



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Torben Pirwitz

**Entwicklung und Konstruktion eines verstellbaren
Vorrichtungsspanners im Fahrzeugprototypenbau**

Torben Pirwitz

Entwicklung und Konstruktion eines verstellbaren Vorrichtungsspanners im Fahrzeugprototypenbau

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg

In Zusammenarbeit mit:

GFi mbH
Abteilung Betriebsmittel
Gottlieb-Daimler-Strasse 38
D-74172 Neckarsulm



www.gfi-group.net

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Stefan Wiesemann

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Matthias Kluge

Abgabedatum: 02.12.2013

Zusammenfassung

- Betrachtung des Ist-Zustandes und des Marktes
- Patent-Recherche
- Methodische Konstruktion
- Wahl einer Lösung
- Auskonstruieren der gewählten Lösung
- Wirtschaftlichkeitsanalyse

Diese Bachelorthesis behandelt die Konstruktion eines verstellbaren Vorrichtungsspanners für den Bereich des Prototypenbaus in der Automobilindustrie.

Das Hauptaugenmerk liegt auf der methodischen Konstruktion des Spanners unter Berücksichtigung des derzeitigen Ist-Zustandes, des Marktes und einer Patent-Recherche.

In der methodischen Konstruktion soll anhand einer Analyse der benötigten Funktionen ein Teillösungskatalog in Form eines morphologischen Kastens ermittelt werden. Aus den gewählten Teillösungen werden drei Komplettlösungen gebildet und anschließend einer Wertung unterzogen.

Entsprechend der Wertung wird die vorteilhafteste Variante gewählt und auf ihre Festigkeit hin ausgelegt. Die fertige Konstruktion wird im Anschluss auf ihre Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu den bestehenden Vorrichtungsspannern verglichen.

Abstract

- contemplation of the current situation and market
- patent research
- methodic construction
- choice of a solution
- construction of the chosen solution
- profitability analysis

The bachelor thesis deals with the construction of an adjustable clamp in the area of prototype construction in the automobile industry.

This bachelor thesis focuses on the methodic construction of the clamp in consideration of the current situation, market and a patent research.

In the methodic construction a catalogue of partial solutions is to be created in the shape of a morphological box. Based on the morphological box, three complete solutions are created and evaluated. According to the evaluation, the most advantageous variant is chosen and designed in regards to component strength.

Finally the completed construction is compared to existing clamps in terms of profitability.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	IV
Tabellenverzeichnis.....	V
1 Einleitung.....	1
1.1 Ziel der Arbeit.....	1
1.2 Inhalt der Arbeit.....	1
2 Beschreibung des Ist-Zustandes.....	2
3 Methodische Konstruktion.....	5
3.1 Lösungsfindung.....	5
3.1.1 Marktanalyse.....	5
3.1.2 Patentrecherche.....	5
3.1.3 Morphologischer Kasten.....	7
3.1.4 Analyse durch Wertigkeitsverfahren.....	20
3.1.5 Anmerkungen zur gewählten Lösung.....	24
3.2 Festigkeitsnachweis.....	28
3.2.1 Materialwerte.....	28
3.2.2 Stellschraube.....	31
3.2.3 Bolzen.....	33
3.2.4 Spannhebel.....	38
3.2.5 Haupt- und Verbindungshebel.....	41
3.2.6 Stellquader.....	42
3.2.7 Spannerplatte.....	44
3.2.8 Spannerstellblock.....	49
3.2.9 Aufnahmeplatte.....	57
3.2.10 Aufnahmestellblock.....	63
3.2.11 Montageblöcke.....	75
4 Wirtschaftlichkeitsanalyse.....	90
5 Zusammenfassung und Ausblick.....	93
Quellenverzeichnis.....	94
Anhang A: Isometrische Ansicht des Spanners.....	95
Anhang B: Explosionszeichnung des Spanners.....	96
Anhang C: Fertigungszeichnungen der Komponenten.....	97

Anhang D: Liste digitaler Anhänge auf beigelegter CD 98

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Spannvorrichtung aus der Bildergalerie der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH [1]	2
Abbildung 2.2: Geöffnete Spannstelle der ersten Variante	3
Abbildung 3.1: Anzahl der Suchergebnisse für verschiedene Begriffe.....	6
Abbildung 3.2: Patent DE 102012004856 B3 [9]	7
Abbildung 3.3: Mindmap der Funktionen	8
Abbildung 3.4: Morphologischer Kasten	9
Abbildung 3.5: Linearführung.....	10
Abbildung 3.6: Spindel.....	10
Abbildung 3.7: Scharnier	10
Abbildung 3.8: Stift	11
Abbildung 3.9: Schraube.....	11
Abbildung 3.10: Haken.....	11
Abbildung 3.11: Pressung	12
Abbildung 3.12: Hebel über Totpunkt	12
Abbildung 3.13: Schnappverschluss	12
Abbildung 3.14: Stift als Gelenk, identisch zu Abb. 3.7	13
Abbildung 3.15: Bolzen, identisch zu Abb. 3.7.....	13
Abbildung 3.16: Schrägkugellager	13
Abbildung 3.17: Gleitlager	14
Abbildung 3.18: Schwalbenschwanzführung.....	14
Abbildung 3.19: T-Nut.....	15
Abbildung 3.20: Rund-Profil.....	15
Abbildung 3.21: Passfeder in Schiene.....	15
Abbildung 3.22: Vierkant-Profil	16
Abbildung 3.23: Pressung	16
Abbildung 3.24: Stift in der Führungsarretierung.....	17
Abbildung 3.25: Schraube/Anschlag.....	17
Abbildung 3.26: Schraube/Selbsthemmung.....	17
Abbildung 3.27: Schraube/Anschlag in der Einstellung, identisch zu Abb. 3.25	18
Abbildung 3.28: Bewegungsschraube, identisch zu Abb. 3.26	18
Abbildung 3.29: Linear verschiebbare Keile	18
Abbildung 3.30: Verschraubung am Boden	19
Abbildung 3.31: Verschraubung an den Seiten	19
Abbildung 3.32: Steckverbindung an den Querstiften	19
Abbildung 3.33: Morphologischer Kasten mit Lösungsvarianten.....	20
Abbildung 3.34: Bewertungssysteme, pp 941212 [2].....	21
Abbildung 3.35: Bewertung pp 041012 [2].....	24
Abbildung 3.36: Spanner geschlossen.....	24
Abbildung 3.37: Spanner geöffnet	24
Abbildung 3.38: Aufnahme oben vorne.....	25
Abbildung 3.39: Aufnahme Mittelstellung.....	25
Abbildung 3.40: Aufnahme unten hinten	25

Abbildung 3.41: Spanner oben vorne	25
Abbildung 3.42: Spanner Mittelstellung	25
Abbildung 3.43: Spanner unten hinten	25
Abbildung 3.44: Position der Skalen-Gravuren in der Konstruktion	26
Abbildung 3.45: Darstellung der Plexiglas-Skalen	27
Abbildung 3.46: Skizze des Spannhebels	33
Abbildung 3.47: Position der Bolzen.....	34
Abbildung 3.48: Schnitt an Bolzen 1	35
Abbildung 3.49: Schnitt entlang der Bolzen 2 bis 4	37
Abbildung 3.50: Haupt- und Verbindungshebel	41
Abbildung 3.51: Stellquader	42
Abbildung 3.52: Spannerplatte	44
Abbildung 3.53: Spannerstellblock	49
Abbildung 3.54: Skizze zur Bestimmung von z_s	50
Abbildung 3.55: Bestimmung des Flächenträgheitsmoments.....	53
Abbildung 3.56: Flächenschwerpunktberechnung xy-Ebene Spannerstellblock.....	54
Abbildung 3.57: Flächenträgheitsmomente xy-Ebene Spannerstellblock.....	55
Abbildung 3.58: Skizze der Aufnahmeplatte	58
Abbildung 3.59: Skizzen des Aufnahmestellblocks.....	63
Abbildung 3.60: Skizze zur Berechnung des Volumenschwerpunkts des Aufnahmestellblocks	64
Abbildung 3.61: Skizze für die Flächenträgheitsmomente in der yz-Ebene	70
Abbildung 3.62: Isometrische Ansicht des Vorrichtungsspanners	75
Abbildung 3.63: Modell für die Berechnung der Montage-Kräfte	75
Abbildung 3.64: Vereinfachtes Modell für die Berechnung der Montage-Kräfte	76
Abbildung 3.65: Schnitt des Montageblocks entlang der Fügelinie	79
Abbildung 3.66: Berechnungs-Skizze der Querstrebe B	83
Abbildung 3.67: Hebelarme der Querstreben	84
Abbildung 3.68: Skizze zur Ermittlung der Belastung der Platten	87

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Prinzip des morphologischen Kastens.....	7
Tabelle 3.2: Wertigkeitsverfahren	23
Tabelle 3.3: Bolzen und ihre Bezeichnung nach DIN-Norm	38
Tabelle 3.4: Ermittlung der Flächenpressung am Spannerstellblock.....	52
Tabelle 3.5: Auflistung der an der Horizontal-Schiene resultierenden Kräfte.....	52
Tabelle 3.6: Werte für Aufnahme-Vertikal-Verstellung.....	68
Tabelle 3.7: Werte für q_{x0} und q_x	68
Tabelle 3.8: Werte am Rand der Linienlast.....	68
Tabelle 3.9: Resultierende Kräfte im Aufnahmestellblock	69
Tabelle 3.10: Resultierende Kraftangriffspunkte am Aufnahmestellblock.....	73
Tabelle 3.11: Montage-Kräfte am Montageblock.....	78
Tabelle 3.12: Schraubenzugkräfte an der Füge-Ebene des Montageblocks.....	82
Tabelle 3.13: Scherkräfte an der Trennungsebene der Montageblöcke	82

Tabelle 3.14:	Hebelarme um die Querstreben	85
Tabelle 3.15:	Torsionsmomente an den Montageblock-Querstreben	85
Tabelle 4.1:	Vergleich der Konstruktion mit bisherigen Spannern	90

1 Einleitung

Die hier vorliegende Arbeit behandelt die Konstruktion eines verstellbaren Handspanners für den Vorrichtungsbau in der Sparte des Prototypenbaus der Automobilbranche im Auftrag der Firma GFi mbH, im Folgenden als GFi bezeichnet.

Handspanner finden breite Anwendung in der Fertigung von Kleinserien, der Montage von Prototypen und in der Serienfertigung, respektive Bereichen, in denen hohe Anteile manueller Arbeit das handbetriebene Spannen von Bauteilen und –gruppen erfordert. Besteht ausserdem eine enge Form-Toleranz der zu fertigenden Produkte, so sind die Spannstellen innerhalb der Vorrichtungen entsprechend zu kalibrieren. Hierfür werden entweder raumaufwändige Verstell-Mechanismen oder auch auf Maß geschliffene Abstandsplatten verwendet.

Die Entwicklung eines umfangreich verstellbaren Vorrichtungsspanners bietet die Möglichkeiten die externen Verstell-Mechanismen innerhalb der Vorrichtungen zu kompensieren und die Kalibrierung der Vorrichtungen zu vereinfachen.

Im Laufe dieser Arbeit soll ein derartiger Spanner anhand des Skriptes von Professor Hilmar Hoder der HAW Hamburg methodisch konstruiert werden, eine Lösung gewählt und auf ihre Festigkeit hin überprüft werden. Die Festigkeitsüberprüfung erfolgt mit dem Werk Roloff/Matek Maschinenelemente, der zugehörigen Formelsammlung und dem Tabellenbuch.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit soll auf der Konstruktion und Festigkeitsüberprüfung liegen.

1.1 Ziel der Arbeit

Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist die Konstruktion eines verstellbaren Vorrichtungsspanners für den Prototypenbau in der Automobilbranche für die Firma GFi mbH.

Es ist gefordert, dass das Gewicht der Konstruktion von einer Person händelbar ist.

Die Dimensionen des Produktes sollen die für den Prototypenbau nötigen Arbeitsgänge nicht behindern, womit ein möglichst schlankes Profil anzustreben ist. Es ist vorgesehen ein bereits vorhandenes Schema von Bohrungen für die Montage von Profil-Stücken zu verwenden. Die geforderte Haltekraft des Spanners beträgt zwischen 1 und 2,5 Tonnen.

Des Weiteren ist eine Patentrecherche durchzuführen und im Anschluss mehrere Lösungskonzepte zu entwickeln. Nach Wahl einer Lösung soll für diese ein 3D-Modell erstellt werden, gefolgt von der Untersuchung der Konstruktion auf ihre Festigkeit. Letztlich ist zu überprüfen, ob der entwickelte Spanner wirtschaftlich einsetzbar ist.

1.2 Inhalt der Arbeit

Kapitel 2 dient der Darstellung der derzeitigen Einsatzform der Vorrichtungsspanner. Der Bezug des Kapitels ist insbesondere von der Arbeit bei der GFi geprägt.

In Kapitel 3 erfolgt die methodische Konstruktion des Vorrichtungsspanners. Das Kapitel setzt sich insbesondere aus der Lösungsfindung sowie dem Festigkeitsnachweis zusammen. Die Lösungsfindung behandelt die Analyse der derzeitigen Marktsituation, die Recherche bestehender Patente sowie die Erstellung diverser Teil- und Komplettlösungen mit anschließender Wertung.

Der Festigkeitsnachweis umfasst die ausführliche Berechnung der einzelnen Komponenten der gewählten Lösungsvariante.

Die in Kapitel 3 erstellte Konstruktion wird in Kapitel 4 auf ihre Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu den bestehenden Vorrichtungsspannern verglichen.

Kapitel 5 bildet letztlich den Abschluss in Form einer Zusammenfassung und eines Ausblicks.

2 Beschreibung des Ist-Zustandes

Spanntechnik findet in der Automobilindustrie breite Anwendung. Vor allem bezüglich der Fertigung von komplexen Baugruppen aus Blechen ist der Gebrauch von Vorrichtungsspannern derzeit eine häufig verwendete Lösung.

Der generelle Aufbau einer Vorrichtung in der Blechteile derartig gefügt werden wird in Bild 2.01 dargestellt:



Abbildung 2.1: Spannvorrichtung aus der Bildergalerie der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH [1]

Wie ersichtlich ist, besteht die Vorrichtung aus einer Struktur auf der mehrere Baugruppen mit Spannern und Aufnahmen angeordnet sind. Diese Spanner greifen an entsprechenden Kontaktflächen an und halten dort die Teile zwecks der Fügung zusammen.

Die Betriebsmittel-Abteilung der Firma GFi konstruiert derartige Vorrichtungen für den Prototypenbau nach Kundenvorgaben. Die Produktion wird in Lieferantenbetrieben abgewickelt. Die momentan übliche Konstruktionsweise in der Betriebsmittel-Abteilung der GFi mbH ist je nach eingesetztem Vorrichtungsspanner in zwei Varianten aufzuteilen.

In beiden Fällen werden die jeweiligen Spannstellen auf einer Rasterplatte verschraubt, welche Bestandteil eines Rollwagens ist.

Die erste Variante umfasst die Handspanner mit Kniehebelgelenk der Firmen Destaco und Tünkers. Aufgrund ihres ähnlichen Aufbaus werden sie nach demselben Prinzip in die Vorrichtungen integriert. Am Ende des Hebelarmes der Spanner befindliche Bohrungen ermöglichen die Montage von Konturstücken oder anders gearteten Druckstücken. Der Anschluss ist standardisiert und besteht aus zwei Stiften sowie zwei Schrauben, deren Bohrungen abwechselnd in einer Linie angeordnet sind.

Die Spanner werden jeweils mit zwei Stiften und zwei Schrauben auf einem Fuß befestigt.

Besagter Fuß ist in einigen Fällen mit zusätzlichen Funktionsbereichen ausgestattet. Beispiele für Zusatzfunktionen sind Konturen für die formgerechte Lagerung der Teile, Stiftaufnahmen zur genauen Positionierung sowie die Kombination der beiden vorigen Beispiele.

Der beschriebene Aufbau sitzt auf einem Grundständer, der in verschiedenen Höhen verfügbar ist.

Sind an der Baugruppe weitere Aufnahmen zu befestigen, wird eine zusätzliche Aufnahmeplatte zwischen Grundständer und Fuß des Spanners eingebracht, an der die Funktionsgruppen der Aufnahme befestigt werden.

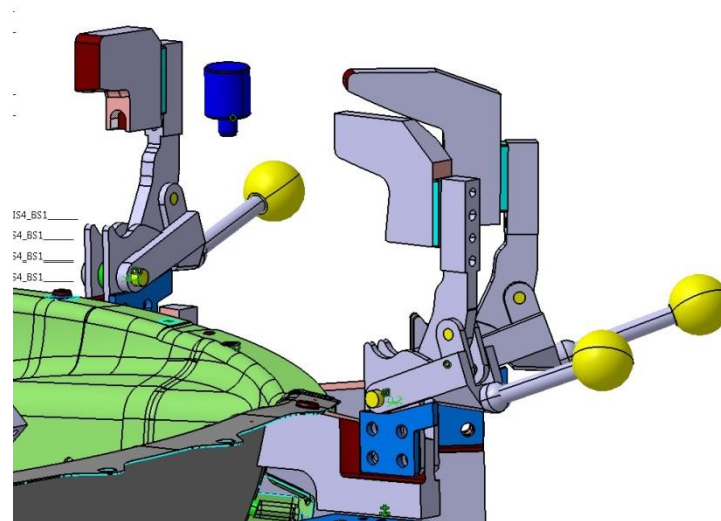


Abbildung 2.2: Geöffnete Spannstelle der ersten Variante

Die zweite Variante basiert auf den als EGT-System bezeichneten Spannvorrichtungen, die mit der Serie 52H50 der Firma Destaco arbeiten.

Das EGT-System ist weitgehend verstellbar.

Ein Sockel bildet die Basis für das System, gefolgt von einer auf die benötigte Länge zugeschnittenen Säule und dem verstellbaren Spannkopf, welcher sowohl den Spanner selbst als auch eventuelle Gegenstücke zum Spanner trägt.

Bei der Verwendung der ersten Variante sowie auch des EGT-Systems ist darauf zu achten, dass die fertigen Baugruppen den Zugang zu den Fügstellen nicht behindern. Ebenfalls zu bedenken ist die anschließende Entnahme der gefügten Bauteile.

Beide Varianten sind derartig auszulegen, dass eine Nachjustierung möglich ist.

Dies geschieht entweder durch Verstell-Mechanismen innerhalb der Baugruppe oder durch variable Distanz-Stücke.

Die Einstellung der Vorrichtung erfolgt durch die Fertigung eines Musterstückes innerhalb des unkalibrierten Aufbaus. Besagtes Musterstück wird anschließend vermessen und eventuelle Geometrie-Fehler in der Vorrichtung anhand des Mess-Protokolls korrigiert.

Der Regelfall sieht die Verwendung sogenannter Shims-Platten in allen Koordinatenachsen einer Spannstelle vor. Die in der unkalibrierten Vorrichtung verbauten Shims-Platten haben eine Stärke von fünf Millimetern. Dies gewährleistet ein Korrekturfenster von 5 Millimetern in beide Richtungen der jeweiligen Achse. Zwecks der Einhaltung der geforderten Toleranzen werden die Shims-Platten entsprechend des Mess-Protokolls angepasst oder ersetzt.

Die Abbildung 3.1 illustriert den oben beschriebenen Aufbau, Shims-Platten wurden in Cyan gefärbt.

Die hohe Modularität der Vorrichtungen und eine zunehmende Verwendung von standardisierten Komponenten ermöglicht einen kostengünstigen Aufbau, der sich leicht auf Änderungen der zu fügenden Teile anpassen lässt.

Eben diese Kriterien müssen sich auch auf die verwendeten Spanner anwenden lassen.

Beide Varianten zeichnen sich durch Vor- und Nachteile aus. Die Handspanner mit Kniehebelgelenk weisen einen geringen Preis auf. Die Spanner müssen jedoch mittels Shims-Platten, externen Verstell-Möglichkeiten sowie konstruktiver Maßnahmen auf jeden abzudeckenden Spannungspunkt der jeweiligen Spannstelle einstellbar sein. Zudem sind die Spanner der Firma Destaco teils großen Schwankungen in der Lieferbarkeit ausgesetzt.

Die EGT-Serie ist weitreichend verfügbar und weist mehrere interne Verstell-Mechanismen auf. Der Preis der Spanner ist entsprechend höher. Der Spannarm und die Aufnahme des EGT-Systems nehmen jedoch einen größeren Raum ein und können in Vorrichtungen mit mangelndem Platzangebot teils problematisch sein.

Beide Varianten können zu gewissen Teilen in neuen Vorrichtungen wieder verwendet werden. Beide Fälle verwenden Shims-Platten.

Die Entwicklung eines Vorrichtungsspanners der die Vorteile beider Systeme vereint könnte sich im Vorrichtungsbau als vorteilhaft erweisen.

3 Methodische Konstruktion

Die methodische Konstruktion wird in Anlehnung an den Kurs „Methodische Konstruktion“ von Professor Hilmar Hoder unter Verwendung des zugehörigen Skriptes [2] durchgeführt.

3.1 Lösungsfindung

3.1.1 Marktanalyse

Spannvorrichtungen bilden einen breiten Markt, der die unterschiedlichsten Branchen bedient. Besonders in der Automobilindustrie, der Luft- und Raumfahrt wird Spanntechnik in der Fertigung verwendet.

Insbesondere beim Fügen von Blechteilen findet Spanntechnik breite Anwendung. Das Spektrum reicht von PKW-Karosserieteilen und Wohnmobil-Wänden bis hin zu Strukturteilen innerhalb der Tragfläche eines Flugzeugs.

