–	–	90	107	–	–	133

[1] nach FAG, bei Reihe 72 und 73 für $\alpha = 40°$ [2] r_{1s} min nach FAG. [3] D, r_{1s} wie für 02 und 03. [4] Vierpunktlager.

© Der/die Herausgeber bzw. der/die Autor(en), exklusiv lizenziert durch Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2021
H. Wittel, C. Spura, D. Jannasch, *Roloff/Matek Maschinenelemente Band 2*,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-34160-2_38

Abbildung 44: Maßpläne für die Vierpunktlager

Anschliessend wurde die Grösse der Vierpunktlager anhand der Massreihe und der Bohrungskennzahl gemäss TB14-1 herausgelesen. Im vorliegenden Fall beträgt der Aussendurchmesser 52 mm, der Innendurchmesser 20 mm und die Lagerbreite 15 mm.

11.5.1.2 Lager C

Da das Lager C die Kräfte in beiden Achsen aufnehmen kann, ändert sich der Vorgang entsprechend dem vorherigen Lager D. Hierbei spielen die Richtwerte für Radial- und Axialfaktoren eine grosse Rolle, da die Kraft nicht nur aus der Auflagereaktion entnommen werden kann.

Beim Vierpunktlager beträgt der e-Wert 0.95. Da Faxial / Fradial grösser als 0.95 ist, ist die rechte Spalte entscheidend. Die Axial- und die Radialkräfte wurden ebenfalls der Auflagereaktion entnommen. Die Axialkraft beträgt dabei 4022.1 N und die Radialkraft 1349.9 N.

TB 14-3 Richtwerte für Radial- und Axialfaktoren X, Y bzw. X_0, Y_0
a) bei dynamisch äquivalenter Beanspruchung

Lagerart	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \le e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
			X	Y	X	Y
Rillenkugellager[1] ein- und zweireihig mit Radialluft normal übliche Passung k5…j5 und J6	0,025	0,22	1	0	0,56	2,0
	0,04	0,24				1,8
	0,07	0,27				1,6
	0,13	0,31				1,4
	0,25	0,37				1,2
	0,50	0,44				1,0
Schrägkugellager						
• Reihe 72B, 73B $\alpha = 40°$; Einzellager und Tandem-Anordnung		1,14	1	0	0,35	0,57
• –; Lagerpaar in O- oder X-Anordnung		1,14	1	0,55	0,57	0,93
• Reihe 32 B, 33 B $\alpha = 25°$		0,68	1	0,92	0,67	1,41
• Reihe 32, 33 $\alpha = 35°$		0,95	1	0,66	0,6	1,07
Vierpunktlager, möglichst $F_a \ge 1{,}2 \cdot F_r$		0,95	1	0,66	0,6	1,07
Pendelkugellager		s. TB 14-2	1	s. TB 14.2	0,65	s. TB 14-2
Zylinderrollenlager[2]						
• Reihe 10, 2, 3 und 4		0,2	1	0	0,92	0,6
• Reihe 22, 23		0,3	1	0	0,92	0,4
Kegelrollenlager[3]		s. TB 14-2	1	0	0,4	s. TB 14-2
Tonnenlager		–	1	9,5	1	9,5
Pendelrollenlager		s. TB 14-2	1	s. TB 14-2	0,67	s. TB 14-2
Axial-Rillenkugellager		–	–	–	0	1
Axial-Pendelrollenlager[4]		1,82	–	–	1,2	1

Abbildung 45: Richtwerte für Axial- und Radialfaktoren

$$P = X \times F_r + Y \times F_a = 0.6 \times 1349.9\,N + 1.07 \times 4022.1\,N = 5113.6\,N$$

Ab hier entspricht der Berechnungsweg der Berechnung des Lagers D.

$$C_{erf} \geq P \times \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times L10h}{10^6}} \geq 5.114\ kN \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 270\ min^{-1} \times 18000\ h}{10^6}} = 33.91\ kN$$

Die nächstliegende Tragzahl ist die Massreihe 03 mit einer Bohrungskennzahl von 05. Der Aussendurchmesser beträgt 62 mm, der Innendurchmesser 25 mm und die Breite 17 mm.

11.5.2 Lager A und B

Bei den Lagern A und B wurden Zylinderrollenlager verwendet, da diese kostengünstiger und für die vorliegende Verwendung ausreichend sind. Der Vorgang bleibt dabei derselbe mit dem Unterschied, dass der P-Wert durch zwei geteilt wird, da je zwei Lager zum Einsatz kommen.

$$C_{erf} \geq \frac{P}{2} \times \sqrt[10/3]{\frac{60 \times n \times L10h}{10^6}} \geq \frac{6.344\ kN}{2} \times \sqrt[10/3]{\frac{60 \times 270\ min^{-1} \times 18000\ h}{10^6}} = 17.4\ N$$

Für die Lager A und B wurde eine Massreihe von 02 und eine Bohrungskennzahl von 03 evaluiert. Der Aussendurchmesser beträgt 40 mm, der Innendurchmesser 17 mm und die Breite des Lagers 12 mm.

11.6 Schraubenverbindung[7]

Die Schraubenverbindung wurden als Letztes berechnet, da dafür Informationen aus anderen Kapiteln nötig waren. Ferner waren Quer- und Scherkräfte notwendig, um die passenden Schrauben zu finden. Der Schlitten soll mit dem Drehschweisstisch über vier Schrauben verschraubt werden.

11.6.1 Vorwahl der Schraube

Die Belastung umfasst eine Quer- und Scherkraft von 3.924 N, die auf vier Schrauben verteilt wird. Damit muss jede Schraube eine Kraft von 981 N aufnehmen. Die passende Schraube wurde im TB8-13, S. 1070 nachgeschlagen. Für eine Querkraft von 981 N und eine Schraubenqualität von 8.8 wird die M8-Schraube empfohlen. Anschliessend wurden die nachfolgenden Berechnungen durchgeführt.

[7] Roloff/Matek Maschinenelemente, Schraubenverbindungen. [Stand 06.10.2024]

TB 8-13 Richtwerte zur Vorwahl der Schrauben

Festigkeits-klasse		Nenndurchmesser in mm für Schaftschrauben bei Kraft je Schraube[1] F_B bzw. F_Q in kN bis											
	stat. axial	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250
	dyn. axial	1	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63	100	160
	quer	0,32	0,5	0,8	1,25	2	3,15	5	8	12,5	20	31,5	50
4.6		6	8	10	12	16	20	24	27	33	–	–	–
4.8, 5.6		5	6	8	10	12	16	20	24	30	–	–	–
5.8, 6.8		4	5	6	8	10	12	14	18	22	27	–	–
8.8		4	5	6	8	8	10	14	16	20	24	30	–
10.9		–	4	5	6	8	10	12	14	16	20	27	30
12.9		–	4	5	5	8	8	10	12	16	20	24	30

Abbildung 46: Richtwerte zur Vorwahl der Schrauben

11.6.2 Schraubendimensionen

Mutterhöhe (m) = 6.8 mm

Steigung (p) = 1.25 mm

Gesamtlänge = lk + m +2 x p = 2 x 8 mm + 6.8 mm + 2 x 1.25 mm = 25.3 mm

In Absprache mit dem Coach wurde jedoch mit einer Gesamtlänge von 25 mm weitergerechnet, da diese keine grosse Rolle spielt.

Die Schraubenverbindung wurde gemäss Ablauf 8-2 berechnet, um sicherzustellen, dass kein Schritt vergessen geht. Die Reihenfolge des Arbeitsplans ermöglichte einen Überblick, der die Darstellung der Berechnungen vereinfachte.

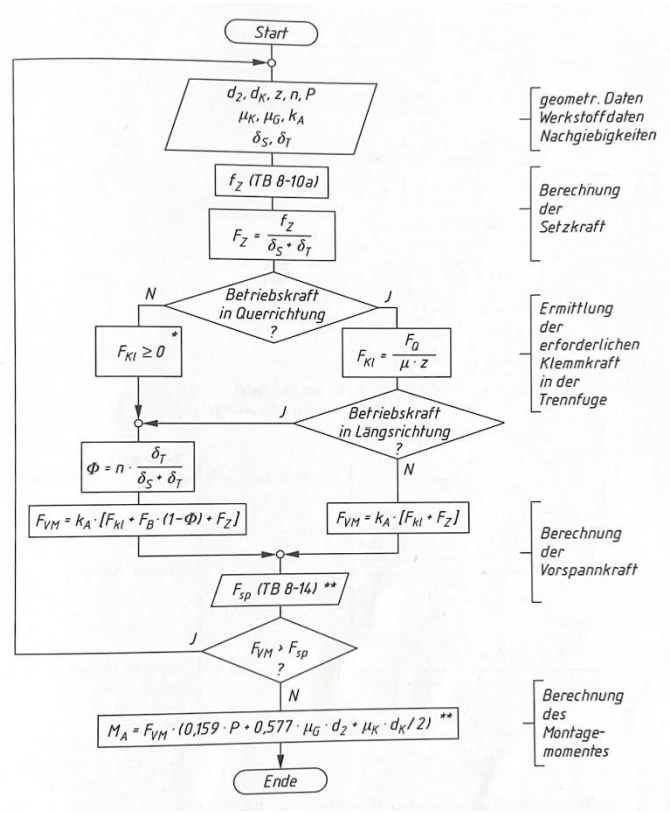


Abbildung 47: Arbeitsplan A 8-2, FB. S.70

d2 = 7.188 mm

dk = 0.65 x d x 2 = 0.65 x 8 mm x 2 = 10.4 mm

z = 4

n = 0.5

p = 1.25 mm

μk = 0.12 (siehe TB8-12a, wenn leicht geölt, beträgt der Wert 0.12)

μG = 0.12 (siehe TB8-12b)

11.6.3 Elastische Nachgiebigkeit der Schraube

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \times \left(\frac{l_{k0}}{AN} + \frac{lG}{A_3} + \frac{lGe}{A_3}\right) + \frac{lm}{E_M \times AN}$$

ES = 210‘000 N/mm^2

Lko = 0.5 x d = 0.5 x 8 mm = 4 mm

AN = $\frac{\pi x\, d^2}{4} = \frac{\pi \times 8\ mm^2}{4} = 50.27\ mm^2$

A3 = 32.84 mm2 (siehe TB8-1)

lG = 16 mm

LGE = 0.5 x d = 0.5 x 8 mm = 4 mm

lM = 0.4 x d = 0.4 x 8 mm = 3.2 mm

EM = 210‘000 N/mm²

$$\delta_S = \frac{1}{210'000N/mm^2} \times \left(\frac{4\,mm}{50.27\,mm^2} + \frac{16\,mm}{32.84\,mm^2} + \frac{4\,mm}{32.84\,mm^2}\right) + \frac{3.2\,mm}{210'000N/mm^2 \times 50.27\,mm^2} = 0.000004\,mm/N$$

11.6.4 Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile

$$\delta_T = \frac{lk}{A_{ers} \times E_T}$$

ET = 210‘000 N/mm²

Dw = 13 mm (siehe TB8-8, s)

Dh = 9 mm (siehe TB8-8, mittel)

DA = 40 mm

$x = \sqrt[3]{\frac{lk \times dw}{DA^2}} = \sqrt[3]{\frac{30.5\,mm\ x\ 13\,mm}{40^2\,mm}} = 0.628$

$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \times (dw^2 - dh^2) + \frac{\pi}{8} \times dw \times lk \times ((x+1)^2 - 1) = \frac{\pi}{4} \times (13^2 - 9^2) + \frac{\pi}{8} \times 13 \times 16 \times ((0.628+1)^2 - 1) = 203.92\,N/mm^2$

$$\delta_T = \frac{16\,mm}{203.92\frac{N}{mm^2} \times \frac{210'000N}{mm^2}} = 0.00000037\frac{mm}{N}$$

11.6.5 Berechnung der Setzkraft

$fz = 11\mu m$

$F_z = \frac{fz}{\delta_S + \delta_T} = \frac{11\,\mu m}{\left(0.000004\frac{mm}{N} + 0.00000037\frac{mm}{N}\right) \times 1000} = 2517.16\,N$

$F_{kl} = \frac{F_{Qges}}{\mu_T \times z} = \frac{3924\,N\,(F_{MY})}{0.15 \times 4} = 6540\,N$

$\phi = 0.5 \times \frac{0.00000036\frac{mm}{N}}{0.000004\frac{mm}{N} + 0.00000036\frac{mm}{N}} = 0.041$

$F_{VM} = 1.1 \times 6.540\,kN + 3.924\,kN \times (1 - 0.041) + 2.51716\,kN = 13.5\,kN < F_{sp} = 18.6\,kN \Rightarrow in\ Ordnung$

$M_A = 0.17 \times F_{VM} \times d = 0.17 \times 13.5\,kN \times 8\,mm = 18.36\,Nm < M_{sp} = 24.6\,Nm \Rightarrow in\ Ordnung$

11.7 Nachkorrektur der Schraube

Die Berechnung der Schraube war bis dahin richtig. Beim Modellieren zeigte sich jedoch, dass es aufgrund der Platzverhältnisse nicht möglich ist, Schrauben mit Muttern zu verwenden. Aus diesem Grund wurde stattdessen eine Schraube ohne Mutter (ISO 4017) eingesetzt. Dabei änderten sich zwar nur wenige Daten, die Berechnung musste aber dennoch erneut durchgeführt werden.