In der Massenproduktion werden weitläufig automatisierte Spannvorrichtungen eingesetzt, im Prototypenbau und bei der Herstellung von kleineren Stückzahlen finden sich manuell zu schließende Handspanner.

Im Bereich der Serienfertigung finden Handspanner Anwendung in Bereichen manueller Arbeiten mit hoher Flexibilität. Beispiele hierfür sind die bereits erwähnte Montage von Strukturen im Flugzeugbau sowie im Bau von Wohnwagen oder Wohnmobilen.

Im Folgenden sei besonderes Augenmerk auf die Handspanner mit Kniehebelgelenk gelegt, die in den Vorrichtungen der GF mbH beinahe ausschließlich verwendet werden.

Die Firmen De-Sta-Co und Tünkers Maschinenbau GmbH weisen in ihrem Portfolio ein breites Angebot von Handspannern auf. Mehrere unterschiedliche Baureihen mit teils modularem Aufbau sind für unterschiedliche Lasten verfügbar.

Eine genauere Betrachtung des Marktes ist aufgrund der Vielfalt der Einsatzgebiete von Spanntechnik im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgesehen, stattdessen sei der Markt durch die Kriterien der GF mbH an einen Handspanner repräsentiert.

Demzufolge sind die Marktanforderungen an einen Handspanner eine schnelle Verfügbarkeit der Einheiten, hohe Positionier-Genauigkeit, Steifigkeit, geringer Bauraum, möglichst geringes Gewicht und niedrige Kosten. Diese Kriterien werden momentan durch die Produkte von De-Sta-Co und Tünkers hinreichend erfüllt.

Ein etwaiges Konkurrenz-Produkt muss diese Kriterien mindestens in gleichem Maße erfüllen oder einen entsprechenden Vorteil bieten.

3.1.2 Patentrecherche

Mittels der Patentrecherche soll im Folgenden geklärt werden, ob mit der Konstruktion des verstellbaren Vorrichtungsspanners eine Patentverletzung vorliegt.

Hierzu wurde sowohl die Online-Recherche des deutschen Patent- und Markenamtes (dpma) Depatisnet [3] als auch eine Suche auf Google mit dem Reiter Patente verwendet.

Für die genaue Recherche wurde Depatisnet genutzt. Sowohl das Patent an sich als auch der derzeitige amtliche Zustand des Patents waren einsehbar. Die Überprüfung einzelner Patentnummern erfolgte ebenfalls in der Recherche der dpma; diese erwies sich als schnell und genau.

Letztlich bot die Google-Suche den Vorteil, dass Bilder direkt bei der Suche angezeigt wurden. So konnte die Übereinstimmung des Ergebnisses mit den Kriterien der zu erstellenden Konstruktion auf den ersten Blick durchgeführt werden.

Die in den Patent-Schriften vorgefundenen Beschreibungen der Erfindungen stellten sich in ihrem Umfang auch als unübersichtlich heraus, insofern keine klärende Abbildung vorhanden war. Mittels einer groben Recherche anhand der oben beschriebenen Vorteile beider Suchmaschinen konnten die Suchbegriffe eingegrenzt werden. Es folgt eine kurze, tabellarische Übersicht der verwendeten Suchbegriffe unter Depatisnet und der Google-Patentsuche.

Suchzeile	Depatisnet	Google-Patentsuche
Vertikalspanner	0	5
Kniehebelspanner	4	196
Karosseriebau spannen	8	44800
Kniehebelspannvorrichtung	154	762
Kniehebelspannvorrichtung einstellbar	0	328
Handspannvorrichtung	7	31
Handspanner	9	43

Abbildung 3.1: Anzahl der Suchergebnisse für verschiedene Begriffe

Der Suchbegriff „Handspanner“ lieferte die dem zu konstruierenden Produkt am nächsten liegenden Ergebnisse.

Ersichtlich ist auch, dass die Google-Suche eine Vielzahl von Ergebnissen lieferte. Im Gegensatz zu Depatisnet ermöglicht Google eine Verknüpfung vieler Suchbegriffe. Diese Eigenschaft kann zum einen als Vorteil genutzt werden, um die Suche auszuweiten, liefert andererseits aber auch viele abwegige Ergebnisse.

Wie beispielsweise an der Anzahl an Ergebnissen für „Karosseriebau spannen“ in der Google-Patentsuche zu sehen ist, ist es im Rahmen dieser Arbeit kaum möglich alle Patente zu erfassen. Aus diesem Grund befasst sich diese Recherche nur mit einem Ausschnitt der vorliegenden Ergebnisse.

Für die nähere Betrachtung wurden fünf Patentanträge mit themenverwandten Inhalt ausgewählt und sollen im Folgenden kurz behandelt werden.

In dem betrachteten Patent DE 000029822135 U1 des Inhabers I.S.I. International S.A. ist eine Kniehebelspannvorrichtung mit Plattenaufbau beschrieben. Die Vorrichtung soll geringe Kosten aufweisen und kompatibel mit Komponenten zur Automatisierbarkeit sein. Das Patent ähnelt der Aufgabe dieser Arbeit insofern, als dass ein kostengünstiger Vorrichtungsspanner konstruiert wurde. Allerdings ist das Patent nicht in dem Maße auf die Verstellbarkeit ausgelegt wie die vorliegende Arbeit. [4]

Das Patent DE 000020009306 U1 der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH fiel besonders ins Auge. Diesem Patent liegt die vereinfachte Konstruktion und Herstellung eines im Anschlag verstellbaren Handspanners aus Blechteilen zugrunde. Zu dem Handspanner, auf den hier mit einem beschreibenden Text Bezug genommen und der mit der Nummer DE 87 15 476.5 U1 referenziert wird, ließen sich in der Internet-Recherche leider keine Informationen finden. Das Patent bezieht sich explizit auf einen verstellbaren Spanner. [5]

Ebenfalls von der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH kommt das Patent DE 102008023775 B3. In diesem Patent ist die konstruktive Vereinfachung eines Spanners mit variablem Spannfenster beschrieben. Damit ist dieser Spanner auch als verstellbar einzustufen, wobei die Verstellbarkeit sich hier anscheinend wieder auf die Dicke des zu spannenden Objektes bezieht. [6]

Im Patent DE 000003640869 A1, als dessen Urheber Matthias Fischer eingetragen ist, wird die Modifikation eines Handspanners mit Hinsicht auf das Zurückweichen bei hohen Kräften genannt. Dies erschien bei der Recherche relevant, da für den in dieser Arbeit zu konstruierenden Handspanner eine Haltekraft von bis zu 2,5 Tonnen vorgesehen ist. Das Patent beschreibt einen

Mechanismus, der das Zurückweichen durch entsprechende Bewegungen von Spann-Teilen kompensiert. [7]

Das Patent DE 102012004856 B3 der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH beinhaltet eine Kniehebelspannvorrichtung mit verstellbarem Widerlager. Die Konstruktion ist auf verschiedene Blechdicken einstellbar. Die stufenlose Verstellung ist hier durch Keil-Stücke realisiert worden, die von pneumatischen oder hydraulischen Zylindern verschoben werden. [8]

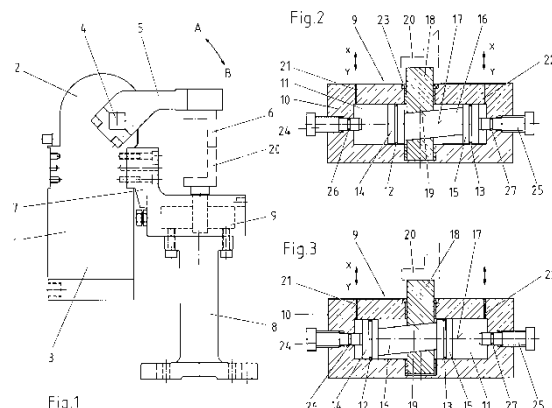


Abbildung 3.2: Patent DE 102012004856 B3 [9]

Das Fazit der Recherche kann nur lauten, dass die Idee eines verstellbaren Spanners nicht neu ist. Die Anpassung variiert von wechselbaren Konturstücken mit Revolver-Magazin bis hin zu verstellbaren Spannweiten.

Die gefundenen Patente beschäftigten sich jedoch meist mit der automatisierten Verstellung der Vorrichtungsspanner oder wiesen nicht den in dieser Arbeit angestrebten Umfang an Verstellbarkeit auf. Im Laufe der Recherche fiel oft ins Auge, dass mehrere Patente für ähnliche Lösungsansätze beantragt wurden. Es wird anhand der vorliegenden Daten davon ausgegangen, dass die geplante Konstruktion ausreichend neuartig ist, um die bestehenden Patente nicht zu verletzen.

3.1.3 Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten ist eine weit verbreitete Methode in der Entwicklung neuer oder Weiterentwicklung bestehender Produkte. Er stellt eine Matrix dar in der das zu entwickelnde Produkt in seine einzelnen Funktionsaspekte aufgeteilt wird und entsprechende Lösungen angetragen werden. Es folgt ein Beispiel des Prinzips:

Produkt	Lösung 1	Lösung 2	Lösung ...	Lösung n
Funktion 1
Funktion 2
Funktion
Funktion n

Tabelle 3.1: Prinzip des morphologischen Kastens

Lösungen werden sowohl als kurze Stichworte, knapp erläuternde Texte als auch als Bilder oder Skizzen eingetragen. Die Notation der Ideen ist wertungsfrei.

Dem Skript von Professor Hoder wird entnommen, dass morphologische Kästen teils über Jahre hinweg gepflegt und ständig mit neuen Funktionen und Lösungen ergänzt werden, wodurch sie zu einem wichtigen Wissenskapital werden.

Gemäß dem Skript ist es für die Erstellung eines morphologischen Kastens für den angestrebten Vorrichtungsspanner nötig zunächst die Funktionen des Spanners zu ermitteln. Dies geschieht mittels eines Brainstormings und wird in einer Mindmap verzeichnet:

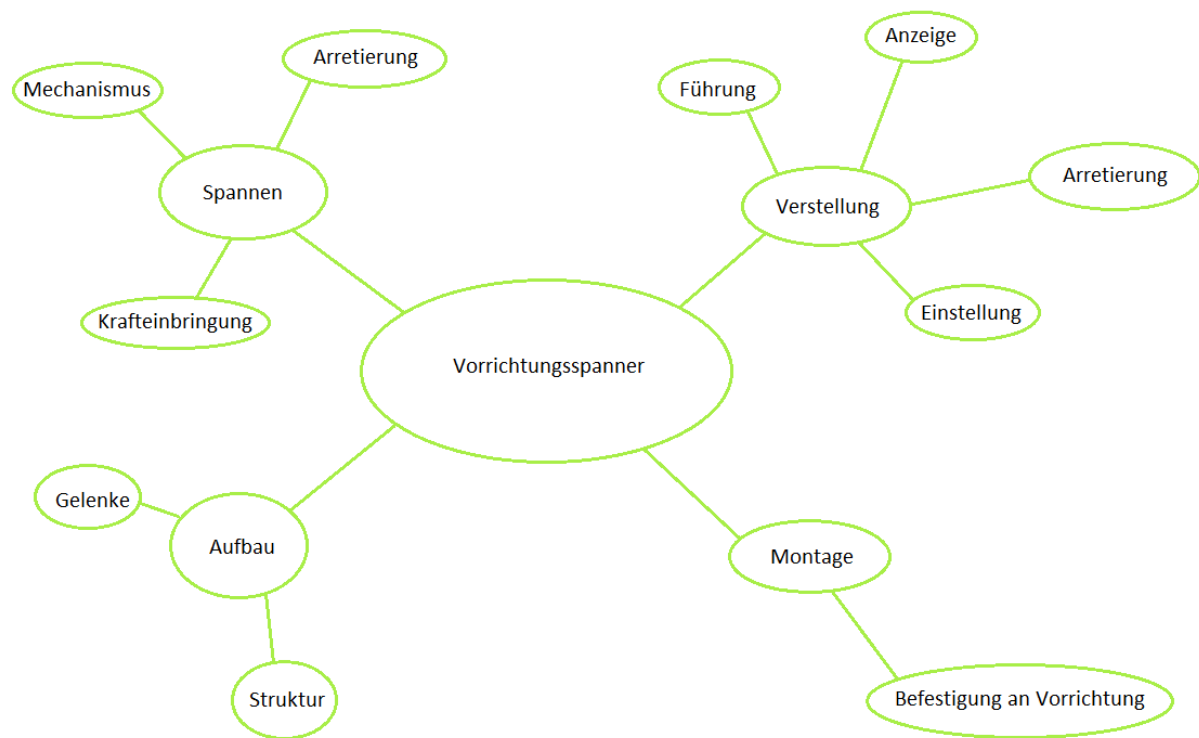


Abbildung 3.3: Mindmap der Funktionen

Wie der Mindmap zu entnehmen ist, teilt sich der Spanner grob in vier Funktionen auf, die sich wiederum in Unter-Funktionen aufteilen.

Es folgt eine kurze Erläuterung der Mindmap aus Abb. 3.3:

Hauptfunktion eines Vorrichtungsspanners ist das Spannen. Das Spannen lässt sich aufgliedern in die Einbringung einer Kraft, das Arretieren des Spanners in der Halteposition und den Mechanismus, der die Bewegung des Spannkopfes ermöglicht.

Die Verstellung erfordert eine genaue Führung des Schlittens, Möglichkeiten zur Einstellung der Position des Schlittens, das Ablesen der Position sowie die Arretierung des Schlittens.

Der Spanner ist als Bestandteil einer Vorrichtung ausgelegt. Demzufolge ist es erforderlich den Spanner montieren zu können.

Letztlich folgt der Aufbau, der die einzelnen Funktionen verbindet.

Mit den oben genannten Funktionen wird der morphologische Kasten erstellt.





























Teilfunktion \ -lösung		1	2	3	4	5	6
Spannen	Mechanismus	Kniehebelgelenk	 Linearführung	 Spindel	 Scharnier		
	Krafteinbringung	Handkraft	Federkraft	Hydraulik	Pneumatik		
	Arretierung	 Stift	 Schraube	 Haken	 Pressung	 Hebel über Totpunkt	 Schnappverschluss
Aufbau	Gelenke	 Stift	 Bolzen	 Schrägkugellager	 Gleitlager		
	Struktur	Modular	Plattenaufbau	Hybrid(Modular/Platten)			
Verstellung	Führung	 Schwalbenschwanznut	 T-Nut	 Rund-Profil	 Passfeder in Schiene	Magnetisch	 Vierkant-Profil
	Anzeige	Lineare Skala	Dreh-Skala	Digital			
	Arretierung	 Pressung	 Stift	 Schraube/Anschlag	 Schraube/Selbsthemmung	Anschlag	
	Einstellung	 Schraube/Anschlag	 Bewegungsschraube	Exzenter	von Hand	 Linear verschiebbare Keile	Hebel
Montage	Befestigung an Vorrichtung	 Verschraubung am Boden	 Verschraubung an den Seiten	 Steckverbindung mit Querstiften			

Abbildung 3.4: Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten beinhaltet die angesammelten Konzepte für die verschiedenen Funktionen. Es folgt eine kurze Beschreibung der einzelnen Teil-Lösungen:

Spannen

Mechanismus

Kniehebelgelenk

Das Kniehebelgelenk ist gemäß eingesehener Patente Stand der Technik. Es bietet eine optimale Kraft-Übertragung, einen einfachen Aufbau und hält im geschlossenen Zustand hohen Belastungen stand.

Linearführung

Die Spannfläche ist geführt wie bei einem Schraubstock. Simplex in der Fertigung.

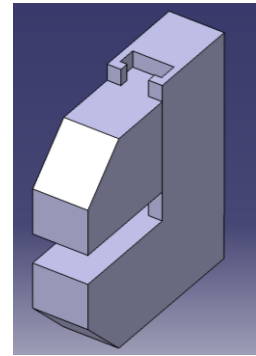


Abbildung 3.5: Linearführung

Spindel

Einfache Fertigung, Schließen durch Rotation. Ermöglicht Spannung verschieden dicker Bauteile ohne zusätzliche Arretierungs-mechanismen.

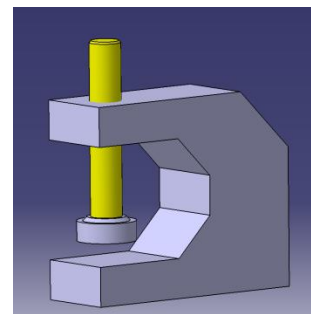


Abbildung 3.6: Spindel

Scharnier

Simplexer Aufbau, geringer Fertigungsaufwand.

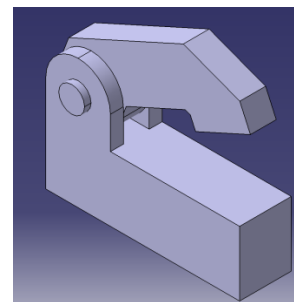


Abbildung 3.7: Scharnier

Krafteinbringung

Handkraft

Einbringung der Spannkraft per Hand. Begrenzte Spannkraft.

Federkraft

Spannkraft durch Federn. Kraft durch Feder begrenzt.

Hydraulik

Hydraulische Krafteinbringung, entweder durch fremde Energiequelle oder als hydraulisches Getriebe.

Pneumatik

Kraft durch Pneumatik.

Arretierung

Stift

Der Hebelarm wird in der Endstellung mit einem Stift abgesteckt.

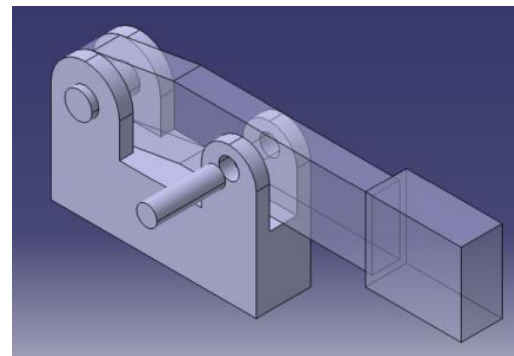


Abbildung 3.8: Stift

Schraube

Eine Schraube im Hebel wird in der Endstellung des Hebels in ein Gewinde im Gegenstück geschraubt.

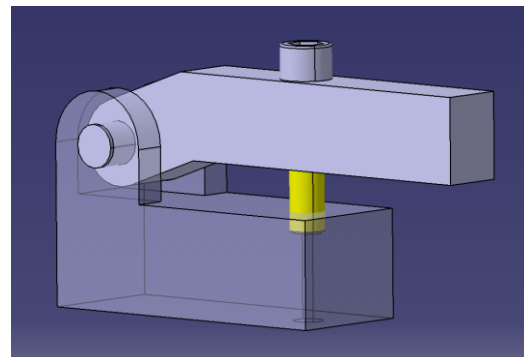


Abbildung 3.9: Schraube

Haken

Sicherung des Hebels durch einen drehend einrastenden Haken.

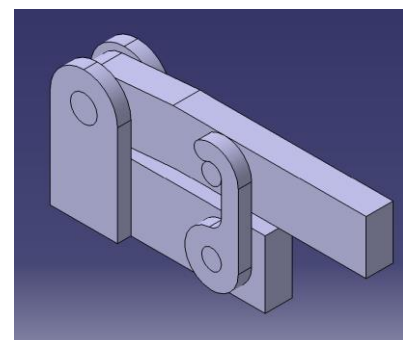


Abbildung 3.10: Haken

Pressung

Spannbacken halten den Hebel in der Endstellung fest.

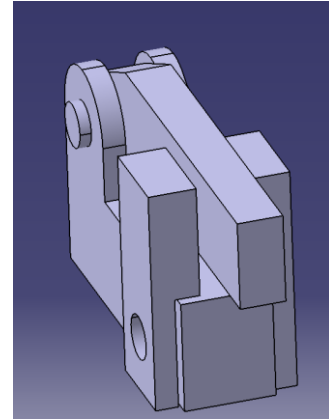


Abbildung 3.11: Pressung

Hebel über Totpunkt

Durch Überschreiten des Totpunkts des Hebels kann der Spanner nicht wieder öffnen.

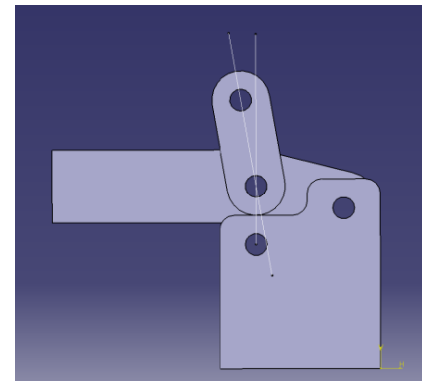


Abbildung 3.12: Hebel über Totpunkt

Schnappverschluss

Ein Hebel rastet beim Erreichen der Endposition in eine entsprechende Aussparung.

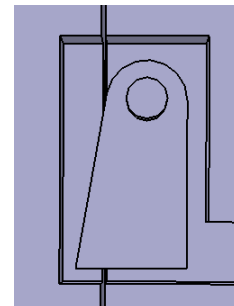


Abbildung 3.13: Schnappverschluss

Aufbau**Gelenke****Stift**

Ein Stift dient als Gelenkstange für das Hebelgelenk.

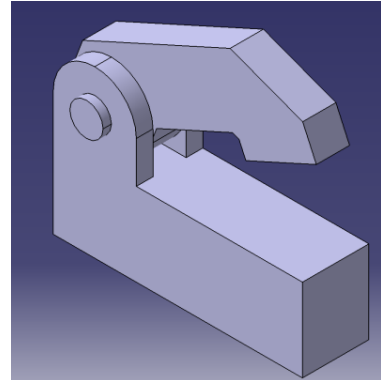


Abbildung 3.14: Stift als Gelenk, identisch zu Abb. 3.7

Bolzen

Ein Bolzen verbindet die Teile im Scharnier-gelenk.