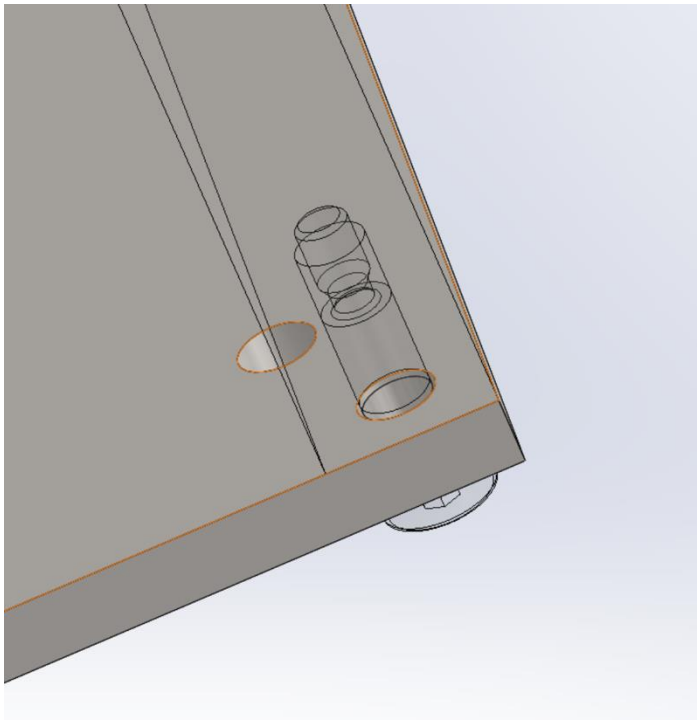


Abbildung 48: zu wenig Platz für die Mutter

11.7.1 Vorwahl der Schraube

Da sich die Quer- und Scherkräfte nicht änderten, blieb auch die Schraubengrösse unverändert. Somit wurden die M8-Schrauben weiterhin verwendet.

11.7.2 Schraubendimensionen

Einschraublänge (le) = d/P<9 = 1.0 x d; 8 mm / 1.25 mm = 6.4 mm < 9; le = 1.0 x 8 mm = 8 mm

Steigung (p) = 1.25 mm

Gesamtlänge = lk + le = 2 x 8 mm + 8 mm = 24 mm; hierbei wurde eine Ausführung mit einer Länge von 25 mm verwendet

d2 = 7.188 mm

dk = 0.65 x d x 2 = 0.65 x 8 mm x 2 = 10.4 mm

z = 4

n = 0.5

p = 1.25 mm

μk = 0.12 (siehe TB8-12a, wenn leicht geölt, beträgt der Wert 0.12)

μG = 0.12 (siehe TB8-12b, Orange = alt; Rot = neu)

b) Reibungszahl μ_G im Gewinde (nach Strelow)

Gewinde					Außengewinde (Schraube)								
		Werkstoff			Stahl								
		Oberfläche			schwarzvergütet oder phosphatiert				galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)		Kleb-stoff
		Gewindefertigung			gewalzt			ge-schnit-ten	geschnitten oder gewalzt				
Gewinde	Werkstoff	Oberfläche	Gewinde-fertigung	Schmie-rung	trocken	geölt	MoS_2	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt	trocken
Innengewinde (Mutter)	Stahl	blank	geschnitten	trocken	0,12 bis 0,18	0,10 bis 0,16	0,08 bis 0,12	0,10 bis 0,16	– –	0,10 bis 0,18	– –	0,08 bis 0,14	0,16 bis 0,25
		galvanisch verzinkt			0,10 bis 0,16	– –	– –	– –	0,12 bis 0,20	0,10 bis 0,18	– –	– –	0,14 bis 0,25
		galvanisch cadmiert			0,08 bis 0,14	– –	– –	– –	– –	– –	0,12 bis 0,16	0,12 bis 0,14	– –
	Gusseisen/ Temperguss	blank			– –	0,10 bis 0,18	– –	0,10 bis 0,18	– –	0,10 bis 0,18	– –	0,08 bis 0,16	– –
	AlMg	blank			– –	0,08 bis 0,20	– –	– –	– –	– –	– –	– –	– –

Abbildung 49: Reibungszahl im Gewinde (nach Strelow)

11.7.3 Elastische Nachgiebigkeit der Schraube

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \times \left(\frac{l_{k0}}{AN} + \frac{lG}{A_3} + \frac{lGe}{A_3} \right) + \frac{lm}{E_M \times AN}$$

ES = 210‘000 N/mm^2

Lko = 0.5 x d = 0.5 x 8 mm = 4 mm

AN = $\frac{\pi x\, d^2}{4} = \frac{\pi \times 8\ mm^2}{4} = 50.27\ mm^2$

A3 = 32.84 mm2 (siehe TB8-1)

lG = 16 mm

LGE = 0.5 x d = 0.5 x 8 mm = 4 mm

lM = 0.4 x d = 0.33 x 8 mm = 2.64 mm

EM = 210‘000 N/mm^2

$$\delta_S = \frac{1}{210'000N/mm^2} \times \left(\frac{4\,mm}{50.27\,mm^2} + \frac{16\,mm}{32.84\,mm^2} + \frac{4\,mm}{32.84\,mm^2}\right) + \frac{2.64\,mm}{210'000N/mm^2 \times 50.27\,mm^2} = 0.00000353\,mm/N$$

11.7.4 Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile

Die elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile blieb unverändert und konnte somit übernommen werden.

$$\delta_T = \frac{lk}{A_{ers} \times E_T}$$

ET = 210‘000 N/mm²

Dw = 13 mm (siehe TB8-8, s)

Dh = 9 mm (siehe TB8-8, mittel)

DA = 40 mm

$x = \sqrt[3]{\frac{lk \times dw}{DA^2}} = \sqrt[3]{\frac{30.5\,mm\ x\ 13\,mm}{40^2\,mm}} = 0.628$

$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \times (dw^2 - dh^2) + \frac{\pi}{8} \times dw \times lk \times ((x+1)^2 - 1) = \frac{\pi}{4} \times (13^2 - 9^2) + \frac{\pi}{8} \times 13 \times 16 \times ((0.628+1)^2 - 1) = 203.92\,N/mm^2$

$$\delta_T = \frac{16\,mm}{203.92\frac{N}{mm^2} \times \frac{210'000N}{mm^2}} = 0.00000037\frac{mm}{N}$$

11.7.5 Berechnung der Setzkraft

$fz = 11\mu m$

$F_z = \frac{fz}{\delta_S + \delta_T} = \frac{11\,\mu m}{\left(0.00000353\frac{mm}{N} + 0.00000037\frac{mm}{N}\right) \times 1000} = 2820.2\,N$

$F_{kl} = \frac{F_{Qges}}{\mu_T \times z} = \frac{3924\,N\,(F_{MY})}{0.15 \times 4} = 6540\,N$

$\phi = 0.5 \times \frac{0.00000036\frac{mm}{N}}{0.000004\frac{mm}{N} + 0.00000036\frac{mm}{N}} = 0.041$

$F_{VM} = 1.1 \times 6.540\,kN + 3.924\,kN \times (1 - 0.041) + 2.820\,kN = 12\,kN < F_{sp} = 18.6\,kN \Rightarrow in\ Ordnung$

$M_A = 0.17 \times F_{VM} \times d = 0.17 \times 12\,kN \times 8\,mm = 16.32\,Nm < M_{sp} = 24.6\,Nm \Rightarrow in\ Ordnung$

12 Kontrolle der Zielerreichung

Ziele/Muss-Kriterien	Ziel erreicht?
Die Hebebühne muss mobil sein und es wird maximal ein Mitarbeiter dafür benötigt.	**ja**
Das Projekt muss spätestens am 23. Oktober 2024 gebunden abgegeben werden.	**ja**
Die Lebensdauer der Lager (Los- und Festlager) muss mindestens 15'000 Stunden umfassen.	**ja**
Die Art und der Typ des Lagers müssen berechnet werden.	**ja**
Die Hebebühne muss in der Höhe verstellbar sein.	**ja**
Die Höhe der Hebebühne muss im ausgefahrenen Zustand im Minimum 1000 mm betragen.	**ja**
Das System muss auf mindestens 400 kg ausgelegt sein. Das Schweissstück der jetzigen Konstruktion wiegt 200 kg und das 3-Backenfutter 50 kg. Damit besteht ein Puffer von mindestens 150 kg.	**ja**
Die Höhenverschiebung der Hebebühne erfolgt über ein Kettengetriebe oder mithilfe eines Schneckengetriebes.	**ja**
Die gewählte Art der Höhenverstellung muss berechnet werden, um die Sicherheit zu gewährleisten.	**ja**
Falls die Variante mit der Spindelsystem gewählt wird, müssen folgende Berechnungen durchgeführt werden: • die mechanischen Belastungen (Axial- und Radial-Kräfte) • Berechnung der kritischen Knicklast • Berechnung des Flächenträgheitsmoments • Berechnung des Spindeldurchmessers • Berechnung des erforderlichen Drehmoments • Berechnung der Motorleistung • Übersetzungsverhältnis zwischen Motor- und Spindeldrehzahl	**ja**
Die maximale Höhe wird in weniger als einer Minute erreicht.	**ja**
Die Schrauben werden berechnet, um sicherzustellen, dass sie für den Anwendungszweck geeignet sind.	**ja**
Das System wird vollständig in SolidWorks gezeichnet und konstruiert.	**ja**

Das einzige Ziel, das nicht erreicht wurde, ist die Vorgabe, dass ein Hydraulik- oder Pneumatik-Zylinder verwendet werden soll. Aus diesem Grund wurde diese Anwendung auch nicht berechnet.

13 Unsere persönliche Meinung zur künstlichen Intelligenz

13.1 Meinung von Ermal Deskaj

In der heutigen Zeit werden die Möglichkeiten der künstlichen Intelligenz immer häufiger verwendet. Viele Unternehmen sowie deren Mitarbeiter benutzen sie als Unterstützung oder geben sogar vereinzelte Aufgaben ganz an sie ab. In dem Unternehmen, in dem ich arbeite, wird die künstliche Intelligenz zur Korrektur von Texten verwendet oder es werden allgemeine Fragen zu verschiedenen Themen gestellt.

Ich war im 3. Semester, als ich zum ersten Mal von ChatGPT oder allgemein von künstlicher Intelligenz in dieser Form gehört habe. Am Anfang habe ich verschiedene Fragen gestellt, um die künstliche Intelligenz auszutesten. Ich habe sie jedoch für keinerlei wichtige Anwendungen verwendet. Als ich durch Ausprobieren herausgefunden habe, dass sie gut funktioniert, habe ich sie privat immer häufiger zur Unterstützung gebraucht. Wenn ich z. B. nicht gewusst habe, was ich kochen soll, habe ich die künstliche Intelligenz nach Vorschlägen gefragt und mir anschliessend auch die Rezepte zeigen lassen.

Bis heute verwende ich die künstliche Intelligenz für Privates. Darüber hinaus nutze ich sie auch im Beruf und im Rahmen meiner Weiterbildung. Im Laufe der Weiterbildung habe ich viele Projektarbeiten durchgeführt. Ich habe schon immer Mühe gehabt, mit einem neuen Projekt zu starten, weil ich zu diesem Zeitpunkt nicht genau weiss, wie ich am besten anfangen soll. Ich habe versucht, meine Startschwierigkeiten mithilfe von ChatGPT zu überwinden. Zu diesem Zweck habe ich die künstliche Intelligenz beim Projektstart jeweils nach Ideen gefragt. Anschliessend habe ich mir den Ablauf bis ins kleinste Detail aufzeigen lassen. Diesen Ablauf hätte ich theoretisch übernehmen können, was ich aber natürlich nicht gemacht habe. Es ist möglich, die künstliche Intelligenz immer weiter nach Details zu fragen, sodass die Informationen immer wie genauer werden und besser zu den eigenen Vorstellungen passen.

Die künstliche Intelligenz wird von Studenten oder Mitarbeitern teilweise auch missbraucht, beispielsweise indem sie das Projekt oder ganze Arbeiten von ChatGPT schreiben lassen. Es gibt immer wie bessere Künstliche-Intelligenz-Applikationen, die in der Lage sind, einer Duplikatsprüfung zu bestehen. Das macht eine Überprüfung durch Experten oder die Schule schwer oder gar unmöglich.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit haben wir die künstliche Intelligenz zur Unterstützung genutzt. Dass wir ChatGPT offene Fragen gestellt und uns auf diese Weise eine erst Meinungen eingeholt haben, hat uns mehrere Vorteile gebracht. Einige Berechnungen sowie Themen haben wir in der Schule nicht behandelt. Bei diesen Punkten haben wir uns die Hilfe von ChatGPT eingeholt, um möglichst wenig Zeit zu verlieren. Jedoch haben wir, wie oben erwähnt, bemerkt, dass die Formel der künstlichen Intelligenz zu ungenau ist. Ab diesem Zeitpunkt haben wir jede Information, die wir von ChatGPT erhalten haben, geprüft. Die künstliche Intelligenz hat uns diese Diplomarbeit in einigen Punkten erleichtert, da wir sie wahrheitsgemäss angewendet haben. In zukünftigen Arbeiten werde ich sie ebenfalls als Unterstützung nutzen, beispielsweise um mir bei Problemen eine zweite Meinung einzuholen.

Ich sehe die künstliche Intelligenz als gute Investition in die Zukunft. Im besten Fall kann sie in naher Zukunft auch in der medizinischen Forschung eingesetzt werden. Da die Fähigkeiten des Menschen nicht grenzenlos sind, hoffe ich, dass die künstliche Intelligenz den Menschen in Zukunft ergänzt. Ich sehe wenig bis keine Gefahr beim Einsatz der künstlichen Intelligenz in der Forschung oder zur Weiterbildung. Meiner Meinung nach werden einige Arbeitsstellen in einigen Jahren durch die künstliche Intelligenz zwar ersetzt, aber es werden wiederum neue Arbeitsstellen entstehen.

13.2 Meinung von Lino Siegenthaler

Die künstliche Intelligenz ist in aller Munde, fasziniert, macht einer Menge Leuten auch Angst und polarisiert stark.

Ich finde die künstliche Intelligenz ein spannendes Tool, das ich in meiner beruflichen Tätigkeit ab und zu brauche. Ich nutze beispielsweise «Deepl Write», wenn ich Hilfe brauche, um etwas in Worte zu fassen oder um Texte umzuschreiben, die ich nicht genügend leserfreundlich und Fakten-basiert auf den Punkt bringe. Weiter nutze ich sie, um dem Kunden z. B. den neusten Stand eines Projektes mitzuteilen und um ein paar technische Abklärungen zu treffen. Mithilfe der künstlichen Intelligenz gelingt es mir sehr gut, Inputs für solche Texte zu erhalten. Darüber hinaus kann ich meinen Schreibstil und Wortschatz erweitern. Diese Form der Nutzung einer künstlichen Intelligenz hat nichts mit der Wiedergabe von Fakten zu tun. Ich muss also keine Quellen überprüfen.

In der Ideenfindung brauche ich die KI ebenfalls, denn es ist möglich, bei der künstlichen Intelligenz immer genauer und detaillierter nachzufragen. So habe ich schon viele Inputs für gute Ideen gesammelt und bin auf den richtigen Weg gekommen. Auch da finde ich es von Vorteil, dass ich die Ergebnisse der künstlichen Intelligenz nur als Input brauche und daher keine Fakten überprüfen muss.

In Sachen Informationssuche brauche ich die künstliche Intelligenz nicht. Stattdessen nutze ich noch klassisch «Google», denn auf diese Weise kann ich die Quellen viel besser überprüfen und hinter den Fakten stehen. Ich mag es nicht, wenn ich in einer Diskussion nicht weiss, woher meine Fakten stammen, und ich nur antworten kann «Das hat mir die künstliche Intelligenz gesagt». Ich halte die künstliche Intelligenz in der Informationsbeschaffung für sehr fehleranfällig und noch wenig ausgereift. Aus diesem Grund benutze ich sie zu diesem Zweck nur sehr selten.

Die Zukunft sehe ich nicht so kritisch wie viele Leute. Ich habe keine Angst vor den Neuerungen und Herausforderungen, die die künstliche Intelligenz mit sich bringt. Natürlich wird sie einige Arbeitsplätze ersetzen, aber sicher auch viele andere generieren. Zudem denke ich, dass die Gesellschaft es lernen wird, die künstliche Intelligenz bewusst und intelligent einzusetzen. Aus diesem Grund gehe ich davon aus, dass sie immer ein Tool der Menschen sein wird und sich nie ganz verselbstständigt.

Weil ich nach dem Abschluss an der Teko in die Entwicklung und Konstruktion wechseln werde, freue ich mich auf die Arbeit mit der künstlichen Intelligenz in diesem Bereich. Ich

denke, in der Ideenfindung und Überprüfung von Prozessen und Prototypen wird die künstliche Intelligenz in Zukunft eine spannende und wichtige Rolle spielen.

Das Wichtigste ist meiner Meinung nach, dass man lernt, mit diesem Tool zu arbeiten, sich auf die Vor- und Nachteile einzulassen und sich für die Anwendung zu sensibilisieren. Wenn man das gut beherrscht, wird die künstliche Intelligenz unser Leben vereinfachen.

14 Gruppenarbeit

Seit dem 2. Semester haben wir fast alle Semesterarbeiten zusammen gemacht. Schon von Beginn an haben wir gemerkt, dass die Gruppendynamik zwischen uns passt. Wir haben deshalb nicht lange überlegt und von Beginn an gewusst, dass wir auch die Diplomarbeit zu zweit machen wollen. Bei der Entscheidung, die Diplomarbeit als Gruppenarbeit zu absolvieren, haben mehrere Faktoren zusammengespielt. Unsere Interessen gehen sowohl geschäftlich als auch privat in dieselbe Richtung. Zudem haben wir bereits einige Semesterarbeiten gut gemeistert und mit guten Noten abgeschlossen.

Da in der Berufswelt immer im Team gearbeitet wird, wollten wir dieses Projekt auch im Team meistern. So können wir neben unseren fachlichen Kompetenzen auch unsere Softskills, die immer wie mehr gefragt sind, erweitern. Die Teamarbeit hat uns Spass gemacht und uns weitergebracht.

15 Reflexion – Leesons learned

15.1 Reflexion – Ermal Deskaj

Die Erarbeitung dieser Diplomarbeit hat mir über die ganzen 20 Wochen hinweg gut gefallen. Ich bin froh, dass ich mich für eine Gruppenarbeit mit Lino Siegenthaler entschieden habe. Wir haben uns bei allen Themen und Berechnungen gegenseitig gut ergänzt und somit ein gutes Endprodukt erstellt. Ich bin glücklich darüber, dass wir uns für dieses Thema entschieden haben, weil wir Neues erlernt und das bereits Gelernte gut anwenden konnten. Das Lastenheft, das wir am Anfang der Diplomarbeit erstellt haben, hat und als Plan gut gedient, sodass wir während der Diplomarbeit keine grossen Veränderungen vornehmen mussten. Einige Berechnungen haben wir mehrmals durchgeführt, weil wir falsch vorgegangen sind, aber das ist rückwirkend betrachtet nicht so tragisch, weil wir das Kapitel oder das Thema erst in solchen Momenten vollständig verstanden haben. Da wir nicht alle Kapitel im Unterricht behandelt hatten, mussten wir uns das Kettengetriebe und die Spindelberechnung selber beibringen. Wir mussten dafür zwar einige Stunden aufwenden, jedoch können wir uns jetzt sicher sein, dass wir diese Kapitel verstanden haben.

15.2 Danksagung Ermal Deskaj

Ich möchte mich beim Lino Siegenthaler für die gute Gruppenarbeit bedanken. Zudem möchte ich mich bei unserem Coach Peter Müller bedanken für die guten Tipps, die er uns für diese Diplomarbeit gegeben hat. Die erfolgreiche Zusammenarbeit zwischen Lino Siegenthaler, Peter Müller und mir hat es erst möglich gemacht, solch eine Diplomarbeit abgeben zu können.

15.3 Reflexion – Lino Siegenthaler

Die Diplomarbeit mit Ermal Deskaj ist für mich ein voller Erfolg. Wir haben dieses Projekt so umgesetzt, wie wir es uns zum Ziel gesetzt haben.

Die Zusammenarbeit zwischen Ermal Deskaj und mir hat sehr gut funktioniert. Wir konnten uns die Arbeit gut aufteilen und uns aufeinander verlassen. Wir haben beide den gleichen Ehrgeiz, die Diplomarbeit auf einem guten Level abzuschliessen. Dazu kommt, dass wir uns in den fachlichen Gebieten gegenseitig sehr gut ergänzen und so sehr effizient voneinander lernen konnten.

In den neuen Themengebieten wie die Auslegung der Spindel und des Kettenantriebs haben wir uns ebenfalls gut ergänzt. Ermal Deskaj hat mit seinen sehr guten mathematischen Fähigkeiten mein Verständnis für die Mechanik perfekt ergänzt.
Von der Ideenfindung bis zur Konstruktion des fertigen Produktes haben wir gelernt, unsere Stärken und Ressourcen gezielt einzusetzen und uns zu ergänzen.
Ich habe für meine berufliche Zukunft – für die Zusammenarbeit in einem Entwicklungsteam – also viel gelernt.

Ermal Deskaj und ich haben uns jeweils am Wochenende in einem Klassenzimmer der TEKO getroffen, um zusammen an der Diplomarbeit zu arbeiten. Wir haben bemerkt, dass wir sehr effizient arbeiten können, wenn wir unsere Arbeiten gemeinsam in der Schule erledigen. So konnten wir anstehende Fragen direkt miteinander besprechen. Die persönlichen To-dos, die wir zu Hause allein erledigen konnten, haben wir am Ende des Arbeitstages ebenfalls miteinander besprochen. Wir sind beide sehr pflichtbewusst, weshalb die Aufteilung sehr gut funktioniert hat.

Beim nächsten Mal werde ich die Zeitplanung etwas wichtiger einstufen. Das Einschätzen der für die jeweiligen Arbeiten notwendigen Zeit war sehr schwierig. Insbesondere die Konstruktion hat mehr Zeit in Anspruch genommen, als wir gedacht haben. Wir haben zum Schluss keinen grossen Zeitdruck gehabt, rechtzeitig fertig zu werden, allerdings hätten wir gewisse Arbeiten schon im Voraus erledigen können, um die Zeiten noch etwas besser zu planen.

15.4 Danksagung Lino Siegenthaler

Ich möchte mich bei Ermal Deskaj für die gute Zusammenarbeit während der Diplomarbeit bedanken. Auch unserem Diplom-Coach Peter Müller bin ich für die Unterstützung und für den Einsatz dankbar. Für die Hilfe und Ratschläge meiner Freundin Nina Eschbach und meinen Eltern Annette Wälchli und Robert Siegenthaler möchte ich mich ebenfalls herzlich bedanken.

16 Eigenständigkeitserklärung

Wir versichern, dass wir die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der im Literaturverzeichnis angegebenen Quellen und Hilfsmittel angefertigt haben.

Die wörtlich oder inhaltlich den im Literaturverzeichnis aufgeführten Quellen und Hilfsmitteln entnommenen Stellen sind in der Arbeit als Zitat bzw. Paraphrase kenntlich gemacht.

Glattbrugg, 18. März 2024





Ermal Deskaj

Lino Siegenthaler

17 Quellenverzeichnis

Abbildung 2: https://l1nq.com/Y7RDz, [Stand 28.08.2024]
Abbildung 3: https://acesse.dev/4boLU, [Stand 28.08.2024]
Abbildung 4: https://acesse.dev/1fKxF, [Stand 28.08.2024]
Abbildung 5: https://encr.pw/0i4sy, [Stand 28.08.2024]
Abbildung 6: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 7: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 8: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 9: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 10: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 11: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 12: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 13: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 14: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 17: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 18: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 19: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 20: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 21: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 22: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 23: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 24: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 25: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 29: Roloff / Matek Tabellebuch, Stahlauswahl. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 30: Roloff / Matek Formelsammlung, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 31: Roloff / Matek Formelsammlung, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 32: Roloff / Matek Formelsammlung, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 33: Roloff / Matek Tabellenbuch, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 34: Roloff / Matek Tabellenbuch, Tribologie. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 35: Selbsterstelltes 3D - Modell, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 36: Roloff / Matek Tabellenbuch, Kettengetriebe. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 37: Roloff / Matek Tabellenbuch, Kettengetriebe. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 38: Roloff / Matek Tabellenbuch, Kettengetriebe. [Stand 06.10.2024]

Abbildung 39: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 40: Eigenskizze, [Stand 05.10.2024]
Abbildung 41: Roloff / Matek Tabellenbuch, Elemente zum Verbinden von Wellen und Naben. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 42: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 43: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 43: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 44: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 45: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 46: Roloff / Matek Tabellenbuch, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 47: Roloff / Matek Formelsammlung, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]
Abbildung 48: Selbsterstelltes 3D – Modell [Stand 05.10.2024]
Abbildung 49: Roloff / Matek Tabellenbuch, Schraubenverbindungen. [Stand 06.10.2024]

18 Literaturverzeichnis

[1] Roloff/Matek Maschinenelemente, Schraubenverbindung. [Stand 06.10.2024]

[2] Roloff/Matek Maschinenelemente, Kettenverbindung. [Stand 06.10.2024]

[3] www.elektromotorenmarkt.de URL: **https://t1p.de/7w4eb** [Stand 05.10.2024]