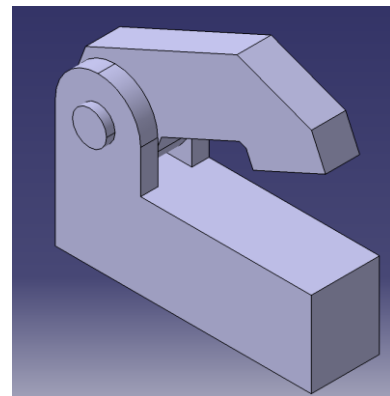


Abbildung 3.15: Bolzen, identisch zu Abb. 3.7

Schrägkugellager

Schrägkugellager nehmen den Hebel an entsprechenden Ausbuchtungen auf.

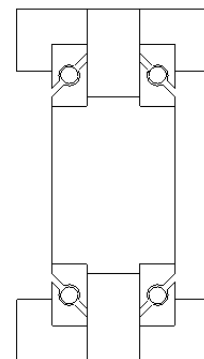


Abbildung 3.16: Schrägkugellager

Gleitlager

Gleitlager nehmen das Drehgelenk auf.

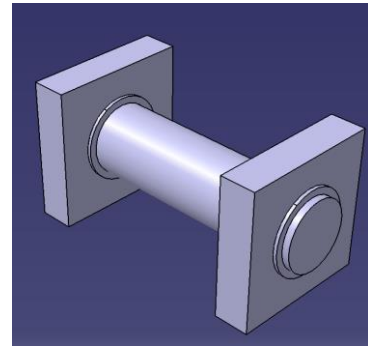


Abbildung 3.17: Gleitlager

Struktur

Modular

Bauteile aus bearbeiteten, soliden Blöcken bilden die Struktur.

Plattenaufbau

Der Spanner wird in Sandwichbauweise aus Platten zusammengesetzt, die die Drehgelenke in Bohrungen aufnehmen.

Hybrid

Kombination der modularen Struktur und des Plattenaufbaus.

Verstellung

Führung

Schwalbenschwanznut

Die Schwalbenschwanznut ist Stand der Technik und wird vielfach verwendet.

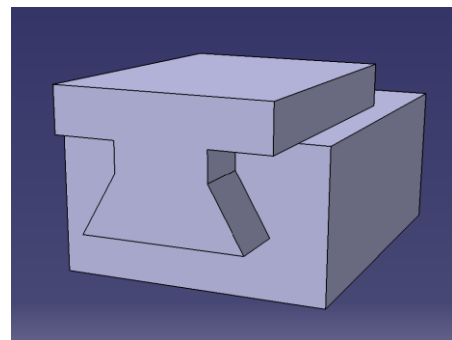


Abbildung 3.18: Schwalbenschwanzführung

T-Nut

Wie die Schwalbenschwanznut ist die T-Nut Stand der Technik und erfüllt die gewünschte Funktion.

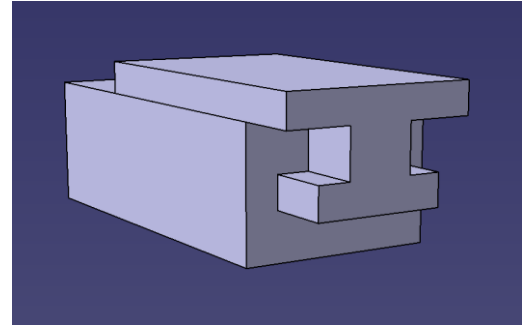


Abbildung 3.19: T-Nut

Rund-Profil

Rundprofile dienen der linearen Führung, sie nehmen keine Drehmomente auf. Es sind daher je Führung mindestens zwei Stangen vorzusehen, um Verdrehungen entlang der Führungsachse zu verhindern.

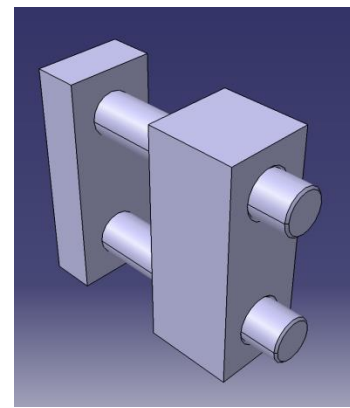


Abbildung 3.20: Rund-Profil

Passfeder in Schiene

Passfedern dienen in Nuten als Schiene.

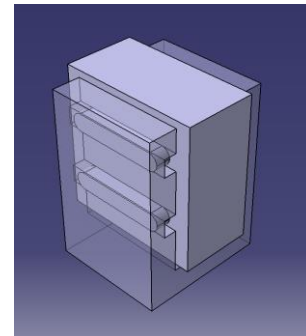


Abbildung 3.21: Passfeder in Schiene

Magnetisch

Ein starkes Magnetfeld hält das geführte Element in Position.

Vierkant-Profil

Viereckige Profile dienen als Führungen. Sie können sowohl Biegung als auch Torsion aufnehmen.

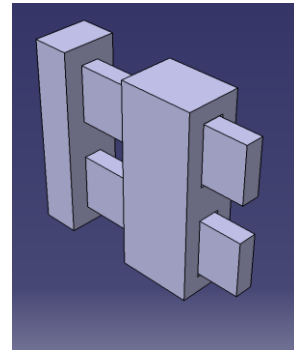


Abbildung 3.22: Vierkant-Profil

Anzeige

Lineare Skala

Entsprechend einer Schublehre ist eine Skala mit einem entsprechenden Gegenstück vorgesehen.

Dreh-Skala

Erfolgt die Verstellung des Bauteiles über Schrauben, so bietet es sich an eine Dreh-Skala an der Schraube vorzusehen.

Digital

Ein Sensor misst den Abstand zwischen den Bauteilen einer Verstellung, eine digitale Anzeige dient zum Ablesen des Werts.

Arretierung

Pressung

Das Bauteil wird mittels Pressung in der Schiene geklemmt.

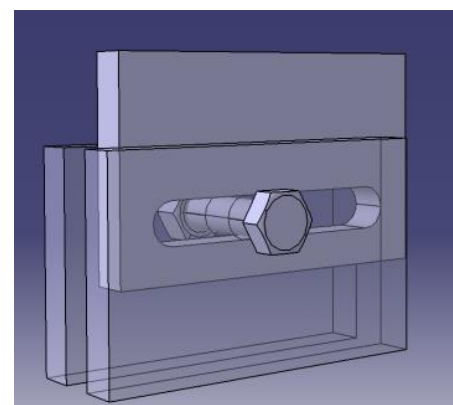


Abbildung 3.23: Pressung

Stift

Eine Bohrung im Schlitten und mehrere Bohrungen in der Schiene können mittels eines Stifts abgesteckt werden. Die Verstellung ist damit nicht stufenlos.

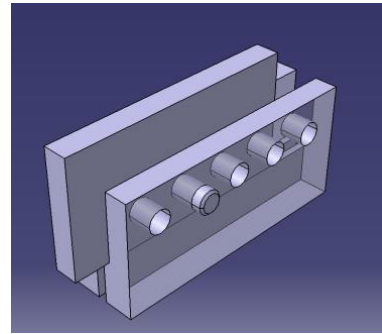


Abbildung 3.24: Stift in der Führungsarretierung

Schraube/Anschlag

Der Schlitten wird mittels zweier Schrauben entlang der Schiene positioniert und durch Selbsthemmung arretiert.

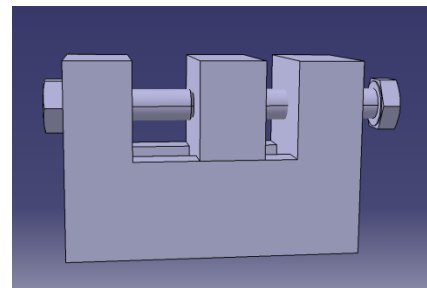


Abbildung 3.25: Schraube/Anschlag

Schraube/Selbsthemmung

Eine Bewegungsschraube positioniert den Schlitten auf der Schiene und arretiert den Schlitten durch Selbsthemmung.

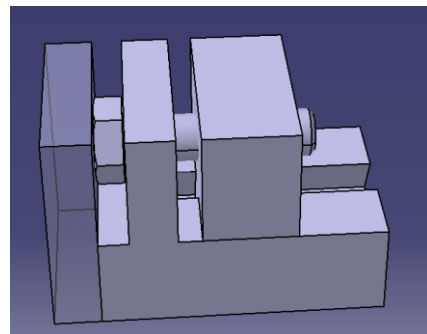


Abbildung 3.26: Schraube/Selbsthemmung

Einstellung

Schraube/Anschlag

Die Positionierung wird über zwei Schrauben eingestellt.

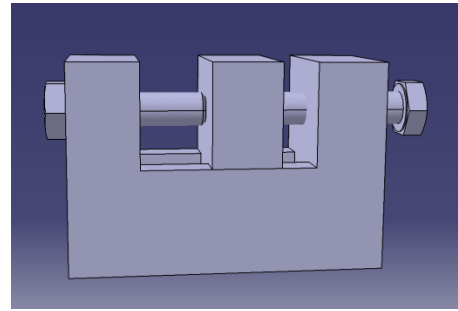


Abbildung 3.27: Schraube/Anschlag in der Einstellung, identisch zu Abb. 3.25

Bewegungsschraube

Eine Schraube verschiebt den Schlitten, in dem sich die Spindelmutter oder das entsprechende Gewinde befinden.

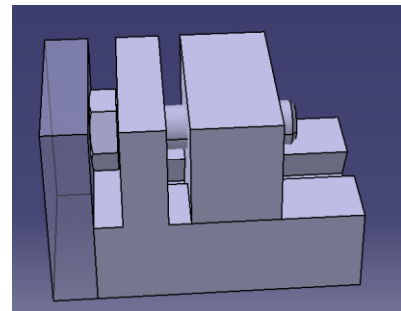


Abbildung 3.28: Bewegungsschraube, identisch zu Abb. 3.26

Linear verschiebbare Keile

Keile werden entlang abgeschrägter Flächen verschoben, damit kann eine lineare Einstellung gewährleistet werden.

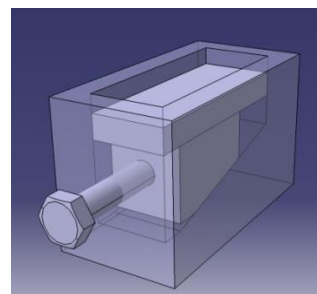


Abbildung 3.29: Linear verschiebbare Keile

Montage**Befestigung an Vorrichtung**

Verschraubung am Boden

Schrauben verbinden den Spanner am Boden mit der Vorrichtung.

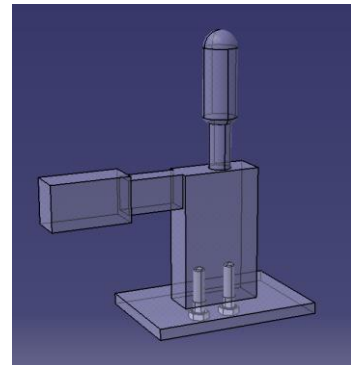


Abbildung 3.30: Verschraubung am Boden

Verschraubung an den Seiten

Schrauben verbinden den Spanner an der Seite mit der Vorrichtung.

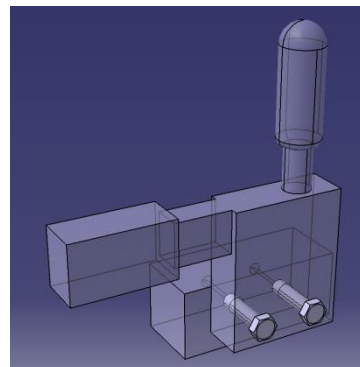


Abbildung 3.31: Verschraubung an den Seiten

Steckverbindung an den Querstiften

Stifte werden durch entsprechende Löcher in Spanner und Vorrichtung gesteckt.

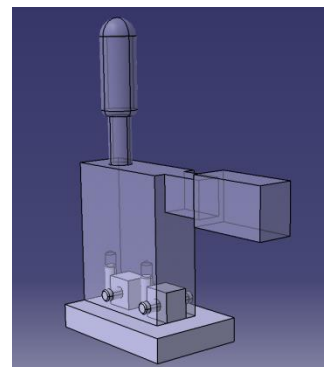


Abbildung 3.32: Steckverbindung an den Querstiften

3.1.4 Analyse durch Wertigkeitsverfahren

Im Folgenden werden mittels des morphologischen Kastens drei Lösungsvarianten gebildet, die dann mittels des Wertigkeitsverfahrens analysiert werden. Es wird entsprechend des Skriptes von Professor Hilmar Hoder der HAW Hamburg vorgegangen.

Die Lösungsvarianten werden innerhalb des morphologischen Kastens in der Regel durch farbige Linien gekennzeichnet. Ein derartiges Vorgehen wurde im vorliegenden Fall zugunsten der Übersichtlichkeit jedoch verworfen. Im Folgenden werden die Lösungsvarianten durch farbige Punkte gekennzeichnet. Variante 1 ist blau gekennzeichnet, Variante 2 in rot und Variante 3 in grün:

Teilfunktion \ -lösung		1	2	3	4	5	6
Spannen	Mechanismus	Kniehebelgelenk	Linearführung	Spindel	Scharnier		
	Krafteinbringung	Handkraft	Federkraft	Hydraulik	Pneumatik		
Aufbau	Arretierung	Stift	Schraube	Haken	Pressung	Hebel über Totpunkt	Schnappverschluss
	Gelenke	Stift	Bolzen	Schrägguggellager	Gleitlager		
Verstellung	Struktur	Modular	Plattenaufbau	Hybrid(Modular/Platten)			
	Führung	Schwalbenschwanznut	T-Nut	Rund-Profil	Passfeder in Schiene	Magnetisch	Vierkant-Profil
	Anzeige	Lineare Skala	Dreh-Skala	Digital			
	Arretierung	Pressung	Stift	Schraube/Anschlag	Schraube/Selbsthemmung	Anschlag	
Montage	Einstellung	Schraube/Anschlag	Bewegungsschraube	Exzenter	von Hand	Linear verschiebbare Keile	Hebel
	Befestigung an Vorrichtung	Verschraubung am Boden	Verschraubung an den Seiten	Steckverbindung mit Querstiften			

Abbildung 3.33: Morphologischer Kasten mit Lösungsvarianten

Lösungsvariante 1:

Der Spanner ist in Plattenbauweise konzipiert und sitzt in einer Verstell-Einrichtung die aus Frästeilen zusammengesetzt ist. Das Kniehebelgelenk ermöglicht ein schnelles Öffnen und Schließen des Spanners und soll mit der Totpunkt-Arretierung gesichert werden. Durch Schrauben wird die Konstruktion verstellt. Die Arretierung erfolgt durch die Selbsthemmung der Stellschrauben. Die Gelenke bestehen aus Bolzen. Der hier getroffene Ansatz setzt die Platten des Spanners als Vierkant-Profil in eine Schiene, wodurch Teile für einen Schlitten eingespart werden. Der Spanner soll eben auf einer Fläche sitzen, daher ist eine Verschraubung am Boden vorzusehen.

Lösungsvariante 2:

Bauteile werden hier wie bei einem Schraubstock eingespannt. Somit können unterschiedlich dicke Teile mit derselben Kraft gespannt werden. Die Spindel wird von Hand gedreht, was in einer hohen Taktzeit resultiert. Die Arretierung des Spanners ist hier die Spindel selbst. Die Spindel wird in Schrägguggellagern gelagert. Schlitten, die von je zwei Schrauben positioniert werden, werden von Schwalbenschwanzführungen geführt und arretiert. Der Spanner wird seitlich an die Vorrichtung geschraubt. Die komplett modulare Bauweise führt möglicherweise zu einem erhöhten Gewicht.

Lösungsvariante 3:

Lösungsvariante 3 ist ein hydraulisch betätigter Scharnier-Spanner. Die Arretierung des Spanners erfolgt durch den Druck/die Pressung in der Hydraulik. Das Scharnier-Gelenk selbst wird mit Gleitlagern gelagert. Schrauben mit Selbsthemmung positionieren die Schlitten der Verstellung auf den Rundprofilen und arretieren sie durch Selbsthemmung. Das Produkt wird seitlich an der Vorrichtung verschraubt. Die Hydraulik ist vergleichsweise komplex und teuer.

Dem Skript wird das Bewertungssystem gemäß VDI-Richtlinie 2225 entnommen:

Nutzwertanalyse		VDI-Richtlinie 2225		Schw. Notensystem	
Pkt.	Bedeutung	Pkt.	Bedeutung	Pkt.	Bedeutung
0	absolut unbrauchbare Lösung	0	unbefriedigend	1	unbefriedigend
1	sehr mangelhafte Lösung				
2	schwache Lösung	1	gerade noch tragbar	2	schwache Lösung
3	tragbare Lösung				
4	ausreichende Lösung	2	ausreichend	3	tragbare Lösung
5	befriedigende Lösung			4	befriedigende Lösung
6	gute Lösung mit geringen Mängeln	3	gut	5	gute Lösung
7	gute Lösung				
8	sehr gute Lösung	4	sehr gut (ideal)	6	sehr gute Lösung
9	über die Zielvorstellung hinausgehende Lösung				
10	Ideallösung				

Dr. H H **Marktorientierte Produktentwicklung** pp 941212

Abbildung 3.34: Bewertungssysteme, pp 941212 [2]

Mit dem vorliegenden Bewertungssystem werden die drei Lösungen entsprechend des Skriptes in der folgenden Tabelle analysiert. Die Kriterien werden entsprechend den Erfahrungen während des Praktikums bei der GF_i gewählt. Nach Vorgabe des Skripts müssen die einzelnen Kriterien gewichtet werden. Die Beurteilung erfolgt „Freihand“, die Wertung wird nach Ermessen des Verfassers dieser Arbeit durchgeführt. Eine kurze Erläuterung der Kriterien und ihrer Gewichtung folgt:

Schlankheit: Ein möglichst schmales Profil ist anzustreben. Schweiß- und Nietzangen zum Fügen der Blechteile benötigen genügend Freiraum zwischen den Spannstellen. Als Betriebsmittel sollte der Spanner bei der Fertigung nicht hinderlich sein, daher wird für die Gewichtung der Schlankheit der maximale Wert von 4 gewählt.

Gewicht: Die Konstruktion soll von einer Person händelbar sein, daher sollte ihr Gewicht von einer Person tragbar sein. Aufgrund des hohen Anteils von Handarbeit sowie häufiger Änderungen und Umbauten im Einsatzgebiet des Spanners wird der Wert 4 für das Gewicht gewählt.

Einfache Fertigung: Bei der Konstruktion der Einzelteile ist auf eine einfache Fertigung zu achten. Auf diese Weise können Fertigungskosten reduziert werden. Stellt das Produkt in seiner Funktion jedoch ein ausreichend gutes Argument für erhöhte Kosten dar, so kann die Differenz durch komplexere Fertigung wieder eingeholt werden. Die Gewichtung des Kriteriums wird auf 3 gesetzt.

Einfacher Aufbau:	Komplexe Konstruktionen weisen ein höheres Fehler-Risiko auf. Das Kriterium der Simplifizierung ist nicht primär funktionsrelevant daher wird seine Gewichtung mit dem Wert 2 abgeschätzt.
Modularität:	Modulare Konstruktionen weisen erhöhte Flexibilität auf und können kostengünstig modifiziert werden. Modularität ist kein funktionsrelevantes Kriterium, bietet jedoch die Möglichkeit das Produkt auf viele Spezial-Fälle anzupassen und einen breiten Markt abzudecken. Die Gewichtung wird zu 3 gewählt.
Geringe Taktzeit:	Die Implementierung eines schnell zu öffnenden und schließenden Spannmechanismus verkürzt die Taktzeiten in der Fertigung und ermöglicht ein schnelles Einlegen und entnehmen der Bauteile. Erhöhte Taktzeiten sind in der Fertigung ein Hindernis, im Prototypenbau jedoch von geringerer Relevanz. Das Kriterium wird mit 2 gewichtet.
Verstellbarkeit:	Eine hohe Positioniergenauigkeit in einer Vielzahl von Stufen ist einer der Kernpunkte der vorliegenden Konstruktion. Wird der IST-Zustand betrachtet, so ist ersichtlich dass Shims-Platten geschliffen werden um auf die Maße eingestellt zu werden. Die Verstell-Mechanismen sollten eine ähnlich feine Abstufung ermöglichen. Daher wird die Gewichtung des Kriteriums als 4 gewählt.
Simple Verstellung:	Eine direkte und einfache Verstellung verringert den Aufwand bei der Justierung der Vorrichtung. Die Einstellung des Vorrichtungsspanners erfolgt in der Regel jedoch nur einmal pro Vorrichtung. Ein erhöhter Aufwand bei der Kalibrierung der Vorrichtung zu Gunsten der anderen Kriterien kann daher toleriert werden. Es wird infolgedessen der Wert 2 für die Gewichtung gewählt.
Spannen:	Halten der erforderlichen Kraft. Das Halten der Spannkraft ist essentiell für die Funktion des Spanners, daher wird die Gewichtung als funktionsrelevantes Kriterium mit 4 gewählt. Generell sind die vorliegenden Teillösungen jedoch derart ausgelegt, dass bei entsprechender Gestaltung der Lösung ein Halten garantiert ist. Die konstruktive Anpassung des Spanners äußert sich in den diversen Fällen jeweils durch Gewicht und/oder Volumen der zu erwartenden Konstruktion.