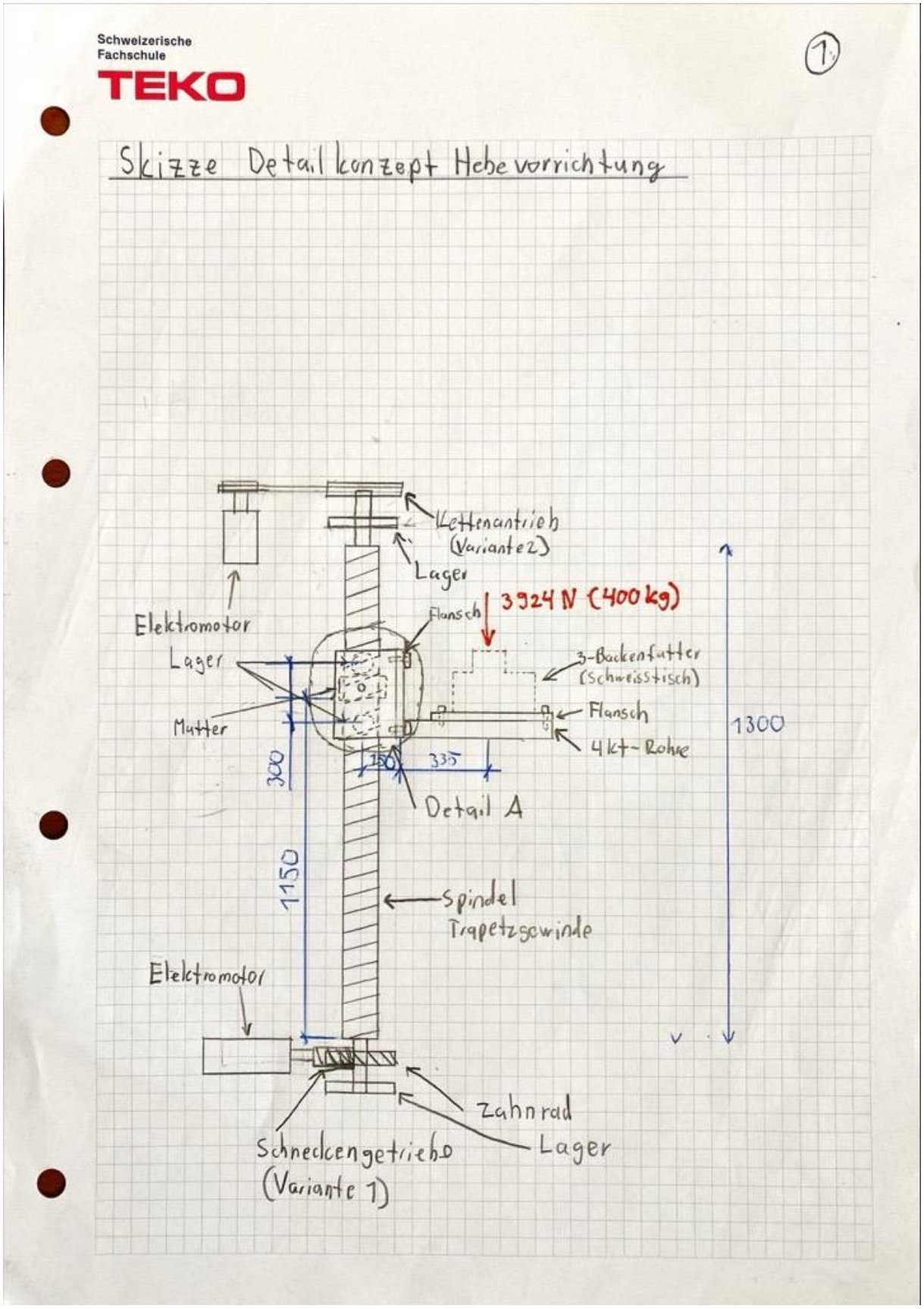
[4] Das vollständige Datenblatt ist im Anhang zu finden.

[5] Roloff/Matek Maschinenelemente, Achsen, Wellen und Zapfen. [Stand 06.10.2024]

[6] Roloff / Matek Maschinenelemente, Wälzlager. [Stand 06.10.2024]

[7] Roloff/Matek Maschinenelemente, Schraubenverbindungen. [Stand 06.10.2024]

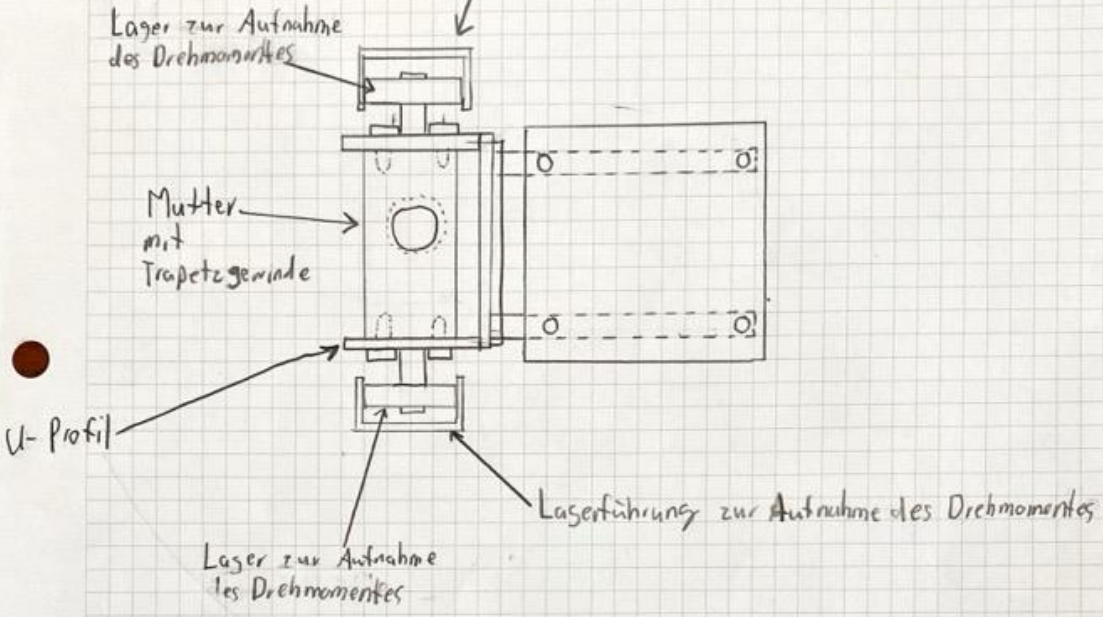
19 Anhang


Schweizerische
Fachschule
TEKO
1
Skizze Detail konzept Hebevorrichtung
Kettenantrieb
(Variante2)
Lager
3924 N (400 kg)
Flansch
Elektromotor
Lager
3-Backenfutter
(Schweisstisch)
Flansch
Mutter
4kt-Rohre
1300
300
150
335
Detail A
1150
Spindel
Trapetzgewinde
Elektromotor
Zahnrad
Lager
Schneckengetriebe
(Variante 1)

Schweizerische Fachschule
TEKO

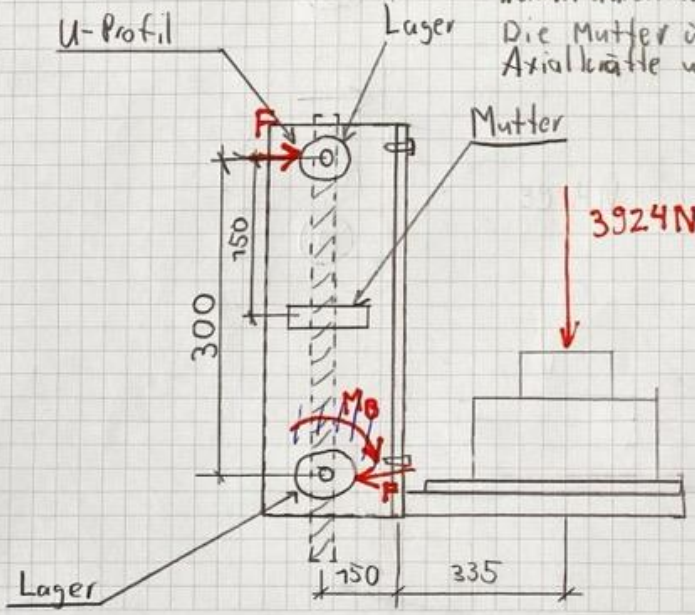
②

Detail A



Kräfteverlauf im Schlitten

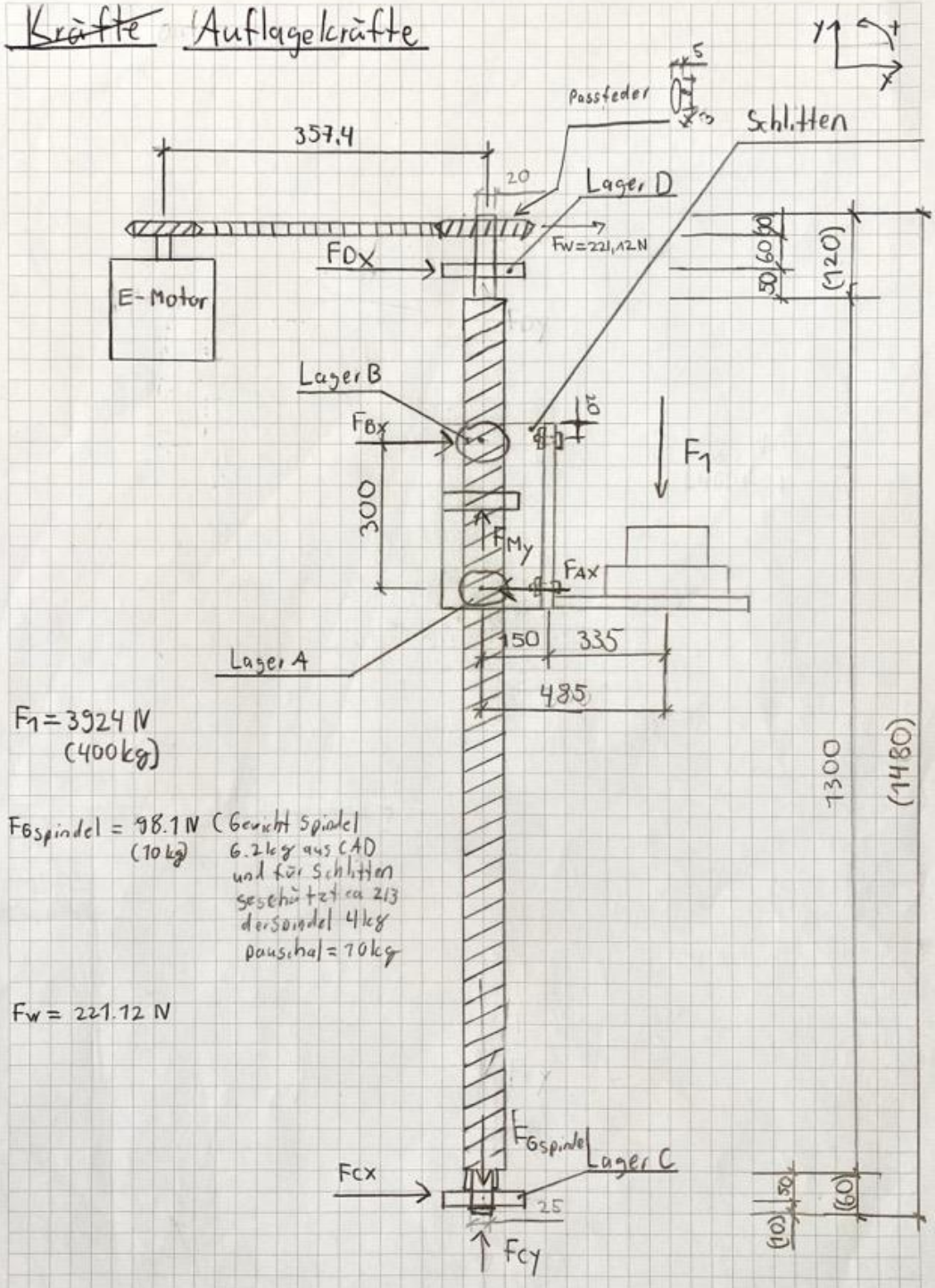
Das U-Profil überträgt alle äusseren Kräfte auf die 4 Lager die Geführt werden durch die Laserführung. Die Mutter überträgt nur die Axialkräfte und ist selbsthemend.



Schweizerische Fachschule
TEKO

③

~~Kräfte~~ Auflagekräfte



$F_1 = 3924\ N$ (400kg)

$F_{Gspindel} = 98.1\ N$ (10kg) (Gewicht Spindel 6.2kg aus CAD und für Schlitten geschätzt ca 2/3 der Spindel 4kg pauschal = 10kg

$F_w = 221.12\ N$

TEKO

Diplomarbeit

Sitzungsprotokoll – 1. Sitzung

Thema der Besprechung:	Diverse Fragen zu folgenden Themen: Spindelberechnung; Kettengetriebe; Auflagekräfte; Weiteres Vorgehen zusammen besprechen
Datum / Zeit:	19.07.2024 um 12:00 Uhr
Ort:	Glattbrugg, TEKO
Teilnehmer:	Peter Müller (Diplomcoach), Lino Siegenthaler, Ermal Deskaj

Einleitung

Der erste Termin diente Ermal Deskaj und Lino Siegenthaler zur Standortbestimmung und zur Klärung der Fragen, die bei den Berechnungen aufgetaucht sind. Diese Fragen wurden Peter Müller im Voraus per E-Mail zugesandt.

Spindelberechnungen (Bewegungsschrauben, Kapitel 8)

- Reicht die Selbsthemmung des Trapezgewindes oder brauchen wir eine Bremse?
  - ⇨ Ja, die Selbsthemmung reicht aus. Die Berechnungen sind ebenfalls richtig.