Mit den bekannten Kriterien und ihrer Gewichtung kann entsprechend des Wertigkeitsverfahrens die folgende Tabelle erstellt werden:

Bewertungskriterien	Gewichtung	Lösungsvariante 1		Lösungsvariante 2		Lösungsvariante 3	
		P_{1j}	$g_j \cdot P_{1j}$	P_{2j}	$g_j \cdot P_{2j}$	P_{3j}	$g_j \cdot P_{3j}$
	g_j						
Schlankheit	4	4	16	4	16	3	12
Gewicht	4	3	12	3	12	2	8
Einfache Fertigung	3	3	9	4	12	1	3
Einfacher Aufbau	2	3	6	3	6	2	4
Modularität	3	3	9	2	6	2	6
Geringe Taktzeit	2	4	8	1	2	3	6
Verstellbarkeit	4	3	12	3	12	3	12
Simple Verstellung	2	4	8	1	2	4	8
Spannen(1t-2,5t)	4	4	16	4	16	4	16
Punktzahlen-Summe			96		84		75
Rangfolge			1		2		3
Wertigkeit Gesamtlösung			0,857		0,75		0,67

Tabelle 3.2: Wertigkeitsverfahren

Die Gesamtlösung der Wertigkeit ergibt sich mit der folgenden Formel:

$$w_{gi} = \frac{\sum_{j=1}^n (P_{ij} \cdot g_j)}{P_{max} \cdot \sum_{j=1}^n g_j} \quad \text{Gl.3.01}$$

Die Gesamtlösungen der einzelnen Lösungsvarianten errechnet sich hiernach zu:

$$P_{max} = 4$$

$$w_{g1} = \frac{\sum_{j=1}^n (P_{1j} \cdot g_j)}{P_{max} \cdot \sum_{j=1}^n g_j} = \frac{96}{4 \cdot 28} = 0,857$$

$$w_{g2} = \frac{\sum_{j=1}^n (P_{2j} \cdot g_j)}{P_{max} \cdot \sum_{j=1}^n g_j} = \frac{84}{4 \cdot 28} = 0,75$$

$$w_{g3} = \frac{\sum_{j=1}^n (P_{3j} \cdot g_j)}{P_{max} \cdot \sum_{j=1}^n g_j} = \frac{75}{4 \cdot 28} = 0,67$$

Gemäß der folgenden Abbildung aus dem Skript können die Lösungsvarianten damit gewertet werden:

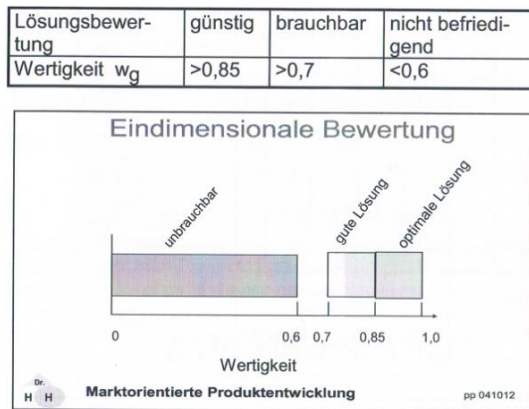


Abbildung 3.35: Bewertung pp 041012 [2]

Demnach ist Lösungsvariante 1 eine optimale Lösung während die anderen beiden Varianten lediglich gute Lösungen sind. Entsprechend der Wertigkeit wird Lösungsvariante 1 für die weitere Entwicklung und Festigkeitsberechnung ausgewählt.

3.1.5 Anmerkungen zur gewählten Lösung

Gemäß des Wertigkeitsverfahrens wurde Lösungsvariante 1 gewählt. Aufbau und Funktion der Variante sollen im Folgenden beschrieben werden. Es wird empfohlen hierzu die im Anhang beigefügte Explosionszeichnung zur Hilfe zu nehmen.

Im ersten Schritt dieses Kapitels sollen die Funktionen des Spanners umrissen werden. Primär ist hier das Öffnen und Schließen anzuführen. Besagte Funktion wird durch das Kniehebelgelenk realisiert. In den Bildern 3.36 und 3.37 ist der Spanner im geschlossenen bzw. geöffneten Zustand dargestellt. Erkennlich ist in Bild 3.36 unter anderem der mit A gekennzeichnete Stift zwischen den Verbindungshebeln. Der Stift dient in der vorliegenden Konstruktion als Anschlag im Fall des Schließens. Deutlich sichtbar sind ebenfalls die Bohrungsmuster B zur Aufnahme von Druck- oder Konturstücken.

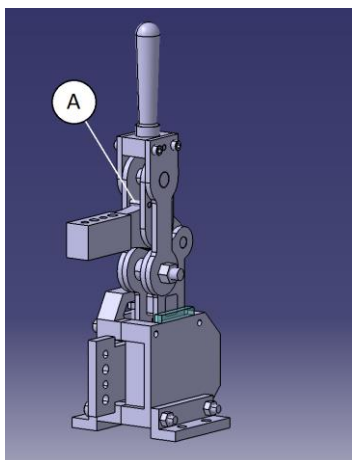


Abbildung 3.36: Spanner geschlossen

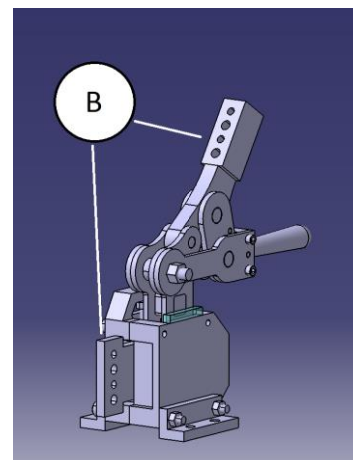


Abbildung 3.37: Spanner geöffnet

Des Weiteren soll die Verstellung der einzelnen Komponenten des Spanners kurz erläutert werden.

Hierzu wurde der Spanner entlang der Trennlinie des Montageblocks geteilt und die Funktionsgruppen der Verstellung eingefärbt (vgl. Abb. 3.38 bis 3.43).

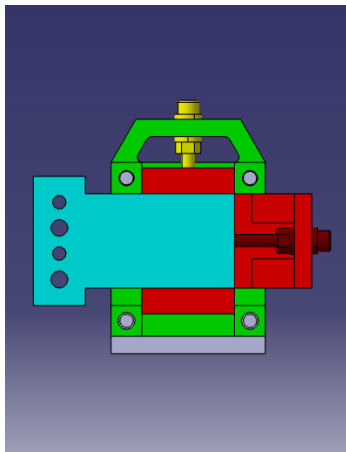


Abbildung 3.38: Aufnahme oben vorne

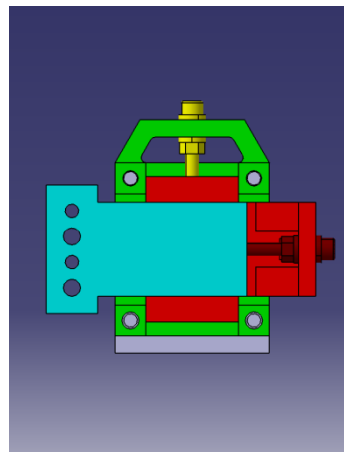


Abbildung 3.39: Aufnahme Mittelstellung

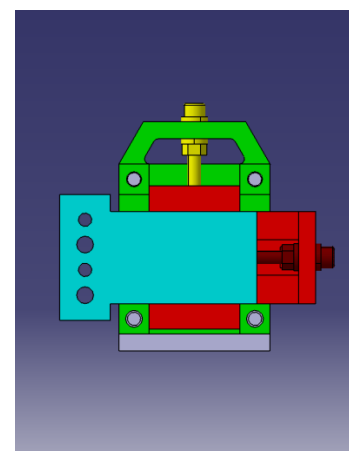


Abbildung 3.40: Aufnahme unten hinten

Die Abbildungen 3.38 bis 3.40 illustrieren die Verstellung der Aufnahme in 5mm-Intervallen. Der Aufnahme-Montageblock führt den Aufnahmestellblock (in Rot markiert) entlang der Vertikalen. Die vertikale Verstellung erfolgt über die gelb markierte Schraube, welche den Montageblock und den Aufnahmestellblock verbindet. Analog wird die in blau eingefärbte Aufnahmeplatte auf der Horizontalen vom Aufnahmestellblock geführt. Die Verstellung erfolgt mittels der braun eingefärbten Schraube, welche den Aufnahmestellblock mit der Aufnahmeplatte verbindet.

Gewählt wurden für die Stellschrauben Feingewinde-Schrauben der Größe M8. Aufgrund ihrer geringen Steigung gewährleisten sie eine feine Verstellung sowie Arretierung durch Selbsthemmung. Hülsen an den Stellschrauben dienen als Schutz vor dem Losdrehen der Muttern.

Analog zu der geschilderten Funktionsweise der Aufnahme-Verstellung wird die Spanner-Verstellung betrachtet.

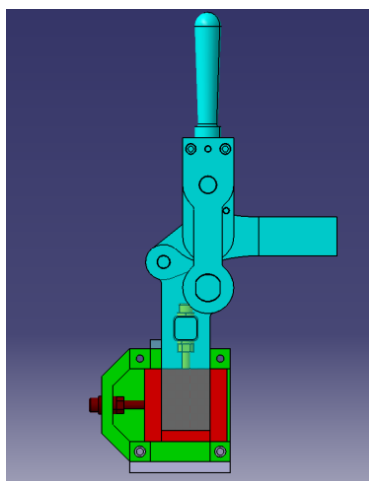


Abbildung 3.41: Spanner oben vorne

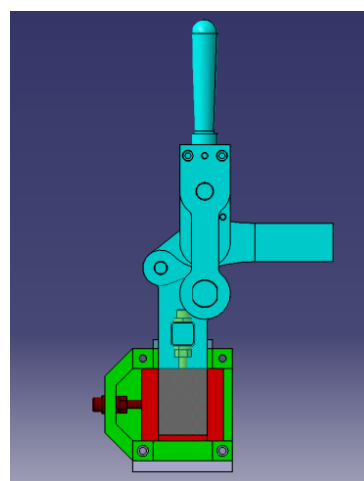


Abbildung 3.42: Spanner Mittelstellung

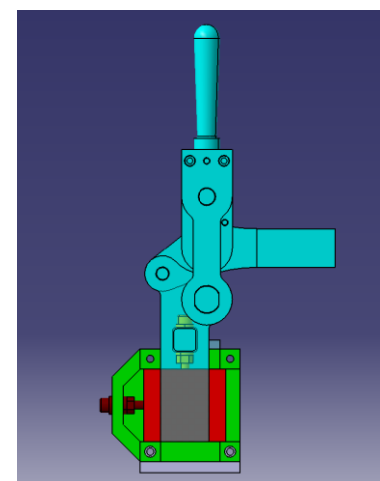


Abbildung 3.43: Spanner unten hinten

Die Abbildungen 3.41 bis 3.43 wurden analog zu den Bildern 3.38 bis 3.40 erstellt. Die Anordnung der Achsen ist jedoch gesondert zu betrachten. Der grün eingefärbte Spanner-Montageblock übernimmt in diesem Fall die Führung des Spannerstellblocks (rot) entlang der Horizontalen.

Die Platten des blau eingefärbten Spanners sitzen innerhalb von Vertiefungen des Spannerstellblocks und werden dort entlang der Vertikalen geführt. Entsprechend den Abbildungen der Aufnahme wurden die Stellschrauben farblich der horizontalen und vertikalen Stellrichtung zugeordnet.

Die Abbildungen 3.41 bis 3.43 verdeutlichen ebenfalls die gewählte Hybrid-Bauweise. Der Spanner ist nach dem Schema des Plattenbaus aufgebaut, der Rest des Spanners wurde modular konzipiert. Die vorliegende Konstruktion kann dadurch leichter als vergleichbare Aufbauten mit singulärer Konstruktionsweise ausgeführt werden. Gleichzeitig ermöglicht die Hybrid-Bauweise eine vergleichsweise einfache Struktur der Konstruktion.

Werden die Bilder 3.38 bis 3.43 sowie die Explosionszeichnung betrachtet, sollte der modulare Aufbau des Vorrichtungsspanners erkenntlich sein. Sowohl die Aufnahme als auch der Spanner können jeweils zu einzelnen Unter-Baugruppen zusammengefasst werden. Die Montageblöcke mitsamt der Aufnahme und dem Spanner werden anschließend miteinander verschraubt und bilden mit den Fußwinkeln die komplette Einheit. Die Verschraubung der beiden Montageblöcke besteht aus zwei Gewindeschrauben im oberen Bereich sowie zwei Passschrauben im unteren Bereich. Die Passschrauben haben hierbei die Aufgabe Querkräfte aufzunehmen und eine passgenaue Verbindung mit den Fußwinkeln herzustellen.

Im Anschluss sollen nun die Skalen für die einzelnen Verstellungen betrachtet werden. Die lineare Skala wird in der Festigkeitsberechnung nicht weiter berücksichtigt. Die möglichen Ansätze umfassen die Gravur der Skala in die zu verschiebenden Bauteile und das Einkleben mit Skalen versehener Plexiglas-Stücke.

Auf die Darstellung von eingravierten Skalen innerhalb der CATIA-Modelle wird im Folgenden verzichtet. Skalen wurden in vorigen Versionen implementiert, erwiesen sich jedoch als unzureichend deutlich oder lesbar in den gewählten Darstellungen. Die Einstellung des Spanners erfolgt vergleichsweise selten, daher werden die Skalen so positioniert, dass die Teile des Spanners nicht entsprechend angepasst werden müssen.

Zwecks einer Übersicht soll in einem Ausschnitt der Explosionszeichnung kurz dargestellt werden, wo die Skalen vorgesehen sind. In dem Bild wurde eine von der Explosionszeichnung losgelöste Nummerierung eingetragen:

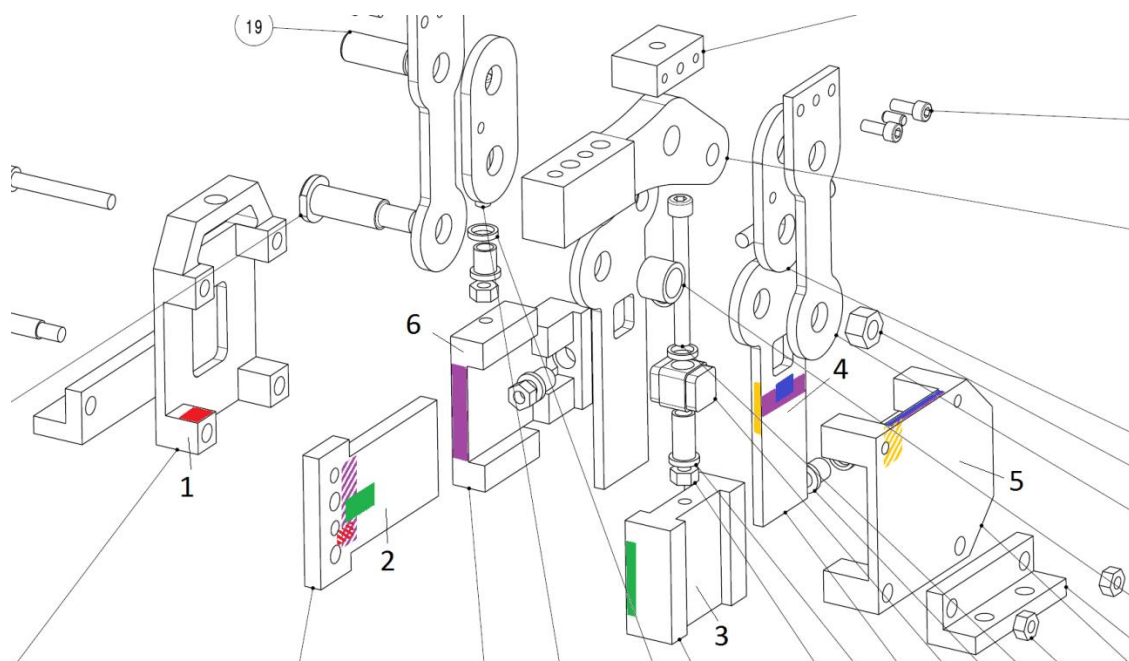


Abbildung 3.44: Position der Skalen-Gravuren in der Konstruktion

In Abbildung 3.44 sind Skalen auf vom Betrachter abgewandten Bauteil-Flächen schraffiert dargestellt, die vollen Flächen sind dementsprechend dem Betrachter zugewandt. Die farbigen Markierungen sollen hier kurz erläutert werden:

Grüne, gelbe, blaue und rote Flächen stellen den ersten Ansatz dar. Es werden nur Skalen in die zu verstellenden Teile eingraviert.

Die roten Flächen stellen die horizontale Verstellung der Aufnahmeplatte(2) dar. Grüne Bereiche beziehen sich auf die vertikale Verstellung der Aufnahme. Da der Spannerstellblock(3) sich nicht in der Vertikalen bewegt, kann die Skala hier angebracht werden.

Analog ist die blaue Fläche die horizontale Skala der Spanner-Verstellung und die gelbe Fläche die vertikale Skala.

In dieser Ausführung muss die Aufnahme zur horizontalen Einstellung vertikal nach unten gefahren werden, damit die horizontalen Skalen-Teile aneinander liegen. Dies ist nachteilig wenn die Vertikale optimal eingestellt ist während die Horizontale der Einstellung bedarf.

Beim Spanner stellt es sich in diesem Falle umgekehrt dar. Hier muss der Spanner horizontal zuerst ganz nach vorne gefahren werden, um die vertikale Skala nutzen zu können.

Eine alternative Möglichkeit besteht darin, an Spanner-Montageblöcken(5) und dem Aufnahmestellblock(6) an den purpurnen Flächen transparente Kunststoff-Stäbe mit Vierkantprofil und Skala anzubringen. Purpur sind außerdem die zu dieser Variante gehörigen Skalen an der Aufnahmeplatte(2) und die horizontale und vertikale Skala an der Spannerplatte(4). Für den Prototypen könnten diese Skalen vorerst noch geklebt werden. Ein Beispiel folgt in Bild 3.45:

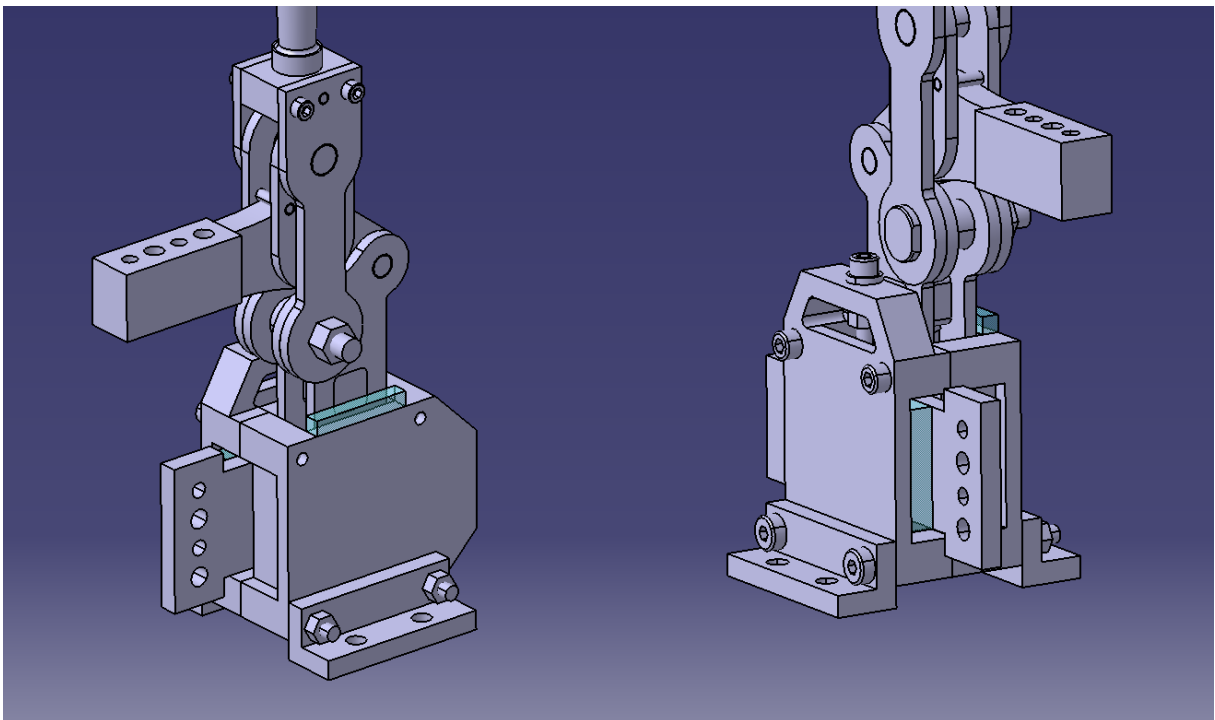


Abbildung 3.45: Darstellung der Plexiglas-Skalen

Nachdem der Spanner überschlägig ausgelegt wurde, wurde aufgrund des hohen Gewichts beschlossen, die angestrebte Belastung von 2,5 Tonnen Spannkraft zugunsten des Gewichts auf 1 Tonne zu reduzieren.

3.2 Festigkeitsnachweis

Der Festigkeitsnachweis erfolgt gemäß des Roloff/Matek [10] und der zugehörigen Formelsammlung [11]. Spannungsfälle, die nicht durch die Modelle im Roloff/Matek abgedeckt werden, werden gemäß der technischen Mechanik mit Hilfe der Lehrbücher Gross Hauger Schnelle für Statik [12] und Elastik [13] bestimmt. Es wird empfohlen, die im Anhang beigefügte Explosionszeichnung als Hilfsmittel der Orientierung zu verwenden.

3.2.1 Materialwerte

Bevor der Festigkeitsnachweis erbracht werden kann, müssen zunächst die zulässigen Werte für Spannungen und Pressungen berechnet werden.

Entsprechend der Quellen in der GFi mbH ist keine dynamische Belastung der Konstruktion im Betriebszustand zu erwarten. Deswegen, und da Stahl als Material gewählt wurde, wird die Berechnung auf statische Bauteilfestigkeit gegen Fließen gewählt.