- Was ist dL =>Wirksamer Reibungsdurchmesser in der Kontaktfläche A? (Roloff/Matek Maschinenelemente, S. 281 – 282)
- Was ist μL => Reibungszahl in der Kontaktfläche A? (Roloff/Matek Maschinenelemente, S. 281 – 282)
  - ⇨ Weil wir ein Lager zur Aufnahme der Kräfte in der Y-Achse verwenden, fällt dieser Wert weg.

- Welche Belastung bei der Verdreh Spannung (S.76 Nr. 69)
  - ⇨ Bei unserer Variante wurde die wechselnde Belastung ausgewählt.

- Wenn eine elastische Knickung vorliegt, müssen wir es zusätzlich auf die plastische Knickung prüfen?
  - ⇨ Verweisung durch Peter Müller auf das Lehrbuch der Technischen Mechanik von Alfred und Wolfgang Böge.

  Aufgabe: Recherche im der obengenannten Fachliteratur
  (lk in schlankheitsgrad einsetzen und anschliessend das Verfahren wählen (Euler oder Tetmajer.)

Seite 1 / 2

- Zulässige Drehzahl der Spindel erforderlich (biegekritische Drehzahl der Spindel)?
  - ⇨ Wird als eine Vollwelle berechnet. Als Durchmesser wir der Kernquerschnitt der Gewindestange verwendet.

Kettengetriebe (Kapitel 17)

- Müssen wir die Dimension der Kettenräder berechnen oder einfach nach TB 17-2 Ketten-Nr.: 05B (S.1195)
  - ⇨ Die Dimensionen aus der Tabelle 17-2, Seite 1195 (Gewählte Kette-Nr.: 05B) reicht vollkommen aus.

- Kräfte an Kette und Kettenräder berechnen für die Wellen? (S. 194; Formel- Nr.: 18 & 23)
  - ⇨ Nur Fw nach Nr. 23 + 18 berechnen.

Auflagekräfte

- Auflagekräfte zuerst in Schlitten (Lager A & B) danach in Lager C und D berechnen?
  - ⇨ Die Auflager werden zuerst im Schlitten (Lager A & B) berechnet, danach diejenigen in der Spindel.
  - ⇨ Als Gewichtskraft der Spindel wird der errechnete Wert der CAD-Datei verwendet.
  - ⇨ Die Gewichtskraft des Schlittens wird geschätzt.

Mit der Unterschrift bestätigen die Teilnehmer, dass sie das Protokoll vollständig gelesen haben und mit allen aufgeführten Punkten einverstanden sind.

Ort, Datum

Glattbrugg, 19.07.2024

Peter Müller

Lino Siegenthaler

Ermal Deskaj

TEKO

Diplomarbeit

Sitzungsprotokoll – 2. Sitzung

Thema der Besprechung:	Fragen klären zu folgenden Themen: Spindelberechnung; Schraubenverbindung; Wälzlager; Allgemeine Fragen
Datum / Zeit:	13.09.2024 um 11:00Uhr
Ort:	Glattbrugg, TEKO
Teilnehmer:	Peter Müller (Diplomcoach), Lino Siegenthaler, Ermal Deskaj

Einleitung

Der zweite Termin diente Ermal Deskaj und Lino Siegenthaler zur Standortbestimmung und zur Klärung der Fragen, die bei den Berechnungen aufgetaucht sind. Diese Fragen wurden Peter Müller im Voraus per E-Mail zugesandt.

Spindelberechnungen (Bewegungsschrauben, Kapitel 8)

- Sind die bisherigen Berechnungen der Spindel nach den Abläufen A8-6 und A8-7 ausreichend, oder müssen zusätzlich die biegekritische Drehzahl und die Durchbiegung berechnet werden? (A8-6: Seite 83; A8-7: Seite 84)
  - ⇨ Die Berechnungen genügen für die Dimensionierung und Nachprüfung der Spindel.
  - ⇨ Die biegekritische Drehzahl und Durchbiegung muss nicht berechnet werden.

Schraubenverbindungen (Kapitel 8)

- Genügen die Berechnungen der Schraubenverbindungen, nach der Vorwahl der Schraube, nach A8-2 (A8-2: Seite 79)
  - ⇨ Ja, wir haben alle notwendigen Berechnungen durchgeführt.

Wälzlager (Kapitel 14)

- Wird die Drehzahl um 60 multipliziert, um die Kraft Cerf zu berechnen? (Formelsammlung, Seite 156; Nr.: 2;)
  - ⇨ Die Drehzahl muss mit 60 multipliziert werden, wie wir es gemacht haben.

Seite 1 / 2

TEKO

Diplomarbeit

Allgemeine Fragen zur Dokumentation und dem Ablauf

- Was ist die genaue Anzahl der Wörter, die wir in unserer Dokumentation vorweisen müssen?
  Zu berücksichtigen sind die vielen Berechnungen und die aufwendigen Konstruktionen.

  ⇨ Anzahl Wörter werden aufgehoben, aufgrund der vielen Konstruktionen und Berechnungen

- Wie hoch muss der Stunden Aufwand sein bei einer Gruppenarbeit von zwei Diplomanden?

  ⇨ Der Aufwand der Studenten ist gleich wie bei den Einzelarbeiten.

- Müssen wir unsere erstellten Kompetenzprofile in die Arbeit einfügen, oder wird dies separat versendet und an der Präsentation bewertet?

  ⇨ Wir werden die Kompetenzprofile, sowie den Lebenslauf in einem separaten Dossier abgeben.

- Müssen wir die Micro-Website gleichzeitig mit der Diplomarbeit einreichen? (23.Oktober. 2024 14:00 Uhr)

  ⇨ Ja, die Micro-Website muss bis am 23. Oktober 2024 um 14:00 Uhr mitabgegeben werden.

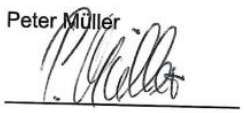
- Wie lang muss unsere Präsentation dauern? (Gruppenarbeit)

Mit der Unterschrift bestätigen die Teilnehmer, dass sie das Protokoll vollständig gelesen haben und mit allen aufgeführten Punkten vollständig einverstanden sind.

Ort, Datum

Glattbrugg 13.09.2024

Peter Müller



Lino Siegenthaler



Ermal Deskaj



Seite 2 / 2

ecoDrives

Drehstrom-Asynchronmotor ACA 90 L 8/HE

IE2AC09L8000

Allgemeine Daten

Motorart	3~
Typenbezeichnung	ACA
Baugröße	90
Bauform	B3
Gehäuseausführung	L
Gehäusematerial	Aluminium
Isolationsklasse	F/B
Klemmkastenlage	oben AS
Klemmkasten Ausrichtung	0° KV nach rechts
Gewicht (kg)	18,40
Drehrichtung	rechts / links
Schwingstufe	A
Wuchtart	Halbkeil
Kühlungsart	IC411
Ausführung nach	IEC 60034-1
Geräuschgrenzwert	IEC 60034-9

Elektrische Daten

Leistung 1 50Hz (kW)	0,55
Leistung 1 60Hz (kW)	0,66
Frequenz (Hz)	50/60
Spannung 50Hz (V)	230/400
Spannung 60Hz (V)	265/460
Spannungs-/Frequenztoleranz (ungültig bei Bereichspannung)	Bereich B
Schaltungsart	Δ/Y
Polzahl	8
Wirkungsgrad 100% 50Hz (%)	61,7
Wirkungsgrad 75% 50Hz (%)	61,7
Wirkungsgrad 50% 50Hz (%)	60,5
Wirkungsgrad 100% 60Hz (%)	66
Wirkungsgrad 75% 60Hz (%)	61,7
Wirkungsgrad 50% 60Hz (%)	60,5
Leistungsfaktor	0,61
Anlaufstromfaktor (Ia/In)	4
Anlaufmomentfaktor (Ma/Mn)	1,8
Kippmomentfaktor (Mk/Mn)	2
Nennstrom 50Hz (A)	3,67/2,11
Nennstrom 60Hz (A)	4,12/2,37
Eff.Cl. 50Hz	IE2
Eff.Cl. 60Hz	IE2

Motor Eigenschaften

Farbton	RAL7030
Lackoberfläche	glänzend
Schutzklasse	IP55
Kabelverschraubung Größe (Kabelanschluss)	1xM25x1,5 1xBlindst.
Kabelverschraubung (Art)	Standard
Wellenende (mm)	24 x 50
Wellenmaterial	C45
Ausprägung BS	Lüfterflügel Kunststoff

Mechanische Daten

Drehmoment (Nm)	7,78/7,78
Drehzahl (1/min)	675/810
Kugellager AS	6205.ZZ.C3
Kugellager BS	6205.ZZ.C3
Lagerung AS	Loslager
Lagerung BS	Loslager
Lagerlebensdauer (h)	20000
zul. Radiallast (X/2) (N)	975
zul. Radiallast (X0) (N)	1100
zul. Radiallast (Xmax) (N)	850
zul. Axiallast B3,B5,B35,B14,B34 (N)	925
zul. Axiallast V1,V3,V19,V18 (N)	885

Einflussfaktoren

Betriebsart	S1
Umgebungstemperatur (°C)	-20 bis +40
Aufstellhöhe (m)	1000

Technische Änderungen und Irrtümer vorbehalten.

Schweizerische
Fachschule

TEKO

Vorlage Themeneingabe

Fachrichtung	Maschinenbau
Klasse	Z-TMA-21-T-a
Name, Vorname	Deskaj Ermal
Name, Vorname	Siegenthaler Lino
E-Mail	Ermal.deskaj@edu.teko.ch; lino.siegenthaler@edu.teko.ch

Vorschlag Diplomarbeit

Diplomwunsch	*Berechnung und Konstruktion einer Hebesystem für einen Drehschweisstisch*
Themabeschreibung	*Wir wollen eine Schweissdrehtisch Höhenverstellbar und Mobil machen, um die Haltung des Schweissers während dem Schweissen zu verbessern. Somit ist die Haltung ergonomisch besser und die Schweissarbeit einfacher und in einer besseren Qualität zu verrichten.* *Ausgangslage:* *In der Firma Stutz-Mechanik AG ist ein Schweissdrehtisch um Walzen und Wellen zuschweissen vorhanden. Jedoch ist er auf einem Tisch mit fixer Höhe montiert. Das macht Probleme, wenn man sehr lange oder kurze Walzen und Wellen hat, die man Senkrecht einspannen muss, um Sie zu schweissen. Somit wäre es eine gute Investition eine Hebevorrichtung zu konstruieren, welche Höhe verstellbar ist und dazu mobil, um ihn einfacher zu Positionieren.* *Der Drehtisch ist bereits vorhanden. Wir werden ausschliesslich die Hebevorrichtung Entwickeln und auf den Drehtisch anpassen.* *Unsere Ziele:* - *Erstellung eines Lastenheftes* - *Ideenfindung durch Recherche von schon bestehenden, ähnlichen Lösungen* - *Auswahl der Hebesystems mittels gelernter Methoden.* - *Möglichst tief absenken (um möglichst lange Walzen zu schweissen)* - *Die Konstruktion sollte auf irgendeine weisen mobil sein (z.B. aufnahmen für Roll oder Rollen direkt an der Konstruktion befestigt)* - *Konstruktion und Zeichnungen erstellen der Hebevorrichtung.* *Recherche:* *Wir werden rechercherieren was es für bestehende Lösungen auf dem Markt gib und in unsere Ideenfindung einfliessen lassen.* *Berechnungen:* - *Berechnung der Pneumatik und oder Hydraulik* - *Berechnung der Lager* - *Berechnung der Lagerachsen* - *Berechnung der Hebelkräfte* - *Berechnung der Schraubenverbindungen* - *Materialauswahl* *Wie oben erwähnt, ist die Montage des Schweissdrehtisch auf eine Fixer Höhe ungeeignet. Lino schweisst viel selbst in der Stutz-Mechanik AG und wollte schon lange eine Lösung für das Problem.* *Nun ist es die Perfekte Möglichkeit das Projekt und die Diplomarbeit zu kombinieren.* *Teamarbeit* *Wir haben uns für eine Teamarbeit entschieden, weil wir beide Teamplayer sind und uns gut ergänzen. Dazu sind wir überzeugt das es in der Wirtschaft gute Teamplayer braucht und man immer anderen Arbeitskollegen zusammenarbeitet.* *(Bilder zur besseren Verständlichkeit findet man im Anhang)*
Unsere Motivation	*Wir haben, während dem Studium bemerkt, das unsere Interessen die gleichen sind. Uns Interessieren die gleichen Fächer wie: Projektmanagement, Festigkeitslehre, Maschinen- und Konstruktionselemente.* *Im Bereich Entwicklung und Konstruktion möchten wir auch später im Beruf tätig sein. Darum möchten wir in dieser Arbeite den Fokus auf diese Dinge legen und möglichst viel davon profitieren.*