In Erwägung eines reduzierten Bauraums und möglichst geringen Gewichts wird vorerst der Nitrierstahl 42CrMo4 gewählt.

Gemäß der Absprache mit dem Lieferanten der GFi mbH ist das gewählte Material für die Fertigung von Frästeilen geeignet.

Die Basis-Werte des gewählten Materials werden tabellarisch bestimmt zu:

Zugfestigkeit:	R_{mN}	=1100 N/mm ²
Streckgrenze:	R_{eN}	=900 N/mm ²
Elastizitätsgrenze:	$R_{p0,2N}$	=900 N/mm ²
Elastizitätsmodul:	E	=210000 N/mm ²

Die Werte R_{mN} , R_{eN} und $R_{p0,2N}$ sind hierbei auf den Normdurchmesser von 16 Millimetern bezogen und müssen mittels des technologischen Größeneinflussfaktors K_t auf den entsprechenden Durchmesser der Teile umgerechnet werden.

Aufgrund der Tatsache, dass die genaue Geometrie noch nicht bekannt ist, sei der Durchmesser hier mit 100 mm gewählt. Der Faktor K_t ist umgekehrt proportional zum Durchmesser, somit wird mit der relativ hohen Wahl des Durchmessers eine gewisse Sicherheit gewährleistet.

Somit ergibt sich für K_t die folgende Formel, die im Falle von Nitrierstählen für Zugfestigkeit und Streckgrenze identisch ist:

$$K_t = 1 - 0,23 \cdot \log(d/100mm) \quad \text{Gl.3.02}$$

Mit dem gewählten Durchmesser von 100 mm ergibt sich für den Größeneinflussfaktor der Wert:

$$K_t=1$$

Der Größeneinflussfaktor wird in die folgenden Formeln eingesetzt, um die zulässigen Werte zu berechnen:

$$R_m = R_{mN} \cdot K_{t \text{ Zug}} = 1 \cdot 1100 \text{ N/mm}^2 = 1100 \text{ N/mm}^2$$

$$R_e = R_{eN} \cdot K_{t \text{ Streck}} = 1 \cdot 900 \text{ N/mm}^2 = 900 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{p0,2} = R_{p0,2N} \cdot K_{t \text{ Streck}} = 1 \cdot 900 \text{ N/mm}^2 = 900 \text{ N/mm}^2$$

Mit den errechneten Werten kann nun die Berechnung der zulässigen Spannung und der zulässigen Scherspannung in Angriff genommen werden. Es gilt:

$$\sigma_F = f_\sigma \cdot R_p / K_B \quad \text{Gl.3.03}$$

$$\tau_F = f_\tau \cdot R_p / K_B \quad \text{Gl.3.04}$$

Die Werte f_σ und f_τ werden tabellarisch ermittelt. Für Stähle gilt $f_\sigma=1$ und $f_\tau=0,58$.

Der statische Konstruktionsfaktor K_B ergibt sich zu:

$$K_B = 1/n_{pl} \quad \text{Gl.3.05}$$

Der Wert n_{pl} ist hierbei die plastische Stützzahl, welche mit der folgenden Formel berechnet werden kann:

$$n_{pl} = \sqrt{\frac{R_{p \max}}{R_p}} \leq \alpha_{bp} \quad \text{Gl.3.06}$$

In diesem Falle folgt:

$$n_{pl} = \sqrt{\frac{R_{p0,2N}}{R_{p0,2}}} = \sqrt{\frac{R_{p0,2N}}{K_t \cdot R_{p0,2N}}} = \sqrt{\frac{1}{K_t}} = \sqrt{\frac{1}{1}} = 1$$

Die plastische Stützzahl erfüllt das Kriterium $n_{pl} \leq \alpha_{bp}$ für alle in der Konstruktion geplanten Lastfälle.

Mit der gewählten Gleichung wird die Kerbung außer Acht gelassen. Zur Probe sei die Gleichung mit entsprechender Berücksichtigung der Kerbung betrachtet:

$$n_{pl} = \frac{1}{\alpha_{bk}} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot \varepsilon_{ertr}}{R_p}} \leq \alpha_{bp} \quad \text{Gl.3.07}$$

Die Kerbung wird hier durch die Kerbformzahl α_{bk} verkörpert, welche einer Tabelle zu entnehmen ist, die Größe ε_{ertr} bezieht sich auf die maximal erträgliche Dehnung, die auf 5 Prozent für Stahl gesetzt wird.

Nach Einsetzen aller anderen Größen vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$n_{pl} = \frac{3,416}{\alpha_{bk}}$$

Wird hier nun der vorher ermittelte Wert $n_{pl}=1$ eingesetzt und nach α_{bk} umgestellt, so lässt sich für α_{bk} errechnen:

$$\alpha_{bk} = \frac{3,416}{1} = 3,416$$

Es lässt sich im Vergleich mit den Werten für α_{bk} erkennen, dass mit der ursprünglichen Formel 3.06 für n_{pl} bereits vergleichsweise hohe Kerbformzahlen abgedeckt sind. Es wird daher in den folgenden Berechnungen $n_{pl}=1$ verwendet.

Für die zulässige Spannung und Scherspannung ergibt sich nun mit den Gleichungen 3.03 und 3.04:

$$\begin{aligned}\sigma_F &= f_\sigma \cdot R_p / K_B = 1,00 \cdot 900 \text{ N/mm}^2 \cdot 1 = 900 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_F &= f_\tau \cdot R_p / K_B = 0,58 \cdot 900 \text{ N/mm}^2 \cdot 1 = 522 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Mit den bekannten zulässigen Spannungen und Scherspannungen fehlt für die Betrachtung der Konstruktion noch die zulässige Flächenpressung.

Die Berechnung der zulässigen Flächenpressung erfolgt gemäß der Bestimmung der zulässigen Flächenpressung für Passfedern:

$$p_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e / S_F \quad \text{Gl.3.08}$$

Stützfaktor f_S und Härteeinflussfaktor f_H sind tabellarisch zu bestimmen. Der Wert f_S liegt zwischen 1 und 1,5, f_H hat konstant einen Wert von 1. Für beide Werte wird das Minimum von 1 gewählt, um den kritischsten Fall zu erfassen.

S_F ist gemäß den Vorgaben für Gleitfedern und Keile mit 3 gewählt worden.

Für p_{zul} ergibt sich damit:

$$p_{zul} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{900 \text{ N/mm}^2}{3} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Für die Berechnung der zulässigen Spannungen wird eine Sicherheit von $S_F=2$ gewählt, damit folgt:

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_F}{S_F} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{2} = 450 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Gl.3.09}$$

$$\tau_{zul} = \frac{\tau_F}{S_F} = \frac{522 \text{ N/mm}^2}{2} = 261 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Gl.3.10}$$

Für den späteren Verwendungszweck wird außerdem die zulässige Vergleichsspannung berechnet:

$$\sigma_{v\ zul} = \sqrt{\sigma_{zul}^2 + 3 \cdot \tau_{zul}^2} = \sqrt{(450 \text{ N/mm}^2)^2 + 3 \cdot (261 \text{ N/mm}^2)^2} = 637,86 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Gl.3.11}$$

Zusammenfassung der Werkstoffkennwerte:

$R_m =$	1100 N/mm ²
$R_e =$	900 N/mm ²
$R_{p0,2} =$	900 N/mm ²
$\sigma_F =$	900 N/mm ²
$\tau_F =$	522 N/mm ²
$p_{zul} =$	300 N/mm ²
$\sigma_{zul} =$	450 N/mm ²
$\tau_{zul} =$	261 N/mm ²
$\sigma_{v\ zul} =$	637,86 N/mm ²

3.2.2 Stellschraube

Die Stellschraube legt mit ihrem Kopf-Durchmesser die Breite zwischen den Spannerplatten fest. Die einzige Aufgabe der Schraube ist es die Stellkraft aufzubringen, die die verstellbaren Bauteile des Spanners in Position hält.

Damit ein geringes Spiel in der Schraube auftritt und hohe Kräfte übertragen werden können, wird eine Schraube mit Feingewinde gewählt, die die benötigten Eigenschaften aufweist.

Da Momente und Querkräfte durch die Schienen aufgenommen werden sollen, werden die Schrauben nur auf Zug und Druck belastet.

Die Schraube wird mit einer Sicherheit von $S_{\text{Schraube}}=3$ tabellarisch ausgewählt. Mit einer Stellkraft von $F_S=10$ kN wird eine Schraube des Typs M8 mit Gewindesteigung 1 und Festigkeitsklasse 12.9 gewählt, die je nach Reibwert im Gewinde eine Kraft zwischen 33,9 kN und 36,4 kN übertragen kann.

Für den höchsten Reibwert im Gewinde von $\mu_{\text{ges}}=0,14$ ergibt sich demnach eine zulässige Kraft von 33,9 kN bei 90%-iger Auslastung der Mindestdehngrenze.

Die gewählte Schraube wird durch die Formeln für Bewegungsschrauben überprüft.

Zuerst werden die Daten der längsten Schraube benötigt, da in der längsten Schraube die Gefahr der Knickung am größten ist.

d:	Außendurchmesser des Gewindes:	d=8mm
d ₂ :	Flankendurchmesser des Gewindes:	d ₂ =7,35mm
d ₃ :	Kerndurchmesser des Gewindes:	d ₃ =6,773mm
h ₃ :	Gewindetiefe:	h ₃ =0,613mm
A ₃ :	Kernquerschnitt:	A ₃ =36mm ²
l:	Länge der Schraube:	l=75mm
P:	Gang des Gewindes:	P=1mm

Überprüfung der Schraube auf die Zugbelastung:

$$\sigma_{d(z)zul} \geq \frac{F_S}{A_3} = \sigma_{d(z)} \quad \text{Gl.3.12}$$

$\sigma_{d(z)zul}$: Zulässige Druck-(Zug-)spannung für vorwiegend ruhende Belastung

$$\sigma_{d(z)zul} = R_e(R_{p0,2})/1,5 = 600 \text{ N/mm}^2$$

Damit folgt:

$$\sigma_{d(z)zul} \geq \frac{10 \text{ kN}}{36 \text{ mm}^2} = 277,78 \text{ N/mm}^2$$

Die Druck-/Zugbelastung liegt damit mit mehr als dem Faktor 2 unter dem zulässigen Wert des Querschnitts.

Überprüfung des Querschnitts auf Knickung:

Schlankheitsgrad der Schraube:

$$\lambda = \frac{4l_k}{d_3} = \frac{4 \cdot 0,7 \cdot l}{d_3} = \frac{2,8 \cdot 75 \text{ mm}}{6,773 \text{ mm}} = 31,01 \quad \text{Gl.3.13}$$

Es wird überprüft, ob es sich um elastische, damit eulersche, Knickung handelt. Der Fall der eulerschen Knickung ist erfüllt, wenn die Bedingung $\lambda \geq \lambda_0$ erfüllt ist. Für λ_0 gilt:

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{E / (0,8 \cdot R_{p0,2})} = \pi \cdot \sqrt{210000 \frac{N}{mm^2} / \left(0,8 \cdot 900 \frac{N}{mm^2}\right)} = 53,65 \quad \text{Gl.3.14}$$

Damit herrscht keine elastische Knickung vor, daher gilt die Knickspannung nach Tetmajer:

$$\sigma_K = R_{p0,2} \left(1 - 0,2 \left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)\right) = 900 N/mm^2 \left(1 - 0,2 \frac{31,01}{53,65}\right) = 795,96 N/mm^2 \quad \text{Gl.3.15}$$

Die Sicherheit gegen Knickung ergibt sich dann zu:

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{d(z)}} = \frac{795,96 N/mm^2}{277,78 N/mm^2} = 2,865 \quad \text{Gl.3.16}$$

Mit einer erforderlichen Sicherheit von $S_{\text{erf}}=4 \dots 2$ mit zunehmenden Schlankheitsgrad, ist ersichtlich, dass die längste Stellschraube immer noch im zulässigen Sicherheitsbereich bezüglich der Knickung liegt.

Als letzter Schritt soll die Einschraublänge der Schraube bestimmt werden, diese wird abgewandelt von der Formel für die zulässige Pressung:

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{zul} \quad \text{Gl.3.17}$$

l_1 : Mutterlänge

H_1 : Gewindeüberdeckung. Hier gilt Näherungsweise: $H_1=h_3$

Die Formel wird umgestellt auf die Mutterlänge:

$$l_1 \geq \frac{F \cdot P}{p_{zul} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot h_3} \quad \text{Gl.3.18}$$

Gemäß Tabellenwert liegt die zulässige Flächenpressung bei Stahl/Stahl-Paarungen zwischen $10N/mm^2$ und $15N/mm^2$. Für niedrige Gleitgeschwindigkeiten und seltene Betätigung ist der doppelte Wert zulässig.

Da die Verstellung des Spanners nicht im Betrieb erfolgen soll und nach Einstellung der Vorrichtung nicht mehr vonnöten sein sollte, wird als zulässige Flächenpressung $p_{zul}=30N/mm^2$ gewählt.

Damit ergibt sich mit der obigen Formel:

$$l_1 \geq \frac{10kN \cdot 1mm}{30N/mm^2 \cdot 7,35mm \cdot \pi \cdot 0,613mm} = 23,55mm$$

Für die Mindest-Einschraubtiefe wird $l=25mm$ gewählt.

3.2.3 Bolzen

Um die Kräfte an den Bolzen zu errechnen, muss die Betrachtung des Spannhebels vorweg genommen werden.

Der Spannhebel wird nur durch die Betriebskraft F belastet. Dadurch lässt sich die Betrachtung der Lasten auf das Kräftegleichgewicht in z -Richtung und das Momentengleichgewicht um die y -Achse reduzieren.

Die Kräfte werden innerhalb dieser Arbeit hauptsächlich positiv eingetragen, was die Erstellung einer Berechnungstabelle in Excel vereinfacht.

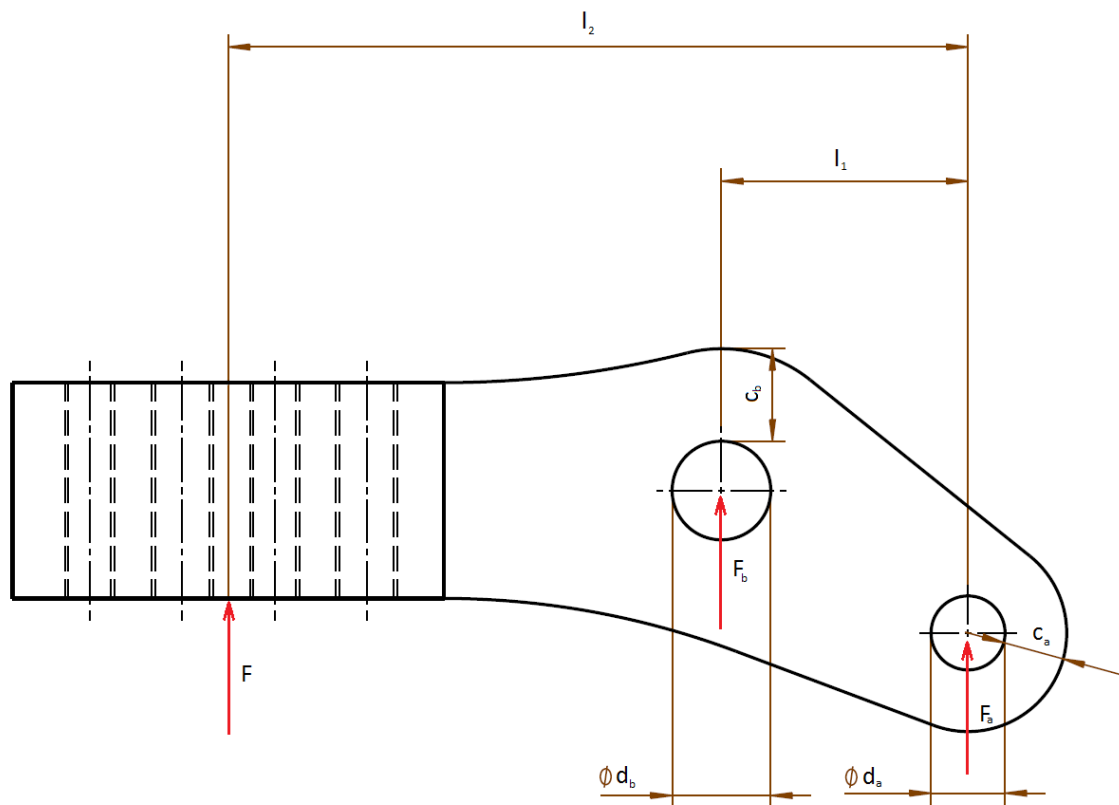


Abbildung 3.46: Skizze des Spannhebels

$$\sum F_z = 0 = F + F_a + F_b$$

$$\sum M_y^A = 0 = -F \cdot l_1 - F_b \cdot l_2$$

Die Lagerkräfte lassen sich hiermit ermitteln.

$$\sum M_y^A = 0 = -F \cdot l_1 - F_b \cdot l_2$$

$$\Rightarrow F_b = -F \cdot l_1 / l_2$$

$$\sum F_z = 0 = F + F_a + F_b$$

$$\Rightarrow F_a = -F - F_b$$

$$\Rightarrow F_a = -F + F \cdot \frac{l_1}{l_2} = F \cdot \left(\frac{l_1}{l_2} - 1 \right)$$

Die gewählten Größen lauten:

$$l_1 = 120 \text{ mm}$$

$$l_2 = 40 \text{ mm}$$

$$F = 10 \text{ kN}$$

und somit die Lagerkräfte:

$$F_a = F \cdot (l_1/l_2 - 1) = 10 \text{ kN} \cdot \left(\frac{120 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} - 1 \right) = 10 \text{ kN} \cdot 2 = 20 \text{ kN}$$

$$F_b = -F \cdot l_1/l_2 = -10 \text{ kN} \cdot 120 \text{ mm}/40 \text{ mm} = -30 \text{ kN}$$

Bolzen 1 wird mit der Kraft F_a berechnet, die Bolzen 2 bis 4 mit der Kraft F_b . Die Krafteinbringung an Bolzen 2 und 4 weicht von dem im Roloff/Matek dargestellten Fall ab, daher wird das Biegemoment dort mit der Föppl-Methode berechnet.

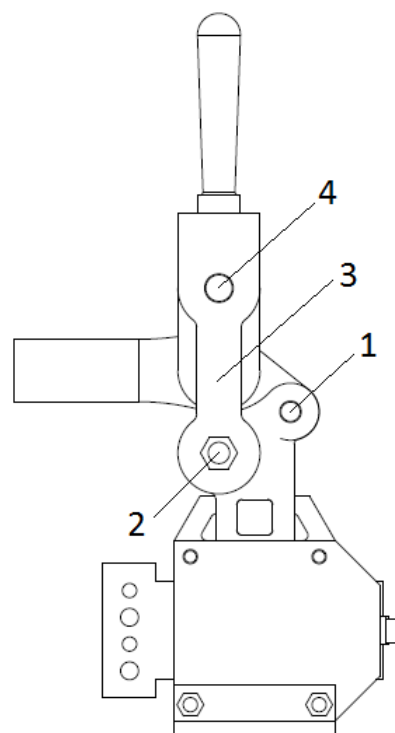


Abbildung 3.47: Position der Bolzen

Bolzen 1

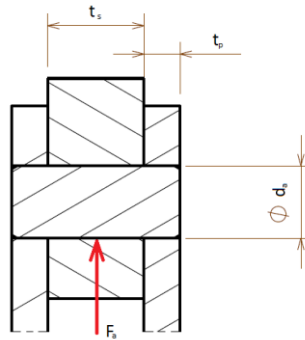


Abbildung 3.48: Schnitt an Bolzen 1

Da der Bolzen in der Gabel, hier den Spannerplatten, mit einer Übermaßpassung und im Spannhebel mit einer Gleitpassung sitzt, ergibt sich die folgende Berechnungsmethodik.

Das Moment im Bolzen ergibt sich demzufolge mit:

$$M_b = \frac{F \cdot t_s}{8} \quad \text{Gl.3.19}$$

Die Größe t_s steht hier für die Dicke der Stange, in diesem Falle die Breite des Spannhebels. Der Spannhebel ist mit einer Breite von 16mm vorgesehen, um zwischen den Spannerplatten Raum für den Schraubenkopf der Vertikal-Verstellung des Spanners zu ermöglichen. Demzufolge gilt:

$$M_b = \frac{20kN \cdot 16mm}{8} = 40kNmm$$

Der ungefähre Durchmesser wird entsprechend mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{Nenn}}{\sigma_{bzul}}} \quad \text{Gl.3.20}$$

K_A : Anwendungsfaktor. Es wird der Faktor 1,1 für leichte Stöße bis Stoßfreiheit gewählt.

σ_{bzul} : Es gilt für ruhende Last $\sigma_{bzul}=0,3 \cdot R_m=330 \text{ N/mm}^2$

k : Einspannfaktor. Für eine Gleitverbindung bei Einbaufall 2 ist $k=1,4$.

Werden die entsprechenden Werte eingesetzt, folgt für d :

$$d \approx 1,4 \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot 20kN}{330 \text{ N/mm}^2}} = 8,165mm$$

Mit Rücksicht auf die Ergebnisse vor dem Verfassen dieser Arbeit, wird der Durchmesser $d_a=12mm$ gewählt.