1/3

Schweizerische
Fachschule
TEKO

Vorlage Themeneingabe

Kunde	*Das Projekt ist auf Grund der Gegebenheiten der Stutz-Mechanik AG zustande gekommen. Jedoch machen wir das Projekt nicht direkt für die Stutz-Mechanik AG. Sie kann es aber nutzen.* *Der Nutzer sind die Schweisser der Stutz-Mechanik AG (Falls das Projekt realisiert wird.)* *Die Stutz-Mechanik AG kann das Projekt realisieren.*
Erfolgskriterien	*Wir werden die Arbeiten während dem Projekt aufteilen.* *Erfolgskriterien:* - *Ideenfindung durch Recherche von bestehenden Lösungen auf dem Markt und die im Studium erlernten Methoden.* - *Konstruktion des Hebesystems mit Zeichnung für die Herstellung* - *Festigkeitsberechnung der Obengenannten Komponenten.* - *Berechnung der Pneumatik und oder Hydraulik*
Wunsch Diplomcoach	*Peter Müller*
Wunsch Diplomexperte	*Anil Durmaz*
Klassifizierung Diplomarbeit	x Öffentlich: Meine Diplomarbeit darf mit Quellenangabe veröffentlicht werden ☐ Privat: Meine Diplomarbeit ist privat und darf TEKO Intern genutzt und nur nach schriftlicher Einwilligung mit Quellenangabe veröffentlicht werden ☐ Vertraulich: Meine Diplomarbeit ist vertraulich und ich erstelle eine Vertraulichkeitsvereinbarung nach den Richtlinien der TEKO und meines Auftragsgebers, welche von allen Parteien (Diplomand, Auftragsgeber, Schulleitung, Diplomcoach und Diplomexperte unterzeichnet werden muss) Geheim: Als Geheim deklarierte Diplomarbeiten werden von der TEKO abgelehnt

Wird vom Abteilungsvorstand ausgefüllt:

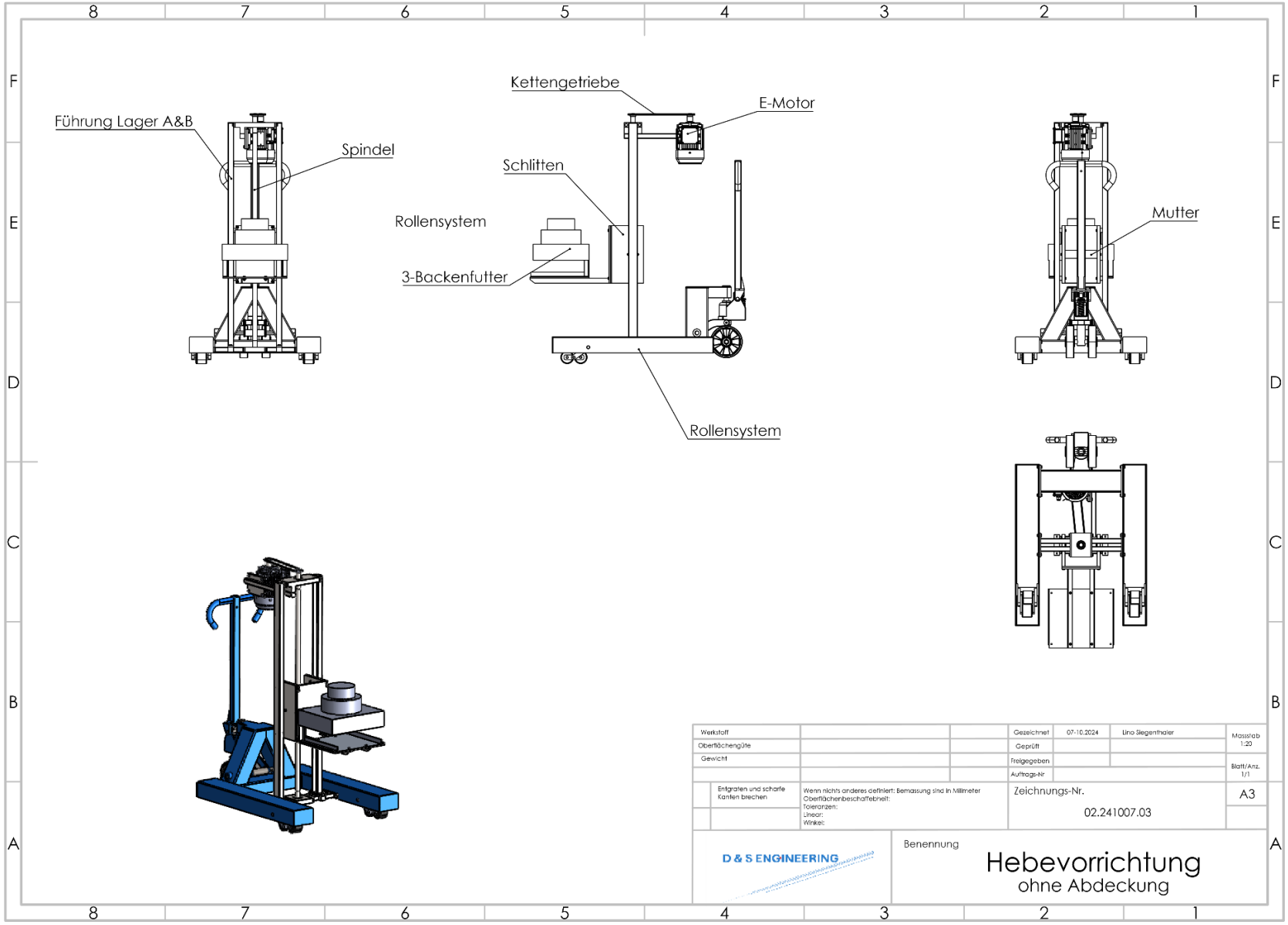
Bewilligt	☑ Ja ☐ Nein, Begründung:

05.06.2024 — Datum

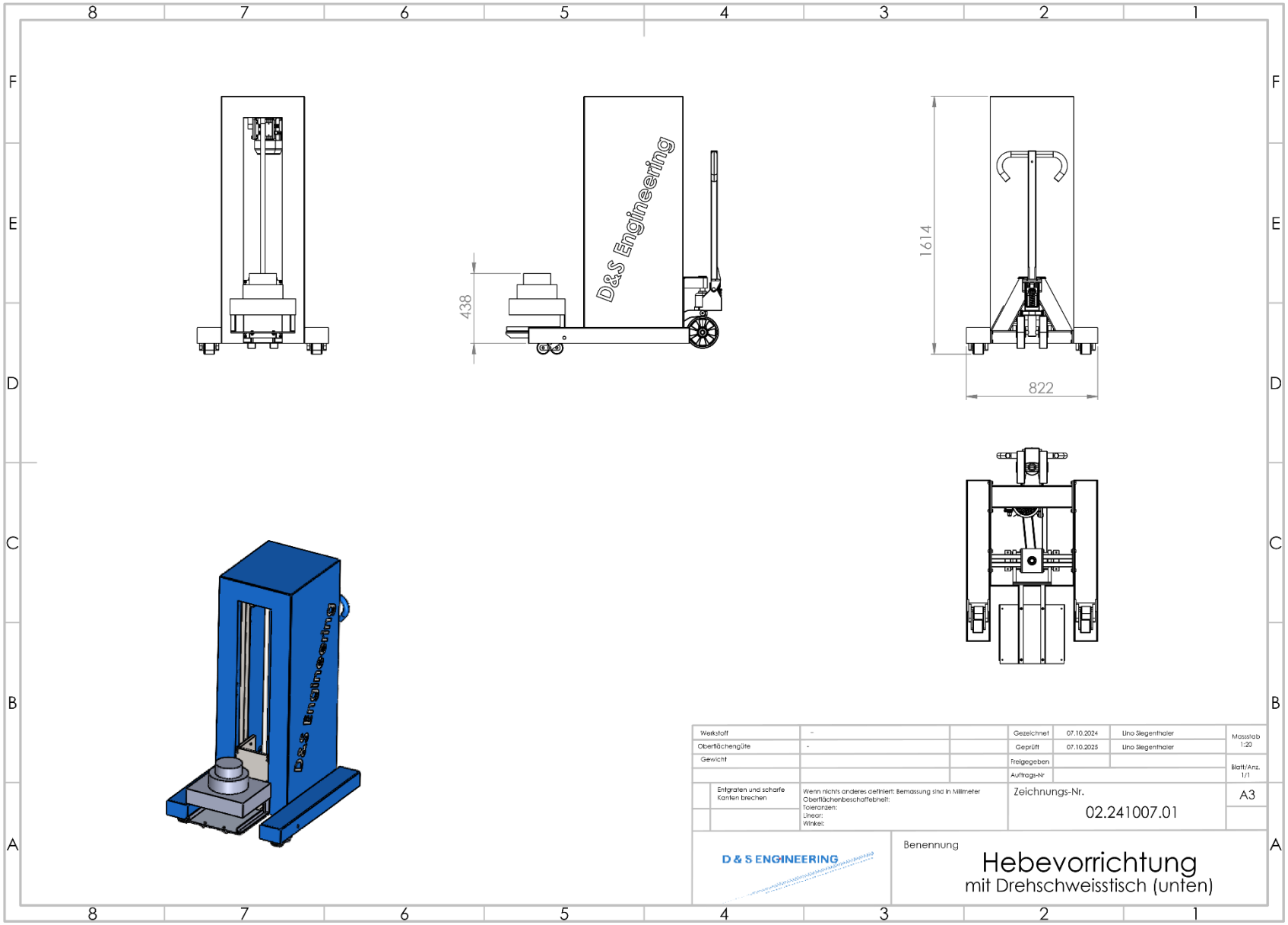
Oetiker Jürg — Unterschrift Abteilungsvorstand

Unterschrift Schulleitung

2/3



Werkstoff			Gezeichnet	07-10.2024	Lino Siegenthaler	Massstab 1:20
Oberflächengüte			Geprüft			
Gewicht			Freigegeben			Blatt/Anz. 1/1
			Auftrags-Nr			
Entgraten und scharfe Kanten brechen	Wenn nichts anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter Oberflächenbeschaffenheit: Toleranzen: Linear: Winkel:		Zeichnungs-Nr. 02.241007.03			A3
D & S ENGINEERING			Benennung Hebevorrichtung ohne Abdeckung			

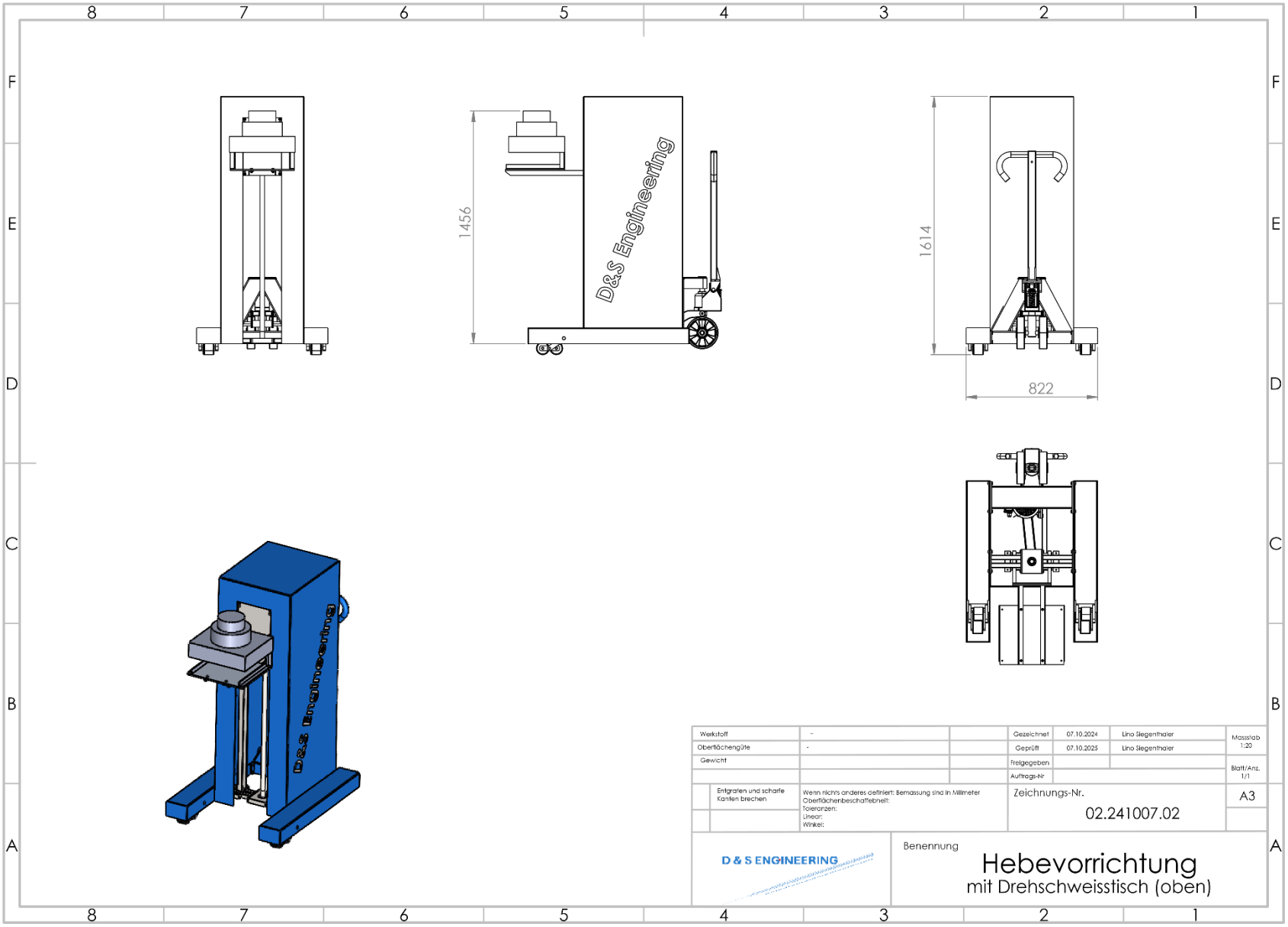


Werkstoff	-		Gezeichnet	07.10.2024	Lino Siegenthaler	Massstab 1:20
Oberflächengüte	-		Geprüft	07.10.2025	Lino Siegenthaler	
Gewicht			Freigegeben			Blatt/Anz. 1/1
			Auftrags-Nr			
Entgraten und scharfe Kanten brechen	Wenn nichts anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter Oberflächenbeschaffenheit: Toleranzen: Linear: Winkel:		Zeichnungs-Nr. 02.241007.01			A3