Für die späteren Berechnungen werden noch die folgenden Gleichungen benötigt:

$$\text{Zugspannung} \quad \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad \text{Gl.3.21}$$

$$\text{Biegespannung} \quad \sigma_{zug} = \frac{F}{A_{zug}} \quad \text{Gl.3.22}$$

$$\text{Torsionsspannung} \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad \text{Gl.3.23}$$

$$\text{Scherspannung} \quad \tau_{scher} = \frac{F_{scher}}{A_{scher}} \quad \text{Gl.3.24}$$

Die Berechnung des Bolzens kann mit den errechneten Größen nun erfolgen:

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b\text{ nenn}}}{W} \approx \frac{K_A \cdot M_{b\text{ nenn}}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1,1 \cdot 40\text{kNmm}}{0,1 \cdot (12\text{mm})^3} = 254,63 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Gl.3.25}$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_S \cdot 2} \leq \tau_{a\text{ zul}} \quad \text{Gl.3.26}$$

A_S : Querschnittsfläche des Bolzens

$\tau_{a\text{ zul}}$: Für ruhende Belastung $\tau_{a\text{ zul}} = 0,2 \cdot R_m = 220 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,1 \cdot 20\text{kN}}{\pi \cdot \frac{(12\text{mm})^2}{4} \cdot 2} = 129,686 \text{ N/mm}^2 \leq 220\text{N/mm}^2$$

$$p = \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_{proj}} = \frac{1,1 \cdot 20\text{kN}}{2 \cdot 6\text{mm} \cdot 12\text{mm}} = 152,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 385 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Gl.3.27}$$

A_{proj} : Projektionsfläche unter der Bolzenlast. Gewählt wurde die Fläche der Gabel mit der Dicke der Gabel-Augen t_G . $A_{proj} = 2 \cdot t_G \cdot d$

p_{zul} : Für Bolzen zulässige Pressung. Da der Bolzen im Betriebszustand nicht gleitet, wird für ruhende Lasten $p_{zul} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1100 \text{ N/mm}^2 = 385 \text{ N/mm}^2$

Alle berechneten Lasten liegen unterhalb der zulässigen Werte, der Bolzen erfüllt damit die Festigkeitskriterien.

Bolzen 2 und 4

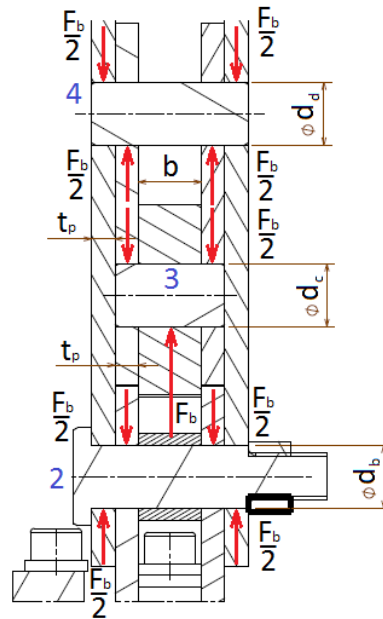


Abbildung 3.49: Schnitt entlang der Bolzen 2 bis 4

Die Krafteinleitung an den Bolzen 2 und 4 entspricht nicht dem im Roloff/Matek angenommenen Modell. Eine Überprüfung der Formeln zeigt jedoch, dass lediglich die Herleitung des maximalen Biegemoments modifiziert werden muss.

Das maximale Biegemoment wird mit der Föppl-Methode errechnet:

$$M_b(x) = \frac{F}{2} \cdot (x - 0)^1 - \frac{F}{2} \cdot (x - \frac{t_p}{2})^1 - \frac{F}{2} \cdot (x - (1,5 \cdot t_p + b))^1 + \frac{F}{2} \cdot (x - (2 \cdot t_p + b))^1$$

t_p : Dicke der Platten, $t_p=6\text{mm}$

b : Zwischenraum in zwischen den beiden Spannerplatten, $b=16\text{mm}$

Die Föppl-Gleichung ist in der Berechnungstabelle im Anhang entlang der Länge des Bolzens aufgeführt, das maximale Biegemoment lässt sich auslesen mit:

$M_{b \max}=45000 \text{ Nmm}$

Analog zu Bolzen eins werden nun die entsprechenden Berechnungen durchgeführt.

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{Nenn}}{\sigma_{bzul}}} = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot 30\text{kN}}{330\text{N/mm}^2}} = 14\text{mm}$$

Gewählt: $d=16\text{mm}$

$$\sigma_b \approx \frac{K_A \cdot M_{b \text{ nenn}}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1,1 \cdot 45\text{kNmm}}{0,1 \cdot (16\text{mm})^3} = 120,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{b \text{ zul}} = 330 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_S \cdot 2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,1 \cdot 30\text{kN}}{\pi \cdot \frac{(16\text{mm})^2}{4} \cdot 2} = \frac{109,419\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{a \text{ zul}} = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_{proj}} = \frac{1,1 \cdot 30\text{kN}}{2 \cdot 6\text{mm} \cdot 16\text{mm}} = 171,875 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 385 \text{ N/mm}^2$$

Auch für Bolzen 2 und 4 liegen alle errechneten Werte unterhalb der zulässigen Größen. Die Bolzen können mit den angegebenen Abmessungen verwendet werden.

Bolzen 3

Bolzen 3 entsprechend der Spezifikationen von Bolzen 1 gestaltet, die Berechnung erfolgt analog.

$$M_b = \frac{F \cdot t_s}{8} = \frac{30 \text{ kN} \cdot 16 \text{ mm}}{8} = 60 \text{ kNm}$$

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{Nenn}}{\sigma_{bzul}}} = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot 30 \text{ kN}}{330 \text{ N/mm}^2}} = 14 \text{ mm}$$

Gewählt: d=16mm

$$\sigma_b \approx \frac{K_A \cdot M_{b \text{ nenn}}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1,1 \cdot 60 \text{ kNm}}{0,1 \cdot (16 \text{ mm})^3} = 161,133 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{b \text{ zul}} = 330 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_S \cdot 2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,1 \cdot 30 \text{ kN}}{\pi \cdot \frac{(16 \text{ mm})^2}{4} \cdot 2} = \frac{109,419 \text{ N}}{\text{mm}^2} < \tau_{a \text{ zul}} = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_{proj}} = \frac{1,1 \cdot 30 \text{ kN}}{2 \cdot 6 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm}} = 171,875 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 385 \text{ N/mm}^2$$

Die Belastungen von Bolzen 3 liegen unter den erlaubten Werten, der Bolzen kann mit den gegebenen Abmessungen verwendet werden.

Bolzen mit entsprechenden Norm-Bezeichnungen:

Bolzen-Nummer	Bolzen-Normbezeichnung
1	DIN EN 22340 12h11x28
2	DIN 1445 16h11x40x60
3	DIN EN 22340 16h11x28
4	DIN EN 22340 16h11x40

Tabelle 3.3: Bolzen und ihre Bezeichnung nach DIN-Norm

3.2.4 Spannhebel

Aus der Bolzenberechnung sind bereits die Kräfte an den Punkten A und B des Spannhebels bekannt:

$$F_a = 20 \text{ kN}$$

$$F_b = -30 \text{ kN}$$

Mit diesen Werten kann entsprechend der Föppl für den Querkraft- und Momentenverlauf erstellt werden (s. Abb. 3.46):

$$Q(x) = -F_a \cdot \langle x - 0 \text{ mm} \rangle^0 - F_b \cdot \langle x - 40 \text{ mm} \rangle^0 - F \cdot \langle x - 120 \text{ mm} \rangle^0$$

$$M(x) = -F_a \cdot \langle x - 0 \text{ mm} \rangle^1 - F_b \cdot \langle x - 40 \text{ mm} \rangle^1 - F \cdot \langle x - 120 \text{ mm} \rangle^1$$

Diese Gleichungen werden in der Berechnungstabelle im Anhang über die Länge des Spannhebels aufgetragen.

Ermittelt werden folgende Lasten:

$$Q_{\max}=20\text{kN}$$

$$M_{b\max}=800\text{kNmm}$$

Die maximale Last tritt hier am Punkt B(x=40mm) auf.

Da an diesem Punkt das Loch für den Bolzen 3 zu finden ist, wird der Querschnitt zusätzlich geschwächt.

Ebenso handelt es sich hier um die Stange einer Bolzenverbindung.

Dem entsprechend wird im Folgenden die Spannung des Auges mit der Biegespannung überlagert.

Im Folgenden wird das Widerstandsmoment des Querschnitts ermittelt:

Flächenträgheitsmoment bezüglich der Y-Achse:

Für einen rechteckigen Querschnitt gilt inklusive des Steinerlieds für die Verschiebung z_s bezüglich der y-Achse:

$$I_y = \frac{h^3 b}{12} + z_s^2 \cdot A_S \quad \text{Gl.3.28}$$

Die Herleitung für diesen Fall folgt mit:

$$z_s = \frac{d}{2} + \frac{h-d}{4} = \frac{2d+h-d}{4} = \frac{h+d}{4}$$

$$A_S = \frac{h-d}{2} \cdot b$$

Es folgt für zwei Rechtecke mit dem jeweiligen Abstand z_s von der y-Achse:

$$I_y = 2 \cdot \left(\frac{h^3 b}{12} + z_s^2 \cdot A_S \right) = 2 \cdot \left(\frac{\left(\frac{h-d}{2} \right)^3 \cdot b}{12} + \left(\frac{h+d}{4} \right)^2 \cdot \left(\frac{h-d}{2} \right) \cdot b \right)$$

Da h sich hier aus dem Durchmesser d und der Stärke des Auges c zusammensetzt, wird h entsprechend der Überlagerung der beiden Lastfälle h neu ausgedrückt:

$$h = d + 2 \cdot c_b$$

Eingesetzt in die vorige Gleichung ergibt sich für I_y :

$$I_y = 2 \cdot \left(\frac{c c_b^3 \cdot b}{12} + \left(\frac{c_b + d}{2} \right)^2 \cdot c_b \cdot b \right)$$

Für die Berechnung des Widerstandsmoments gilt des Weiteren:

$$W_b = \frac{I}{R_{\max}} \quad \text{Gl.3.29}$$

mit

$$R_{max} = \frac{h}{2} = \frac{d + 2 \cdot c_b}{2}$$

und damit

$$W_b = \frac{4 \cdot \left(\frac{c_b^3 \cdot b}{12} + \left(\frac{c_b + d}{2} \right)^2 \cdot c_b \cdot b \right)}{d + 2 \cdot c_b}$$

Die Spannung errechnet sich dann wie folgt:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot (d + 2 \cdot c_b)}{4 \cdot \left(\frac{c_b^3 \cdot b}{12} + \left(\frac{c_b + d}{2} \right)^2 \cdot c_b \cdot b \right)}$$

Die Spannung im durch die Funktion des Bolzens lautet:

$$\sigma_{Auge} = \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{2 \cdot c_b \cdot b} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{d}{c_b} + 1 \right) \right] \quad \text{Gl.3.30}$$

Die zulässige Spannung am Auge beträgt im statischen Fall für Stahl:

$$\sigma_{zul} = 0,5 \cdot R_e = 450 \text{ N/mm}^2$$

Es gilt somit:

$$\begin{aligned} \sigma_b + \sigma_{Auge} &= \frac{M_b \cdot (d + 2 \cdot c_b)}{4 \cdot \left(\frac{c_b^3 \cdot b}{12} + \left(\frac{c_b + d}{2} \right)^2 \cdot c_b \cdot b \right)} + \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{2 \cdot c_b \cdot b} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{d}{c_b} + 1 \right) \right] \leq \sigma_{zul} \\ &= 450 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

In der Berechnungstabelle findet sich der gleiche Ansatz, die Summation der Spannung erfolgt jedoch im Anschluss an die Berechnung der Biegespannung und Augenspannung.

In der Berechnungstabelle hat sich für c am Punkt B der Wert c=16mm als ausreichend erwiesen.

Die Probe mit der hier ermittelten Formel zeigt:

$$\sigma_b + \sigma_{Auge} = 135,216 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 257,813 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 393,029 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{zul} = 450 \text{ N/mm}^2$$

Die maximale Last unterschreitet die zulässige Last. Die Scherspannung errechnet sich mit:

$$\tau_{max} = \frac{Q_{max}}{A_B} = \frac{Q_{max}}{2 \cdot c_b \cdot b} = \frac{20000 \text{ N}}{2 \cdot 16 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm}} = 39,063 \text{ N/mm}^2$$

Verglichen mit den zulässigen Scherspannungen des Werkstoffs ist die maximale Scherspannung hier zu vernachlässigen.

Die Werte für Punkt A wurden mit dem Vorgang in der Berechnungstabelle errechnet. Hier entfällt das Biegemoment, die Querkraft beträgt ebenfalls Q_{max} , für c wurde 10mm gewählt, d beträgt 12mm.

$$\sigma_{Auge} = \frac{1,1 \cdot 20000N}{2 \cdot 10mm \cdot 16mm} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{12mm}{10mm} + 1 \right) \right] = 295,625 N/mm^2 \leq \sigma_{zul}$$

Obwohl mit dem hier vorliegenden Wert die zulässige Spannung weit unterschritten wird, so wird sich später zeigen, dass an der Gabel ein c von 10mm erforderlich ist. Daher wird hier der Wert $c=10mm$ gewählt, wodurch ein glatter Übergang zwischen Platte und Spannhebel erzielt wird.

Für die maximale Scherspannung wird errechnet:

$$\tau_{max} = \frac{Q_{max}}{A_A} = \frac{Q_{max}}{2 \cdot c \cdot b} = \frac{20000N}{2 \cdot 10mm \cdot 16mm} = 62,5 N/mm^2$$

Die Beanspruchung des Spannhebels liegt unter den zulässigen Werten.

3.2.5 Haupt- und Verbindungshebel

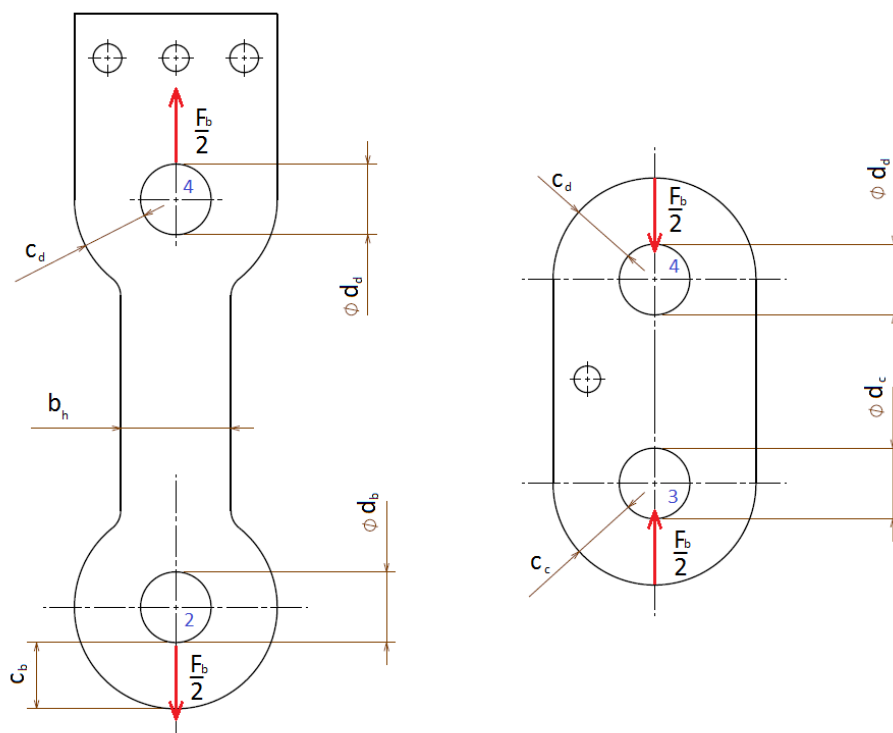


Abbildung 3.50: Haupt- und Verbindungshebel

Wie im obigen Bild zu erkennen ist tragen die Bolzen-Augen in Haupt- und Verbindungshebel vom Betrag her dieselben Lasten, auch wenn der Haupthebel auf Zug, der Verbindungshebel hingegen auf Druck belastet ist. Die Überprüfung der Bauteile erfolgt aufgrund der vorliegenden Lasten analog.

Die Berechnung entspricht der Augenberechnung nach Gl.3.30 in der Auslegung des Spannhebels. Für die in die Gleichung einzusetzende Breite b wird die Plattendicke $t_p=6mm$ eingesetzt, entsprechend der Abbildung Abb. 3.49 wird $F_{nenn}=F_b/2$.

Für c wurde mit 15mm gewählt, der Durchmesser ist durch die Bolzen 2 bis 4 mit 16mm gegeben. Es folgt:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{Auge}} &= \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot b} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{d}{c} + 1 \right) \right] = \frac{1,1 \cdot 15000 \text{ N}}{2 \cdot 15 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{16 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} + 1 \right) \right] \\ &= 375,833 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{\text{zul}} = 450 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Somit ist ersichtlich, dass mit $c=15\text{mm}$ das Auge der Belastung standhält.

Um im Haupthebel Gewicht einsparen zu können, wird überprüft, auf welchen Querschnitt der Hebel zwischen den Augen reduziert werden kann. Daher wird für beide Hebel die Druck- beziehungsweise Zugspannung berechnet:

$$\sigma_z = \frac{F_b}{2 \cdot A} = \frac{F_b}{2 \cdot t_p \cdot b_h}$$

$\sigma_{z \text{ zul}}$ wird gewählt mit $\sigma_{z \text{ zul}} = \sigma_{\text{zul}} = 450 \text{ N/mm}^2$.

Die Gleichung lässt sich somit umstellen, um die gesuchte Mindest-Hebelbreite am Verbindungssteg zwischen den Augen zu berechnen:

$$b_h = \frac{F_b}{2 \cdot t_p \cdot \sigma_{z \text{ zul}}} = \frac{30000 \text{ N}}{2 \cdot 6 \text{ mm} \cdot 450 \text{ N/mm}^2} = 5,55 \text{ mm}$$

Eine Breite von 5,55mm erscheint verschwindend gering. Aus gestalterischen Gründen wird $b_h=25\text{mm}$ gewählt. Haupt- und Verbindungshebel halten den eingebrachten Lasten stand.

3.2.6 Stellquader

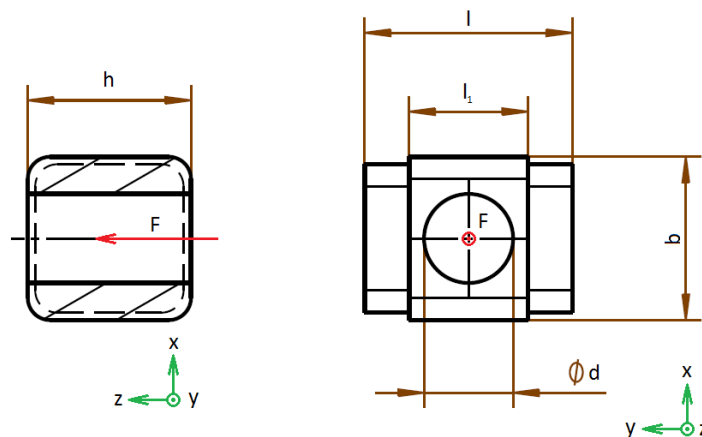


Abbildung 3.51: Stellquader

Der Stellquader sitzt in den Spannerplatten und wirkt der Betriebskraft F mit der Stellkraft F_s entgegen.

Durch die beiden Kräfte wird der Quader auf Scherung, Biegung und Pressung beansprucht.

Quer durch den Quader verläuft eine Schraube mit Hülse, wodurch der Querschnitt geschwächt wird.

Für den Querschnitt des Quaders werden deswegen die Höhe $h=20\text{mm}$ und Breite $b=20\text{mm}$ gewählt.

Die Länge setzt sich aus der Breite der beiden Spannerplatten und dem Abstand dazwischen zusammen:

$$l = 2 \cdot 6\text{mm} + 16\text{mm} = 28\text{mm}$$

Da der Quader innerhalb der Platten mit einer Übergangspassung eingefasst ist, soll für das Biegemoment nur die Länge zwischen den Platten betrachtet werden:

$$l_1 = 16\text{mm}$$

Die Ermittlung des maximalen Biegemoments erfolgt über die bereits bekannte Kombination aus Föppl und der Auflistung, in der Berechnungstabelle verwendet. Der entsprechende Föppl lautet:

$$M(y) = -\frac{F}{2} \cdot y + F_S \cdot \langle y - l/2 \rangle^1 - \frac{F}{2} \cdot \langle y - l \rangle^1$$

Das maximale Moment ergibt sich in der Mitte des Quaders mit $M_b=40000\text{ Nmm}$.

Das Widerstandsmoment an dieser Stelle ergibt sich mit:

$$I_x = \frac{h^3 \cdot (b - d)}{12} = \frac{(20\text{mm})^3 \cdot (20\text{mm} - 12\text{mm})}{12} = 5333,33\text{mm}^4$$

$$W_b = \frac{I_x}{R_{max}} = \frac{I_x}{h/2} = \frac{2 \cdot 5333,33\text{mm}^4}{20\text{mm}} = 533,33\text{mm}^3$$

und die Spannung ist folglich:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{40000\text{Nmm}}{533,33\text{mm}^3} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Scherspannung ergibt sich aus der maximalen Querkraft am dünnsten Querschnitt:

$$\tau_{s\ max} = \frac{Q_{max}}{A} = \frac{Q_{max}}{h \cdot (b - d)} = \frac{5000\text{N}}{20\text{mm} \cdot (20\text{mm} - 12\text{mm})} = 31,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zuletzt muss noch die Pressung am Bauteil nachgerechnet werden. Hierzu wird zwecks der späteren Fertigung der Aussparung ein Radius von $r=3\text{mm}$ an den Kanten vorgesehen.