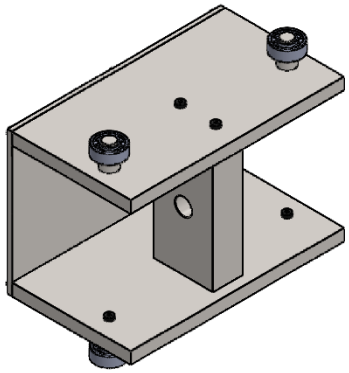
D & S ENGINEERING

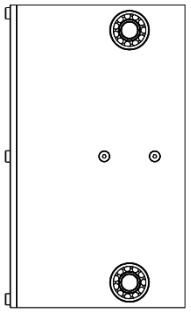
Benennung

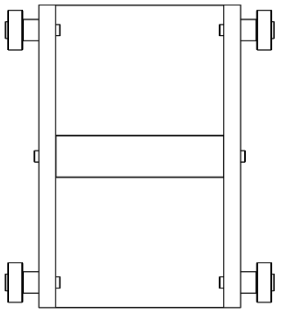
Hebevorrichtung
mit Drehschweisstisch (unten)

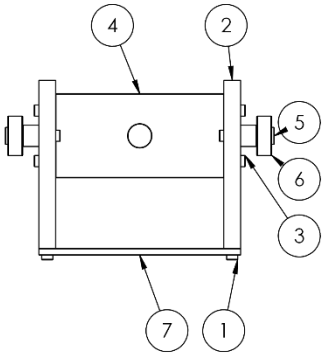


Werkstoff	-		Gezeichnet	07.10.2024	Lino Siegenthaler	Massstab 1:20
Oberflächengüte	-		Geprüft	07.10.2025	Lino Siegenthaler	
Gewicht			Freigegeben			Blatt/Anz. 1/1
			Auftrags-Nr			
Entgraten und scharfe Kanten brechen	Wenn nicht's anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter Oberflächenbeschaffenheit: Toleranzen: Linear: Winkel:		Zeichnungs-Nr. 02.241007.02			A3
D & S ENGINEERING			Benennung	Hebevorrichtung mit Drehschweisstisch (oben)		









POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	MENGE
1	Schulterpassschraube M8x20/M6	ISO7379	6
2	Seitenplatte 200x20x360		2
3	Schulterpassschraube M8x35/M6	ISO7379	8
4	MutterTR28		1
5	Bolzen Lager A&B		4
6	Einreihiges Zylinderrollenlager	NU 2204 ECP	4
7	Frontplatte 240x8x360mm		1

Werkstoff			Gezeichnet	07.10.2024	Lino Siegenthaler
Oberflächengüte			Geprüft		
Gewicht			Freigegeben		
			Auftrags-Nr		

Entgraten und scharfe Kanten brechen

Wenn nicht's anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter
Oberflächenbeschaffenheit:
Toleranzen:
Linear:
Winkel:

Zeichnungs-Nr.
02.241007.06

Massstab 1:5

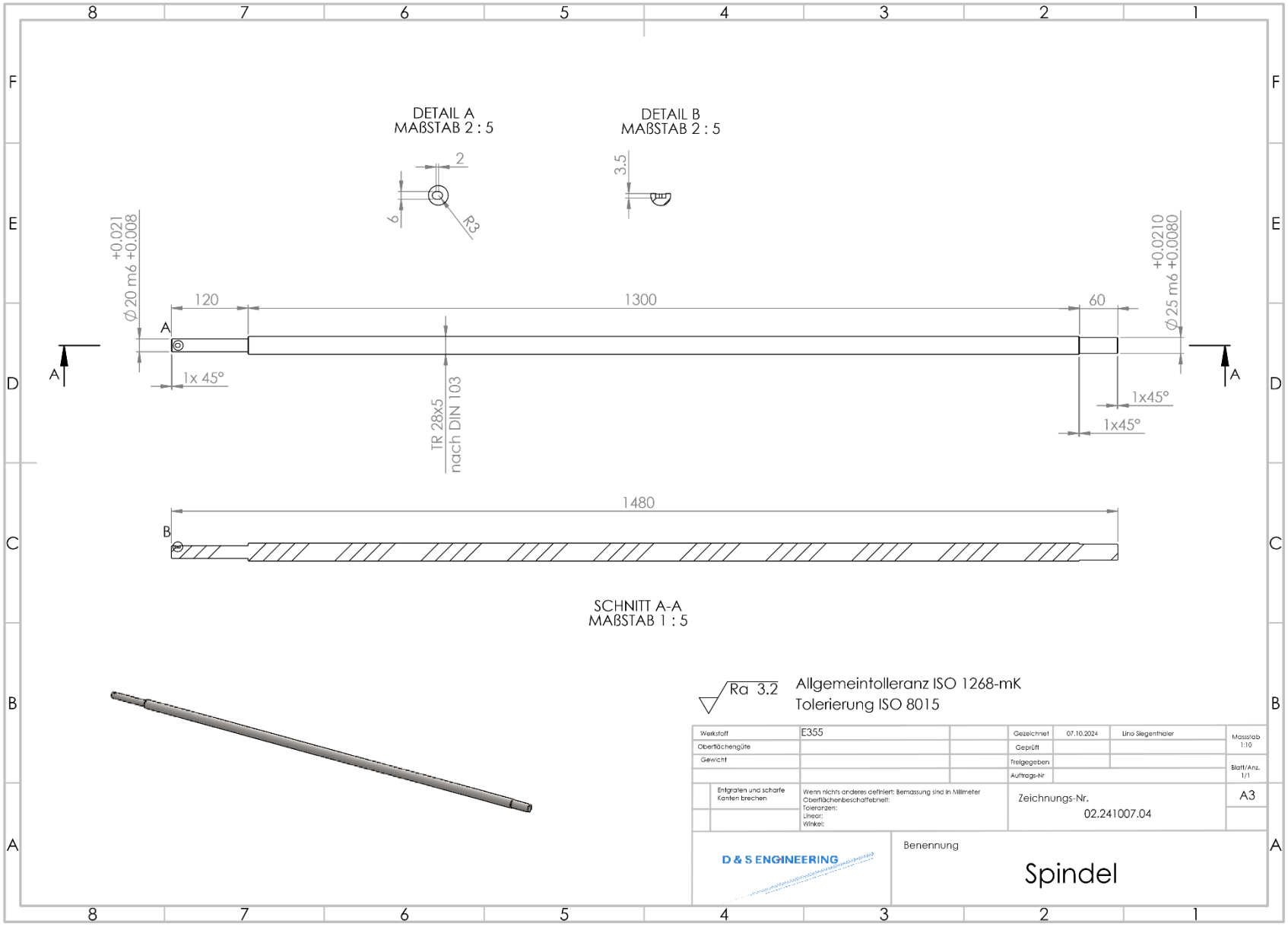
Blatt/Anz. 1/1

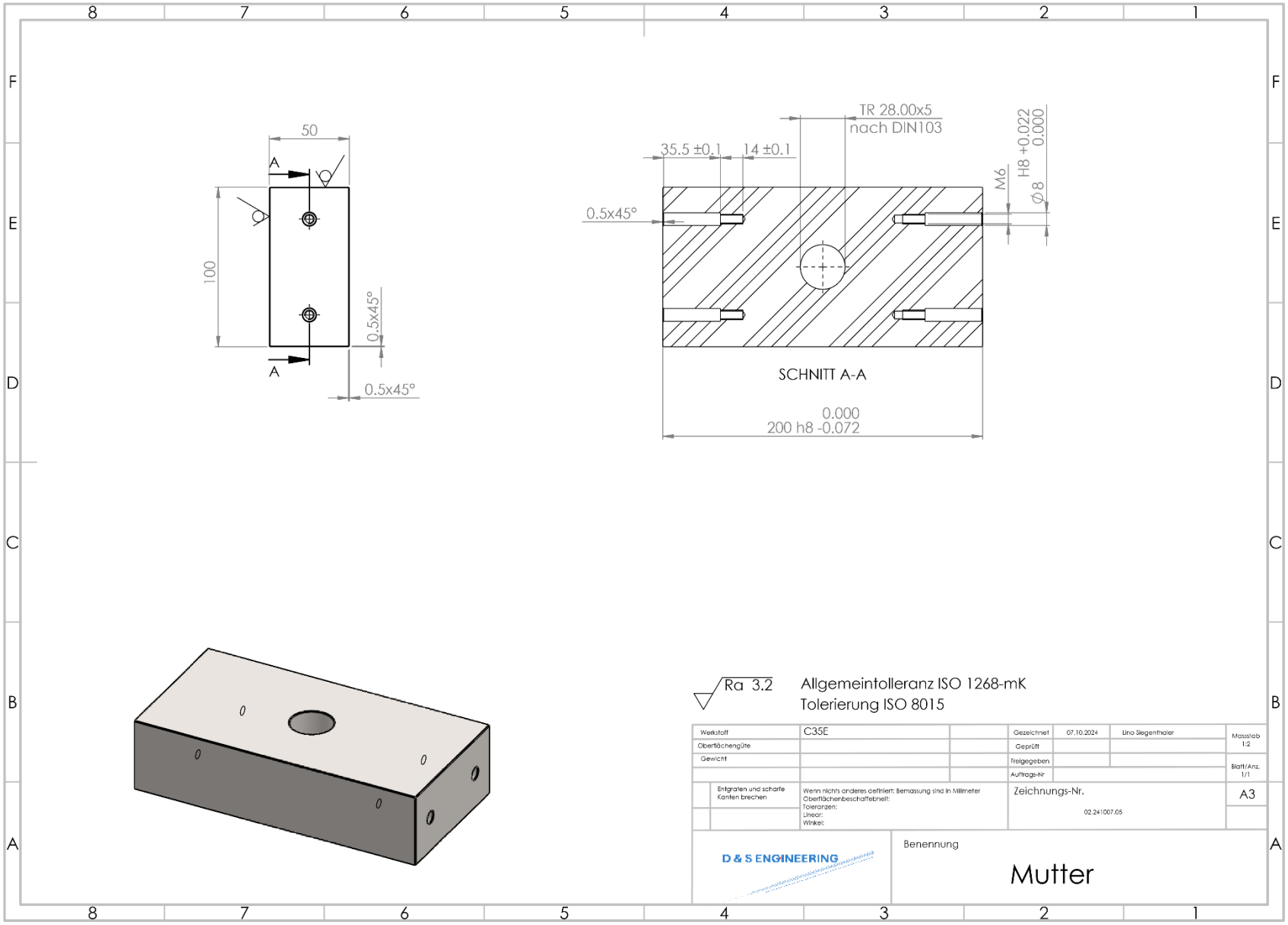
A3

D & S ENGINEERING

Benennung

Schlitten


DETAIL A
MAßSTAB 2 : 5
DETAIL B
MAßSTAB 2 : 5
2
6
R3
3.5
Ø20 m6 +0.021 +0.008
Ø25 m6 +0.0210 +0.0080
120
1300
60
A
A
1x 45°
TR 28x5
nach DIN 103
1x45°
1x45°
1480
B
SCHNITT A-A
MAßSTAB 1 : 5
Ra 3.2
Allgemeintolleranz ISO 1268-mK
Tolerierung ISO 8015
Werkstoff
E355
Gezeichnet
07.10.2024
Lino Siegenthaler
Massstab 1:10
Oberflächengüte
Geprüft
Gewicht
Freigegeben
Blatt/Anz. 1/1
Auftrags-Nr
Entgraten und scharfe Kanten brechen
Wenn nichts anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter
Oberflächenbeschaffenheit:
Toleranzen:
Linear:
Winkel:
Zeichnungs-Nr.
02.241007.04
A3
D & S ENGINEERING
Benennung
Spindel


50
A
100
0.5x45°
A
0.5x45°
TR 28.00x5
nach DIN103
35.5 ±0.1
14 ±0.1
M6
H8 +0.022
0.000
Ø8
0.5x45°
SCHNITT A-A
0.000
200 h8 -0.072
Ra 3.2
Allgemeintoleranz ISO 1268-mK
Tolerierung ISO 8015
Werkstoff
C35E
Gezeichnet
07.10.2024
Lino Siegenthaler
Massstab
1:2
Oberflächengüte
Geprüft
Gewicht
Freigegeben
Blatt/Anz.
1/1
Auftrags-Nr
Entgraten und scharfe Kanten brechen
Wenn nichts anderes definiert: Bemassung sind in Millimeter
Oberflächenbeschaffenheit:
Toleranzen:
Linear:
Winkel:
Zeichnungs-Nr.
02.241007.05
A3
D & S ENGINEERING
Benennung
Mutter