Für die Pressung ergibt sich:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{2 \cdot t_p \cdot (b - 2r)} = \frac{10000\text{ N}}{2 \cdot 6\text{mm} \cdot (20\text{mm} - 2 \cdot 3\text{mm})} = 59,524 < p_{zul} = 300\text{ N/mm}^2$$

Sowohl die Biegespannung, Scherspannung als auch die Pressung liegen weit unter den zulässigen Höchstwerten, damit kann die gewählte Geometrie verwendet werden.

3.2.7 Spannerplatte

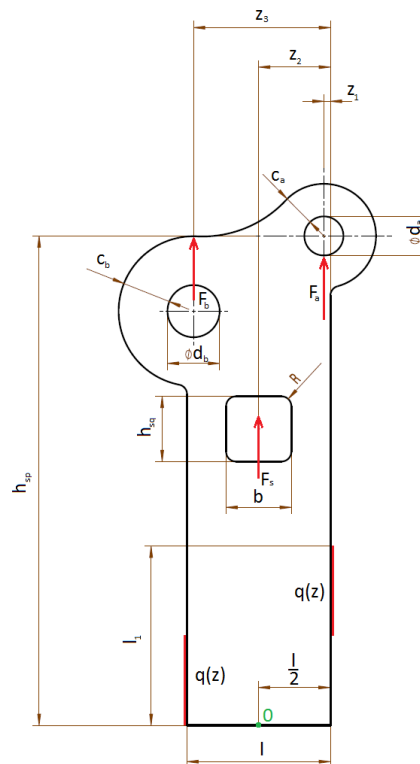


Abbildung 3.52: Spannerplatte

Zu allererst sollen die Bolzenverbindungen in der Spannerplatte betrachtet werden.

Die Geometrie an Punkt B lässt sich bereits von Haupt- und Verbindungshebel entnehmen.

Für die Geometrie an Punkt A können die Formeln analog verwendet werden.

Die Kraft F_a beträgt 20kN, für c_a wird zuerst der entsprechende Wert vom Spannhebel an Punkt A $c_a=10\text{mm}$ eingesetzt.

$$\sigma_{\text{Auge}} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot b} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{d}{c} + 1 \right) \right] = \frac{1,1 \cdot 20000\text{N}}{2 \cdot 10\text{mm} \cdot 12\text{mm}} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{12\text{mm}}{10\text{mm}} + 1 \right) \right]$$

$$= 394,17 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{zul}} = 450\text{N/mm}^2$$

Wie zu sehen ist, liegen die Belastungen der Bolzen unter dem für das Material zulässigen Wert.

Die Bolzen und der Stellquader verursachen in den Spannerplatten eine Scherspannung, diese wird entsprechend des bisherigen Vorgehens mit einem Föppl in der Berechnungs-Tabelle aufgetragen. Der Föppl und der Maximal-Wert lauten wie folgt:

$$Q_z(z) = -F_A \langle z - z_1 \rangle^0 - F_S \langle z - z_2 \rangle^0 - F_B \langle z - z_3 \rangle^0$$

Mit:

F_a : Bolzenkraft A; $F_a = 20 \text{ kN}$

F_s : Stellkraft; $F_s = 10 \text{ kN}$

F_b : Bolzenkraft B; $F_b = -30 \text{ kN}$

$z_1 = 2 \text{ mm}$

$z_2 = 22 \text{ mm}$

$z_3 = 42 \text{ mm}$

Die maximale Querkraft hat den Betrag:

$$|Q_{z \max}| = 30 \text{ kN}$$

Die minimale Querschnittsfläche parallel zur yz-Ebene wird für beide Platten auf einmal berechnet, weswegen die doppelte Plattenbreite verwendet wird:

$$A_{yz} = (h_{sp} - h_{sq}) \cdot 2t_p = (150 \text{ mm} - 20 \text{ mm}) \cdot 2 \cdot 6 \text{ mm} = 1560 \text{ mm}^2$$

Mit:

h_{sp} :	Höhe der Spannerplatte im gefährdeten Querschnitt;	$h_{sp} = 150 \text{ mm}$
h_{sq} :	Höhe des Stellquaders;	$h_{sq} = 20 \text{ mm}$
t_p :	Dicke der Platten;	$t_p = 6 \text{ mm}$

Gemäß Gl.3.24 ergibt sich für die Scherspannung:

$$\tau_{yz} = \frac{Q_{z \max}}{A_{yz}} = \frac{30000 \text{ N}}{1560 \text{ mm}^2} = 19,23 \text{ N/mm}^2$$

Direkt unter den Bolzenverbindungen liegt die Aussparung für den Stellquader. Die Pressung ist bereits von der Berechnung des Querbolzens bekannt und liegt weit unterhalb des zulässigen Höchstwerts.

Im Querschnitt der Platte am Stellquader liegt durch die Betriebskraft F eine Zug-Belastung vor. Das Drehmoment sorgt in beiden Stegen für eine Zug-, bzw. Druckspannung.

Unter der Annahme, dass die beiden Stege an der Aussparung weiterhin als ein Biegeprofil betrachtet werden können, wird nun die Formel für die Biegespannung ermittelt:

Vorliegendes Flächenträgheitsmoment nach Gleichung 3.28 mit den entsprechenden Werten für den Querschnitt auf der xy-Ebene:

$$I_y = \frac{h^3 b}{12} + x_s^2 \cdot A_{xy}$$

Entsprechend der Abmessungen im Querschnitt der Spannerplatte am Stellquader ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$x_s = \frac{b}{2} + \frac{l-b}{4} = \frac{2b+l-b}{4} = \frac{l+b}{4}$$

$$A_{xy} = \frac{l-b}{2} \cdot 2t_p$$

Es folgt für zwei Rechtecke mit dem jeweiligen Abstand x_s von der y-Achse des Teils:

$$I_y = 2 \cdot \left(\frac{h^3 b}{12} + z_s^2 \cdot A_{xy} \right) = 2 \cdot \left(\frac{\left(\frac{l-b}{2} \right)^3 \cdot 2t_p}{12} + \left(\frac{l+b}{4} \right)^2 \cdot \left(\frac{l-b}{2} \right) \cdot 2t_p \right)$$

l :	Länge der Platte am Querschnitt.
b :	Breite des Stellquaders.
t_p :	Dicke der Platte.

$$W_b = \frac{I_y}{R_{max}} = \frac{2 \cdot \left(\frac{\left(\frac{l-b}{2}\right)^3 \cdot 2t_p}{12} + \left(\frac{l+b}{4}\right)^2 \cdot \left(\frac{l-b}{2}\right) \cdot 2t_p \right)}{l/2} =$$

Die Biegespannung errechnet sich demnach mit:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b \cdot l}{4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{l-b}{2}\right)^3 \cdot 2t_p}{12} + \left(\frac{l+b}{4}\right)^2 \cdot \left(\frac{l-b}{2}\right) \cdot 2t_p \right)}$$

Die Maximale Normalspannung im Querschnitt entspricht der Scherspannung $|Q_{z max}| = 30 \text{ kN}$, damit folgt mit Gl.3.22:

$$\sigma_{zug} = \frac{|Q_{z max}|}{A_{zug}} = \frac{|Q_{z max}|}{(l-b) \cdot 2 \cdot t_p}$$

Die Flächenpressung entlang der Schienenfläche wird überprüft. Diese Fläche schließt minimal die unteren 55mm der Spannerplatte, im Folgenden als l_1 bezeichnet, ein. Die Belastung wird als Linienlast mit der folgenden Formel angenommen:

$$q(z) = q_0 + q \cdot z \quad \text{Gl.3.31}$$

Die Größen q_0 und q müssen bestimmt werden, dies geschieht über das Kräftegleichgewicht im unteren Bereich der Platte:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &= \int_0^{l_1} q(z) dz \\ \sum M_y^0 = 0 &= F_a \cdot \left(\frac{l}{2} - z_1\right) - F_b \cdot \left(z_2 - \left(\frac{l}{2} - z_1\right)\right) + \int_0^{l_1} z \cdot q(z) dz \\ \sum F_x \Rightarrow 0 &= \int_0^{l_1} q(z) dz = \int_0^{l_1} q_0 + q \cdot z dz = \left[q_0 z + \frac{1}{2} q z^2 \right]_0^{l_1} = q_0 l_1 + \frac{1}{2} q l_1^2 \\ \sum M_y^0 \Rightarrow &F_b \cdot \left(z_2 - \left(\frac{l}{2} - z_1\right)\right) - F_a \cdot \left(\frac{l}{2} - z_1\right) = \int_0^{l_1} z q(z) dz = \int_0^{l_1} q_0 z + q \cdot z^2 dz \\ &= \left[\frac{1}{2} q_0 z^2 + \frac{1}{3} q z^3 \right]_0^{l_1} = \frac{1}{2} q_0 l_1^2 + \frac{1}{3} q l_1^3 \\ \Rightarrow q_0 &= -\frac{1}{2} q l_1 \\ \Rightarrow F_b \cdot \left(z_2 - \left(\frac{l}{2} - z_1\right)\right) - F_a \cdot \left(\frac{l}{2} - z_1\right) &= -\frac{1}{4} q l_1^3 + \frac{1}{3} q l_1^3 = \frac{1}{12} q l_1^3 \end{aligned}$$

Um die Gleichung für eine Linienlast, die ein reines Moment überträgt, zu vereinfachen, wird das durch die Kräfte F_a und F_b eingebrachte Moment substituiert:

$$F_a \cdot \left(\frac{l}{2} - z_1\right) - F_b \cdot \left(z_2 - \left(\frac{l}{2} - z_1\right)\right) = M$$

Berechnung von M:

$$M = 20kN \cdot \left(\frac{44mm}{2} - 2mm\right) - (-30kN) \cdot \left(22mm - \left(\frac{44mm}{2} - 2mm\right)\right) = 1kNm$$

Wird M in die Terme zur Berechnung von q_0 und q eingesetzt, folgt damit:

$$\Rightarrow -M = \frac{1}{12} q l_1^3$$

$$\Rightarrow q = -\frac{12 \cdot M}{l_1^3} \quad \text{Gl.3.32}$$

und mit:

$$q_0 = -\frac{1}{2} q l_1$$

folgt:

$$\Rightarrow q_0 = \frac{6 \cdot M}{l_1^2} \quad \text{Gl.3.33}$$

Mit den bekannten Größen M und l_1 ergibt sich für q_0 und q:

$$q_0 = -1983,47 \text{ N/mm}$$

$$q = 72,13 \text{ N/mm}^2$$

Die Linienlast bezieht sich hier noch auf beide Platten, demzufolge wird für die Bestimmung der Pressung die folgende Gleichung verwendet, in der t_p mit 2 multipliziert wird:

$$p = \frac{q_{max} \cdot 1 \text{ mm}}{2 \cdot t_p \cdot 1 \text{ mm}} \quad \text{Gl.3.34}$$

$$p = \frac{q_0}{2 \cdot t_p} = \frac{1983,47 \text{ N/mm}}{2 \cdot 6mm} = 165,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Im Querschnitt mit dem Stellquader liegt neben der Scherspannung τ_{yz} nur eine Spannung in z-Richtung vor:

$$\sigma_z = \sigma_b + \sigma_{zug} = \frac{6 \cdot M_b \cdot l}{(l^3 - b^3) \cdot 2 \cdot t_p} + \frac{|Q_z \max|}{(l - b) \cdot 2 \cdot t_p} \leq \sigma_{zul} = 450 \text{ N/mm}^2$$

Die resultierende Spannung ist in diesem Fall:

$$\sigma_z = \sigma_b + \sigma_{zug} = 389,2 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{zul} = 450 \text{ N/mm}^2$$

Für die Vergleichsspannung inklusive der Scherspannung τ_{yz} ergibt sich dann im Querschnitt:

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_{yz}^2} = \sqrt{\left(389,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(19,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \\ &= 390,62 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{v \text{ zul}} = 637,86 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Die Belastung liegt hier im zulässigen Bereich.

Es wird angenommen, dass in der Schiene keine Zugspannung mehr vorliegt, da der Stellquader bereits die Gegenkraft zu den beiden Kräften F_a und F_b aufgebracht hat. Damit herrscht lediglich eine Biegespannung und eine Scherspannung durch das Moment in der Schiene.

Es wird überprüft, ob die vorliegende Länge l auch hier ausreichend ist.

Es ergibt sich im Folgenden die Vergleichsspannung:

$$\begin{aligned} W_b &= \frac{I_y}{R_{max}} = \frac{\frac{l^3 \cdot 2 \cdot t_p}{12}}{l/2} = \frac{l^2 t_p}{3} = \frac{(44 \text{ mm})^2 \cdot 6 \text{ mm}}{3} = 3872 \text{ mm}^3 \\ \sigma_b &= \frac{M_b}{W_b} = \frac{1200000 \text{ Nmm}}{3872 \text{ mm}^3} = 258,26 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Die Scherspannung durch das Moment beträgt:

$$\tau_s = \frac{F_r}{A_s} = \frac{\left| \int_0^{l_1} q(z) dz \right|}{2 t_p l} = \frac{\left| \frac{1}{2} q_0 l_1 + \frac{1}{8} q l_1^2 \right|}{2 t_p l} = \frac{27272,73 \text{ N}}{2 \cdot 6 \text{ mm} \cdot 44 \text{ mm}} = 51,65 \text{ N/mm}^2$$

Die Sicherheit im Querschnitt ergibt sich dann zu:

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\tau_s^2)} = \sqrt{\left(258,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \left(\left(51,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + \left(19,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 \right)} \\ &= 275,34 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{v \text{ zul}} = 637,86 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Wie den Rechnungen zu entnehmen ist, liegen alle Lasten im zulässigen Bereich. Die Platte kann in ihrer jetzigen Form verwendet werden.

3.2.8 Spannerstellblock

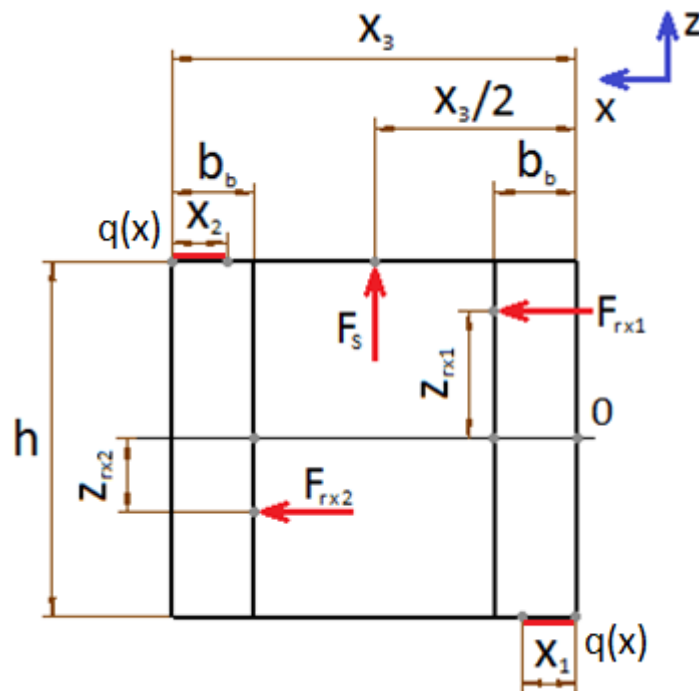


Abbildung 3.53: Spannerstellblock

Die Längen x_1 und x_2 bezeichnen die Kontaktflächen, mit denen der Spannerstellblock innerhalb des Spanner-Montageblocks gelagert ist. Beide Längen sind variabel zwischen 5mm und 15mm, ihre Summe beträgt allerdings immer 20mm.

Die Größe b_b stellt die Breite der Backen der Schiene dar.

Der Spannerstellblock dient als Aufnahme für die Spannerplatten und beherbergt das Gewinde für die vertikale Verstellung des Spanners. Weiterhin sind die obere und untere Fläche des Spannerstellblocks die Gleitflächen für die horizontale Verstellung des Spanners, das zugehörige Gewinde findet sich ebenfalls im Bauteil.

Die horizontale Verstellung wird hier als im Betriebszustand nicht maßgeblich belastet angenommen, weswegen die Kraft in der Berechnung nicht berücksichtigt wird.

Die durch die Spannerplatte eingebrachte Linienlast wird durch die resultierenden Kräfte ersetzt, die Betrachtung der Pressung an dieser Stelle wurde bereits vorgenommen.

Die resultierenden Kräfte und ihre entsprechenden Angriffspunkte errechnen sich mit:

$$\text{Resultierende Kraft} \quad F_r = \int_{x_1}^{x_2} q(x) dx \quad \text{Gl.3.35}$$

$$\text{Kraftangriffspunkt} \quad x_{rA} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} xq(x) dx}{\int_{x_1}^{x_2} q(x) dx} \quad \text{Gl.3.36}$$

$$\text{Resultierendes Moment} \quad M_r = \int_{x_1}^{x_2} xq(x) dx \quad \text{Gl.3.37}$$

Mit:

$$q(z) = q_{z0} [N/mm] + q_z [N/mm^2] \cdot z$$

folgt:

$$F_{rx1} = \int_0^{\frac{l_1}{2}} q(z) dz = \left[q_0 z + \frac{1}{2} q z^2 \right]_0^{\frac{l_1}{2}} = \frac{1}{2} q_0 l_1 + \frac{1}{8} q l_1^2 = -27272,73 \text{ N}$$

Da die Belastung symmetrisch ist, gilt

$$F_{rx2} = -F_{rx1} = 27272,73 \text{ N}$$

Die Angriffspunkte errechnen sich mit der jeweiligen Position des Flächenschwerpunkts des Lastbildes. In diesem Fall ist das Lastbild der jeweiligen resultierenden Kraft ein Dreieck und es folgt:

$$z_{rx1'} = \frac{1}{3} \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{6} = 9,17 \text{ mm}$$

Als logischer Schluss folgt für die zweite Resultierende:

$$z_{rx2'} = l_1 - \frac{1}{3} \frac{l_1}{2} = \frac{5l_1}{6} = 45,83 \text{ mm}$$

Da der Nullpunkt für die Berechnung dieses Bauteil allerdings auf der Höhe des Schwerpunkts des Bauteils liegen soll, wird zunächst die Koordinate des Schwerpunktes auf der z-Achse bestimmt:

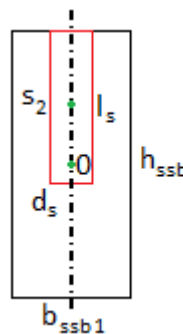


Abbildung 3.54: Skizze zur Bestimmung von z_s

Die allgemeine Formel zur Bestimmung der Schwerpunkts-Koordinate lautet:

$$x_s = \frac{\sum_i x_{si} \cdot A_i}{\sum_i A_i} \quad \text{Gl.3.38}$$

In der Gleichung stehen die x_{si} für den jeweiligen Schwerpunktsabstand der einzelnen Flächenschwerpunkte zum Nullpunkt, die A_i beziehen sich auf die jeweiligen Flächen.

Wie in der Skizze zu sehen ist, ist der Querschnitt hier entlang der Vertikalen(z-Achse) symmetrisch. Der Querschnitt besteht aus zwei Rechtecken, dem Körper und dem durch die Bohrung geschaffenen Freiraum. Leere Räume werden in der obigen Gleichung subtrahiert.

Um die Rechnung auszuführen werden noch die Schwerpunkts-Koordinaten der beiden Rechtecke benötigt. Da als Nullpunkt der Schwerpunkt des großen Quaders gewählt wurde, beträgt z_1 null.