Terminplan / Projektplan

Projekt	Hebevorrichtung für Drehschweisstisch
Projektleiter	Ermal Deskaj, Lino Siegenthaler
Startdatum	09.06.2024
Enddatum	23.10.2024
Projektinformationen	Entwicklung und Konstruktion einer Hebevorrichtung für einen Drehschweisstisch

Farbspiegel: Meilenstein, Erledigt

Datum: 18.10.2024 — Wochentag

Legende	Kürzel
Projektleiter 1	ED
Projektleiter 2	LS
Diplom Coach	PM
Corrigene (Korrektur)	CG

Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	
Projekt Management							
Kick-Off-Meeting	ED/LS	09.06.2024	9	09.06.2024	100%	09.06.2024	Soll / Ist
Terminplan	LS	09.06.2024	10	15.06.2024	100%		Soll / Ist
Lasten- und Pflichtenheft	ED	09.06.2024	9	15.06.2024	100%		Soll / Ist
1. Termin Diplom Coach	ED/LS/PM	19.07.2024	3	19.07.2024	100%	19.07.2024	Soll / Ist
2. Termin Diplom Coach	ED/LS/PM	13.09.2024	2	13.09.2024	100%	13.09.2024	Soll / Ist
							Soll / Ist
Projekt							
Recherche	ED/LS	09.06.2024	14	30.06.2024	100%		Soll / Ist
Gropkonzept	ED/LS	30.06.2024	7	07.07.2024	100%		Soll / Ist
Detailkonzept + festlegung	ED/LS	07.07.2024	9	14.07.2024	100%	14.07.2024	Soll / Ist
							Soll / Ist

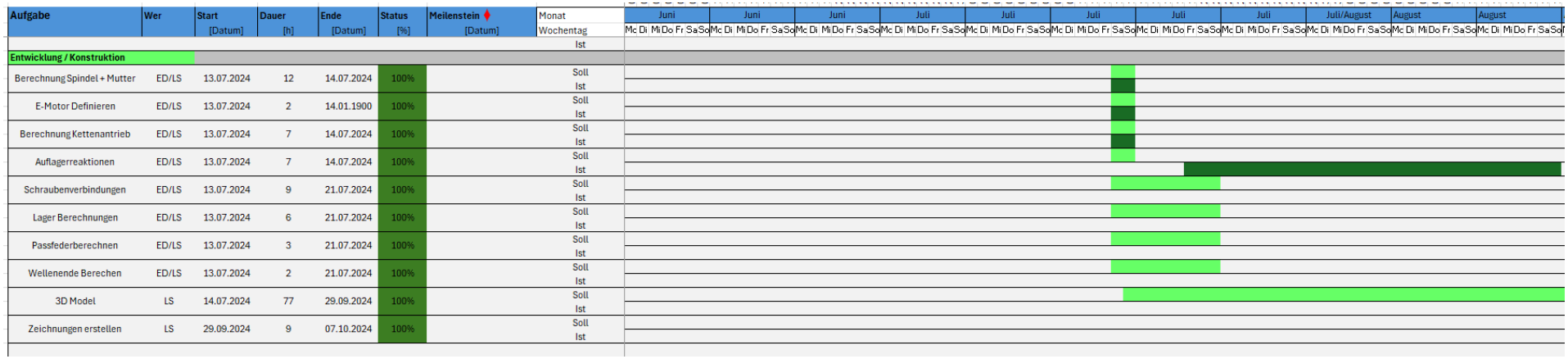
Monat: Juni | Juni | Juni | Juli | Juli | Juli | Juli | Juli | Juli/August | August | August

Wochentag: Mo Di Mi Do Fr Sa So

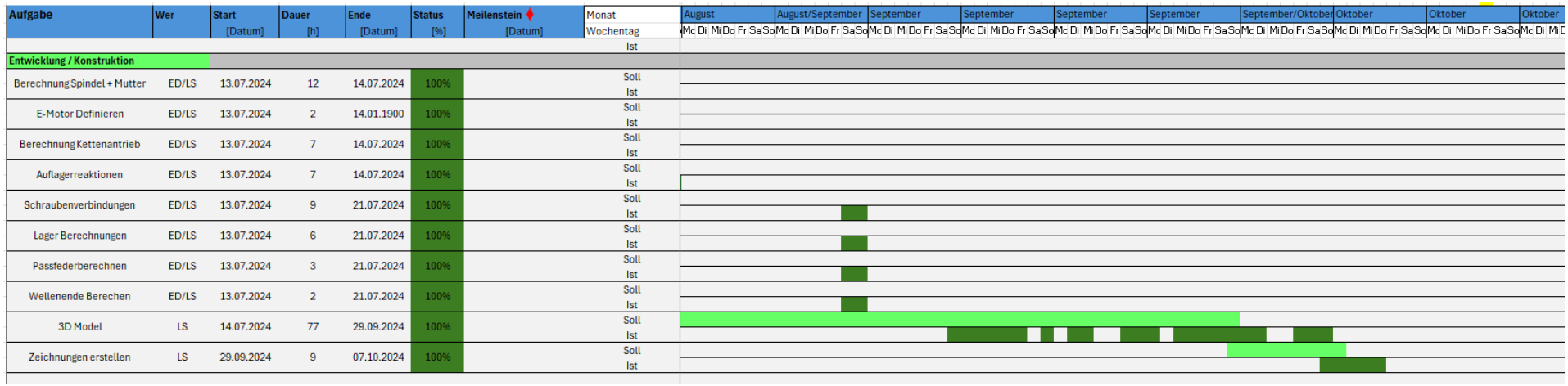
Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	
Projekt Management							
Kick-Off-Meeting	ED/LS	09.06.2024	9	09.06.2024	100%	09.06.2024	Soll / Ist
Terminplan	LS	09.06.2024	10	15.06.2024	100%		Soll / Ist
Lasten- und Pflichtenheft	ED	09.06.2024	9	15.06.2024	100%		Soll / Ist
1. Termin Diplom Coach	ED/LS/PM	19.07.2024	3	19.07.2024	100%	19.07.2024	Soll / Ist
2. Termin Diplom Coach	ED/LS/PM	13.09.2024	2	13.09.2024	100%	13.09.2024	Soll / Ist
							Soll / Ist
Projekt							
Recherche	ED/LS	09.06.2024	14	30.06.2024	100%		Soll / Ist
Gropkonzept	ED/LS	30.06.2024	7	07.07.2024	100%		Soll / Ist
Detailkonzept + festlegung	ED/LS	07.07.2024	9	14.07.2024	100%	14.07.2024	Soll / Ist

Monat: August | August/September | September | September | September | September | September/Oktober | Oktober | Oktober | Oktober

Wochentag: Mo Di Mi Do Fr Sa So

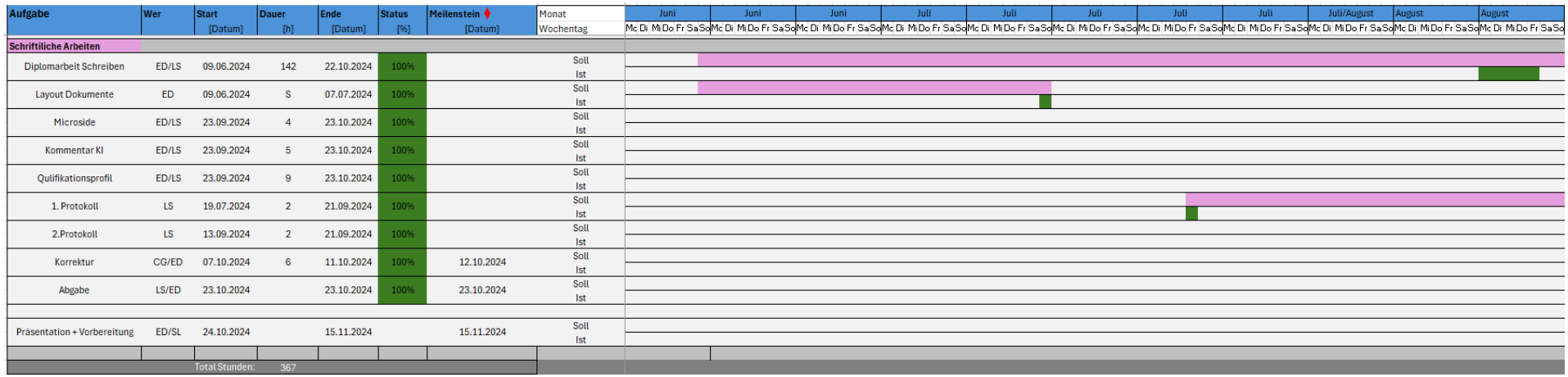


Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	Monat / Wochentag	Ist / Soll
Entwicklung / Konstruktion								
Berechnung Spindel + Mutter	ED/LS	13.07.2024	12	14.07.2024	100%			Soll / Ist
E-Motor Definieren	ED/LS	13.07.2024	2	14.01.1900	100%			Soll / Ist
Berechnung Kettenantrieb	ED/LS	13.07.2024	7	14.07.2024	100%			Soll / Ist
Auflagerreaktionen	ED/LS	13.07.2024	7	14.07.2024	100%			Soll / Ist
Schraubenverbindungen	ED/LS	13.07.2024	9	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Lager Berechnungen	ED/LS	13.07.2024	6	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Passfederberechnen	ED/LS	13.07.2024	3	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Wellenende Berechen	ED/LS	13.07.2024	2	21.07.2024	100%			Soll / Ist
3D Model	LS	14.07.2024	77	29.09.2024	100%			Soll / Ist
Zeichnungen erstellen	LS	29.09.2024	9	07.10.2024	100%			Soll / Ist



Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	Monat / Wochentag	Ist / Soll
Entwicklung / Konstruktion								
Berechnung Spindel + Mutter	ED/LS	13.07.2024	12	14.07.2024	100%			Soll / Ist
E-Motor Definieren	ED/LS	13.07.2024	2	14.01.1900	100%			Soll / Ist
Berechnung Kettenantrieb	ED/LS	13.07.2024	7	14.07.2024	100%			Soll / Ist
Auflagerreaktionen	ED/LS	13.07.2024	7	14.07.2024	100%			Soll / Ist
Schraubenverbindungen	ED/LS	13.07.2024	9	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Lager Berechnungen	ED/LS	13.07.2024	6	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Passfederberechnen	ED/LS	13.07.2024	3	21.07.2024	100%			Soll / Ist
Wellenende Berechen	ED/LS	13.07.2024	2	21.07.2024	100%			Soll / Ist
3D Model	LS	14.07.2024	77	29.09.2024	100%			Soll / Ist
Zeichnungen erstellen	LS	29.09.2024	9	07.10.2024	100%			Soll / Ist

Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	
Schriftliche Arbeiten							
Diplomarbeit Schreiben	ED/LS	09.06.2024	142	22.10.2024	100%		Soll / Ist
Layout Dokumente	ED	09.06.2024	S	07.07.2024	100%		Soll / Ist
Microside	ED/LS	23.09.2024	4	23.10.2024	100%		Soll / Ist
Kommentar KI	ED/LS	23.09.2024	5	23.10.2024	100%		Soll / Ist
Qulifikationsprofil	ED/LS	23.09.2024	9	23.10.2024	100%		Soll / Ist
1. Protokoll	LS	19.07.2024	2	21.09.2024	100%		Soll / Ist
2.Protokoll	LS	13.09.2024	2	21.09.2024	100%		Soll / Ist
Korrektur	CG/ED	07.10.2024	6	11.10.2024	100%	12.10.2024	Soll / Ist
Abgabe	LS/ED	23.10.2024		23.10.2024	100%	23.10.2024	Soll / Ist
Präsentation + Vorbereitung	ED/SL	24.10.2024		15.11.2024		15.11.2024	Soll / Ist
		Total Stunden:	367				



Aufgabe	Wer	Start [Datum]	Dauer [h]	Ende [Datum]	Status [%]	Meilenstein [Datum]	
Schriftliche Arbeiten							
Diplomarbeit Schreiben	ED/LS	09.06.2024	142	22.10.2024	100%		Soll / Ist
Layout Dokumente	ED	09.06.2024	S	07.07.2024	100%		Soll / Ist
Microside	ED/LS	23.09.2024	4	23.10.2024	100%		Soll / Ist
Kommentar KI	ED/LS	23.09.2024	5	23.10.2024	100%		Soll / Ist
Qulifikationsprofil	ED/LS	23.09.2024	9	23.10.2024	100%		Soll / Ist
1. Protokoll	LS	19.07.2024	2	21.09.2024	100%		Soll / Ist
2.Protokoll	LS	13.09.2024	2	21.09.2024	100%		Soll / Ist
Korrektur	CG/ED	07.10.2024	6	11.10.2024	100%	12.10.2024	Soll / Ist
Abgabe	LS/ED	23.10.2024		23.10.2024	100%	23.10.2024	Soll / Ist
Präsentation + Vorbereitung	ED/SL	24.10.2024		15.11.2024		15.11.2024	Soll / Ist
		Total Stunden:	367				