Wird die Geometrie der Skizze betrachtet, so folgt für z_2 :

$$z_{s-s2} = \frac{h_{ssb}}{2} - \frac{l_s}{2} = \frac{65 \text{ mm} - 40 \text{ mm}}{2} = 12,5 \text{ mm}$$

Für z_s ergibt sich:

$$z_s = \frac{z_1 \cdot h_{ssb} \cdot b_{ssb1} - z_2 \cdot l_s \cdot d_s}{h_{ssb} \cdot b_{ssb1} - l_s \cdot d_s} = \frac{0\text{mm} \cdot 65\text{mm} \cdot 16\text{mm} - 12,5\text{mm} \cdot 40\text{mm} \cdot 8\text{mm}}{65\text{mm} \cdot 16\text{mm} - 40\text{mm} \cdot 8\text{mm}} = -5,56\text{ mm}$$

Für die Hebelarme der resultierenden zum Schwerpunkt folgt aus der Geometrie:

$$z_{rxi} = \frac{h}{2} - z_{rxi'} - z_s \quad \text{Gl.3.39}$$

und damit:

$$\begin{aligned} z_{rx1} &= 28,89\text{mm} \\ z_{rx2} &= -7,77\text{mm} \end{aligned}$$

In der folgenden Berechnung der Pressung an x_1 und x_2 werden die resultierenden Kräfte F_{rx1} und F_{rx2} in der Summation der Momente um die y -Achse zum Moment $M=-1\text{ kNm}$ zusammengefasst.

$$\sum F_x = 0 = F_{rx1} + F_{rx2}$$

$$\sum F_z = 0 = F_s + \int_0^{x_1} q(x)dx + \int_{x_3-x_2}^{x_3} q(x)dx$$

$$\sum M_y^0 = 0 = M - F_s \cdot \frac{x_3}{2} - \int_0^{x_1} x \cdot q(x)dx + \int_{x_3-x_2}^{x_3} x \cdot q(x)dx$$

$$\begin{aligned} \sum F_z \Rightarrow 0 &= F_s + \left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_0^{x_1} + \left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_{x_3-x_2}^{x_3} \\ \Rightarrow 0 &= F_s + q_0 x_1 + \frac{1}{2} q x_1^2 + q_0 x_3 + \frac{1}{2} q x_3^2 - q_0 x_3 + q_0 x_2 - \frac{1}{2} q x_3^2 + q x_2 x_3 - \frac{1}{2} q x_2^2 \\ \Rightarrow 0 &= F_s + q_0 x_1 + \frac{1}{2} q x_1^2 + q_0 x_2 + q x_2 x_3 - \frac{1}{2} q x_2^2 \\ \Rightarrow 0 &= F_s + q_0 (x_1 + x_2) + q \left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right) \\ \Rightarrow q &= - \frac{F_s + q_0 (x_1 + x_2)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow 0 &= M - F_s \cdot \frac{x_3}{2} - \left[\frac{1}{2} q_0 x^2 + \frac{1}{3} q x^3 \right]_0^{x_1} - \left[\frac{1}{2} q_0 x^2 + \frac{1}{3} q x^3 \right]_{x_3-x_2}^{x_3} \\ \Rightarrow 0 &= M - F_s \cdot \frac{x_3}{2} + q_0 \left(\frac{1}{2} x_2^2 - x_2 x_3 \right) + q \left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right) \end{aligned}$$

Für q wird nun eingesetzt:

$$q = - \frac{F_s + q_0 (x_1 + x_2)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)}$$

$$\Rightarrow 0 = M - F_S \cdot \frac{x_3}{2} + q_0 \left(\frac{1}{2} x_2^2 - x_2 x_3 \right) - \frac{F_S + q_0 (x_1 + x_2)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right)$$

$$\Rightarrow q_0 = \frac{F_S \cdot \left(\frac{x_3}{2} + \frac{\left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \right) - M}{\left(\left(\frac{1}{2} x_2^2 - \frac{1}{2} x_1^2 - x_2 x_3 \right) - (x_1 + x_2) \frac{\left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \right)}$$

Durch Rückeinsetzen folgt damit für q:

$$\Rightarrow q = - \frac{F_S \left(1 + \frac{(x_1 + x_2) \left(\left(\frac{x_3}{2} + \frac{\left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \right) - M}{\left(\left(\frac{1}{2} x_2^2 - \frac{1}{2} x_1^2 - x_2 x_3 \right) - (x_1 + x_2) \frac{\left(x_2^2 x_3 - x_2 x_3^2 - \frac{1}{3} x_1^3 - \frac{1}{3} x_2^3 \right)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)} \right)} \right)}{\left(\frac{1}{2} x_1^2 + x_2 x_3 - \frac{1}{2} x_2^2 \right)}$$

Wie bereits erwähnt, variieren die Größen x_1 und x_2 .

In der folgenden Tabelle sollen daher die Werte von $q(x)$ an den Schienenenden für die verschiedenen Zustände von x_1 und x_2 aufgezeigt werden.

Fall	$q(0)$	$q(x_3)$
1: $x_1=5$ mm, $x_2=15$ mm	2290,92 N/mm	-1798,74 N/mm
2: $x_1=10$ mm, $x_2=10$ mm	1292,06 N/mm	-2292,06 N/mm
3: $x_1=15$ mm, $x_2=5$ mm	1204,13 N/mm	-4162,07 N/mm

Tabelle 3.4: Ermittlung der Flächenpressung am Spannerstellblock

Für $q(x)$ ergibt sich also ein Maximum von 4162,07 N/mm.

Die maximale an den Backen auftretende Flächenpressung folgt mit dem Maximum der Linienlast. Um die Pressung zu berechnen, verwendet man die Gleichung 3.34 mit der Auflage-Breite b_a der Schiene auf dem ersten Millimeter:

$$p = \frac{q_{MAX}}{b_a} = \frac{4162,07 \text{ N/mm}}{28 \text{ mm}} = 148,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Es folgt die Berechnung der resultierenden Kräfte und ihrer Angriffspunkte für die verschiedenen Fälle mit den bekannten Formeln Gl.3.35 und Gl.3.36:

Fall	F_{rA} [N]	x_{rA} [mm]	F_{rB} [N]	x_{rB} [mm]
1	10763,76	2,45	-20763,76	67,25
2	10498,87	4,62	-20498,87	69,19
3	9903,9	5,44	-19903,9	71,54

Tabelle 3.5: Auflistung der an der Horizontal-Schiene resultierenden Kräfte

Zur Bestimmung der Querkraft und des Biegemoments werden die entsprechenden Föppl gebildet:

$$\begin{aligned}
 Q_x(z) &= -F_{rx1} \langle z - z_{rx1'} \rangle^0 - F_{rx2} \langle z - z_{rx2'} \rangle^0 \\
 Q_z(x) &= -F_{rA} \langle x - x_{rA} \rangle^0 - F_S \langle x - x_3/2 \rangle^0 - F_{rB} \langle x - x_{rB} \rangle^0 \\
 N_x(x) &= -F_{rx1} \langle z - b_b \rangle^0 - F_{rx2} \langle z - (l_{ssb} - b_b) \rangle^0 \\
 N_z(z) &= -F_{rA} - F_S \langle x - l_S/2 \rangle^0 - F_{rB} \langle x - h_{ssb} \rangle^0 \\
 M_b(x) &= -F_{rA} \langle x - x_{rA} \rangle^1 - F_{rx1} \cdot z_{rx1} \langle x - b_b \rangle^0 - F_S \langle x - x_3/2 \rangle^1 - F_{rx2} \cdot z_{rx2} \langle x - (x_3 - b_b) \rangle^0 \\
 &\quad - F_{rB} \langle x - x_{rB} \rangle^1
 \end{aligned}$$

Die Föppl sind mit den Größen der jeweiligen Fälle in der Berechnungstabelle aufgelistet.
Als maximale Belastungen treten auf:

$$\begin{aligned}
 Q_{x \max} &= 27272,73 \text{ N} \\
 Q_{z \max} &= 20763,76 \text{ N im Fall 1} \\
 N_{x \max} &= 27272,73 \text{ N} \\
 N_{z \max} &= 20763,76 \text{ N im Fall 1} \\
 M_{b \max} &= 541689,21 \text{ Nmm im Fall 3}
 \end{aligned}$$

Mit der vorliegenden Geometrie ergeben sich für die Querschnitt die folgenden Flächen und Widerstandsmomente:

$$\begin{aligned}
 A_{yz} &= h_{ssb} \cdot b_{ssb1} - l_s \cdot d_s = 65 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm} - 40 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 720 \text{ mm}^2 \\
 A_{xy} &= l_{ssb} \cdot b_{ssb2} - 2 \cdot l_{ssb} \cdot t_p - (l_s + d_s) \cdot d_s \\
 &= 74 \text{ mm} \cdot 28 \text{ mm} - 2 \cdot 44 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} - (40 \text{ mm} + 8 \text{ mm}) \cdot 8 \text{ mm} = 1160 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Das Widerstandsmoment wird bezüglich der Hauptachse bestimmt. Bekannt ist, dass Symmetrie-Achsen immer Hauptachsen sind. Bei Betrachtung der Abb. 3.54 ist ersichtlich dass die z-Achse hier eine Symmetrie-Achse ist. Hauptachsen stehen immer orthogonal zueinander, daher folgt dass die y-Achse in diesem Fall auch eine Hauptachse ist. Damit muss nur noch das Flächenträgheitsmoment bezüglich der y-Achse am Schwerpunkt bestimmt werden.

Vereinfacht stellt sich der Querschnitt wie folgt dar:

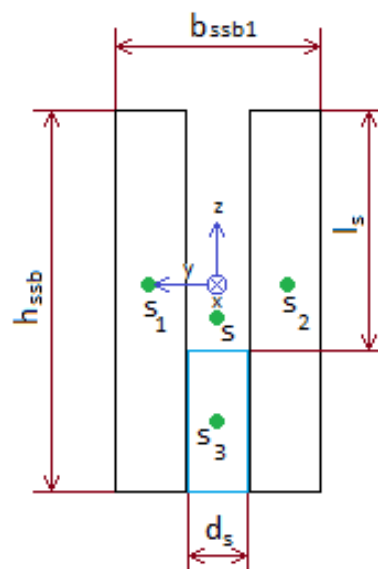


Abbildung 3.55: Bestimmung des Flächenträgheitsmoments

Die Berechnung erfolgt hier durch die Betrachtung der einzelnen Rechtecke des vereinfachten Schnitts. Da das Flächenträgheitsmoment um die y -Achse berechnet werden soll und somit die Abstände der Schwerpunkte entlang der y -Achse nicht ins Gewicht fallen, können die beiden schwarzen Elemente leicht zu einem Element zusammengefasst werden, um den Rechenaufwand zu verringern. In diesem Fall gilt damit:

$$\begin{aligned}
 I_{y1} &= I_{y1.1} + z_{S-S12}^2 \cdot A_{12} + I_{y3} + z_{S-S3}^2 \cdot A_3 \\
 I_{y1} &= \frac{h_{ssb}^3 (b_{ssb1} - d_s)}{12} + z_S^2 \cdot h_{ssb} (b_{ssb1} - d_s) + \frac{(h_{ssb} - l_s)^3 \cdot d_s}{12} \\
 &\quad + \left(-\frac{h_{ssb}}{2} + \frac{h_{ssb} - l_s}{2} - z_S \right)^2 \cdot (h_{ssb} - l_s) \cdot d_s \\
 &= \left(\frac{65^3 (16 - 8)}{12} + (-5,56)^2 \cdot 65 (16 - 8) + \frac{(65 - 40)^3 \cdot 8}{12} \right. \\
 &\quad \left. + \left(-\frac{65}{2} + \frac{65 - 40}{2} + 5,56 \right)^2 \cdot (65 - 40) \cdot 8 \right) mm^4 = 251277,78 mm^4
 \end{aligned}$$

mit:

$$z_{S-S12} = z_S$$

$$z_{S-S3} = -\frac{h_{ssb}}{2} + \frac{h_{ssb} - l_s}{2} - z_S = -\frac{l_s}{2} - z_S$$

Um das Flächenträgheitsmoment um die y -Achse für die xy -Ebene zu berechnen, muss hier zunächst der Schwerpunkt ermittelt werden. Der Übersicht halber folgt eine Skizze für die Schwerpunktberechnung, der Nullpunkt der Fläche liegt im Zentrum des Bauteils:

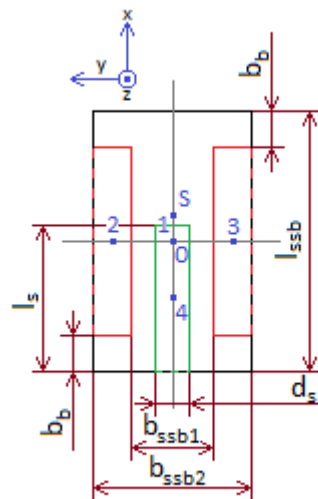


Abbildung 3.56: Flächenschwerpunktberechnung xy -Ebene Spannerstellblock

Gemäß Gl.3.38 gilt:

$$x_S = \frac{\sum_i x_{si} \cdot A_i}{\sum_i A_i}$$

Dabei werden die roten und grünen Körper 2 bis 4 vom schwarzen Körper 1 abgezogen. Es folgt:

$$x_S = \frac{x_{S1} \cdot A_1 - x_{S2} \cdot A_2 - x_{S3} \cdot A_3 - x_{S4} \cdot A_4}{A_1 - A_2 - A_3 - A_4}$$

Da $x_{S2}=x_{S3}$ und $A_2=A_3$ vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$x_S = \frac{x_{S1} \cdot A_1 - 2 \cdot x_{S2} \cdot A_2 - x_{S4} \cdot A_4}{A_1 - 2 \cdot A_2 - A_4}$$

Aus der obigen Abbildung werden die entsprechenden Größen für die Gleichung abgeleitet:

$$\begin{aligned} x_S &= \frac{0 \cdot b_{ssb2} \cdot l_{ssb} - 2 \cdot 0 \cdot \frac{(b_{ssb2} - b_{ssb1})}{2} \cdot (l_{ssb} - 2 \cdot b_b) - \left(-\frac{l_{ssb}}{2} + \frac{l_s}{2}\right) \cdot l_s \cdot d_s}{b_{ssb2} \cdot l_{ssb} - 2 \cdot \frac{(b_{ssb2} - b_{ssb1})}{2} \cdot (l_{ssb} - 2 \cdot b_b) - l_s \cdot d_s} \\ &= \frac{0 \cdot 28 \cdot 74 - 2 \cdot 0 \cdot \frac{(28 - 16)}{2} \cdot (74 - 2 \cdot 15) - \left(-\frac{74}{2} + \frac{40}{2}\right) \cdot 40 \cdot 8}{28 \cdot 74 - 2 \cdot \frac{(28 - 16)}{2} \cdot (40 - 2 \cdot 15) - 40 \cdot 8} \text{ mm} \\ &= 1,72 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$x_S = 1,72 \text{ mm}$$

Mit der Ebenen-Koordinate des Schwerpunkts kann nun das darauf bezogene Flächenträgheitsmoment I_{y2} bestimmt werden, hierzu wird entsprechend der folgenden Skizze vorgegangen. Da der Querschnitt in 7 Teile zerlegt werden muss, erfolgt die Berechnung mit mehr Zwischenschritten als bei vorigen Flächenträgheitsmomenten-Berechnungen:

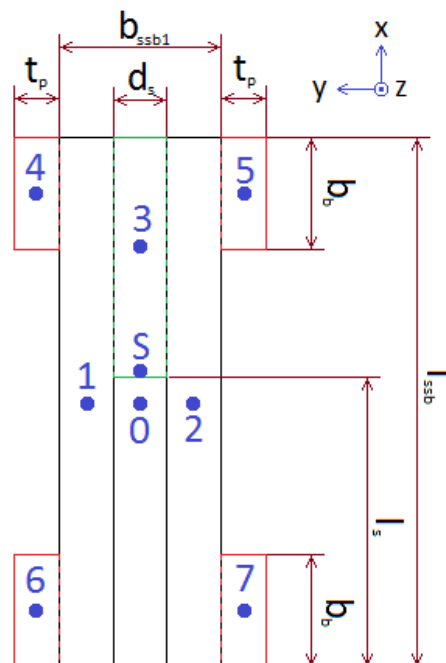


Abbildung 3.57: Flächenträgheitsmomente xy-Ebene Spannerstellblock

$$\begin{aligned} I_{y2} &= I_{y2.1} + A_{2.1} \cdot x_{S-S1}^2 + I_{y2.2} + A_{2.2} \cdot x_{S-S2}^2 + I_{y2.3} + A_{2.3} \cdot x_{S-S3}^2 + I_{y2.4} + A_{2.4} \cdot x_{S-S4}^2 \\ &\quad + I_{y2.5} + A_{2.5} \cdot x_{S-S5}^2 + I_{y2.6} + A_{2.6} \cdot x_{S-S6}^2 + I_{y2.7} + A_{2.7} \cdot x_{S-S7}^2 \end{aligned}$$

Der Geometrie kann entnommen werden, dass die folgenden Beziehungen gelten:

$$\begin{aligned}
 I_{y\ 2.4} &= I_{y\ 2.5} = I_{y\ 2.6} = I_{y\ 2.7} = \frac{b_b^3 \cdot t_p}{12} \\
 I_{y\ 2.1} &= I_{y\ 2.2} = \frac{l_{ssb}^3 \frac{b_{ssb1} - d_s}{2}}{12} \\
 A_{2.4} &= A_{2.5} = A_{2.6} = A_{2.7} = b_b \cdot t_p \\
 A_{2.1} &= A_{2.2} = l_{ssb} \frac{b_{ssb1} - d_s}{2} \\
 x_{S-S1} &= x_{S-S2} = -x_S \\
 x_{S-S4} &= x_{S-S5} = \frac{l_{ssb} - b_b}{2} - x_S \\
 x_{S-S6} &= x_{S-S7} = \frac{l_{ssb} - b_b}{2} + x_S
 \end{aligned}$$

Die Formel für das Flächenträgheitsmoment um den Schwerpunkt S vereinfacht sich damit zu:

$$I_{y\ 2} = 2(I_{y\ 2.1} + A_{2.1} \cdot x_{S-S1}^2) + I_{y\ 2.3} + A_{2.3} \cdot x_{S-S3}^2 + 4 \cdot I_{y\ 2.4} + 2 \cdot A_{2.4} \cdot (x_{S-S4}^2 + x_{S-S6}^2)$$

Werden nun die entsprechenden Terme für die Flächen, Flächenträgheitsmomente und Abstände der Schwerpunkte vom Schwerpunkt S aus der Skizze abgeleitet, ergibt sich die folgende Gleichung:

$$\begin{aligned}
 I_{y\ 2} &= 2 \left(\frac{l_{ssb}^3 \frac{b_{ssb1} - d_s}{2}}{12} + l_{ssb} \frac{b_{ssb1} - d_s}{2} \cdot x_S^2 \right) + \frac{(l_{ssb} - l_s)^3 \cdot d_s}{12} \\
 &\quad + (l_{ssb} - l_s) \cdot d_s \cdot \left(\frac{l_{ssb}}{2} - \frac{l_{ssb} - l_s}{2} - x_S \right)^2 \\
 &\quad + 4 \cdot \frac{b_b^3 \cdot t_p}{12} + 2 \cdot b_b \cdot t_p \cdot \left(\left(\frac{l_{ssb} - b_b}{2} - x_S \right)^2 + \left(\frac{l_{ssb} - b_b}{2} + x_S \right)^2 \right) \\
 I_{y\ 2} &= 2 \left(\frac{(74\text{mm})^3 \frac{16\text{mm} - 8\text{mm}}{2}}{12} + 74\text{mm} \frac{16\text{mm} - 8\text{mm}}{2} \cdot (1,72\text{mm})^2 \right) \\
 &\quad + \frac{(74\text{mm} - 40\text{mm})^3 \cdot 8\text{mm}}{12} \\
 &\quad + (74\text{mm} - 40\text{mm}) \cdot 8\text{mm} \cdot \left(\frac{74\text{mm}}{2} - \frac{74\text{mm} - 40\text{mm}}{2} - 1,72 \right)^2 \\
 &\quad + 4 \cdot \frac{(15\text{mm})^3 \cdot 6\text{mm}}{12} \\
 &\quad + 2 \cdot 15\text{mm} \cdot 6\text{mm} \cdot \left(\left(\frac{74\text{mm} - 15\text{mm}}{2} - 1,72\text{mm} \right)^2 + \left(\frac{74\text{mm} - 15\text{mm}}{2} + 1,72\text{mm} \right)^2 \right) \\
 &= 710125,59\text{mm}^4
 \end{aligned}$$

Entsprechend der Gleichung 3.29 werden die Widerstandsmomente berechnet:

$$W_{by1} = \frac{I_{y\ 1}}{R_{1Max}} = \frac{I_{y\ 1}}{\left(\frac{h_{ssb}}{2} - z_S \right)} = 6602,92\text{mm}^3$$

$$W_{by2} = \frac{I_{y2}}{R_{2Max}} = \frac{I_{y2}}{\frac{l_{ssb}}{2} + x_s} = 18341,87 \text{ mm}^3$$

Somit ergeben sich die folgenden Spannungen:

$$\begin{aligned}\sigma_{by1} &= \frac{M_{b \max}}{W_{by1}} = \frac{693204,37 \text{ Nmm}}{6602,92 \text{ mm}^3} = 104,99 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{by2} &= \frac{M_{b \max}}{W_{by2}} = \frac{693204,37 \text{ Nmm}}{18342,87 \text{ mm}^3} = 37,79 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{zug x} &= \frac{N_{x \max}}{A_{yz}} = \frac{27272,73 \text{ N}}{720 \text{ mm}^2} = 37,88 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{zug z} &= \frac{N_{z \max}}{A_{xy}} = \frac{20763,76 \text{ N}}{1160 \text{ mm}^2} = 17,9 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{xy} &= \frac{Q_{z \max}}{A_{xy}} = \frac{27272,73 \text{ N}}{1160 \text{ mm}^2} = 23,51 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{yz} &= \frac{Q_{x \max}}{A_{yz}} = \frac{20763,76 \text{ N}}{720 \text{ mm}^2} = 28,84 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Die Biege- und Normalspannungen werden nun zu den Hauptspannungen zusammengefasst:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_{zug x} + \sigma_{by1} = 37,88 \text{ N/mm}^2 + 104,99 \text{ N/mm}^2 = 142,87 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_z &= \sigma_{zug z} + \sigma_{by2} = 17,9 \text{ N/mm}^2 + 37,79 \text{ N/mm}^2 = 55,69 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Mit der Formel für den allgemeinen Spannungsfall ergibt sich die folgende Vergleichsspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 + \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad \text{Gl.3.40}$$

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 + \sigma_z \sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2)} \\ &= \sqrt{(142,87)^2 + (55,69)^2 + (142,87) \cdot (55,69) + 3((23,51)^2 + (28,84)^2)} \text{ N/mm}^2 \\ &= 188,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{v \text{ zul}} = 637,86 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Somit ist zu erkennen, dass der Spannerstellblock den auftretenden Belastungen standhält.

3.2.9 Aufnahmeplatte

Die Aufnahmeplatte wird durch die Betriebskraft F auf Biegung, Zug und Torsion beansprucht.

Da die Aufnahmeplatte neben der Gewährleistung der Spannkraft auch die Aufgabe hat, das Bauteil aufzunehmen, wird hier im Gegensatz zum Spanner die Betriebskraft auch in x-Richtung eingebracht. Der Zug wird hier als zentrisch zur Platte angenommen; tritt der Zug mit einem Hebelarm auf, muss die Zugkraft unbedingt verringert werden, da die Platte aufgrund ihrer Geometrie nur sehr wenig Widerstand gegen Biegung um die z-Achse bietet.

Die maximale Last tritt auf, wenn die Platte komplett ausgefahren ist. Dies wird gefolgert, da in diesem Falle der Hebelarm am größten ist.

Die Belastung stellt sich also wie folgt dar:

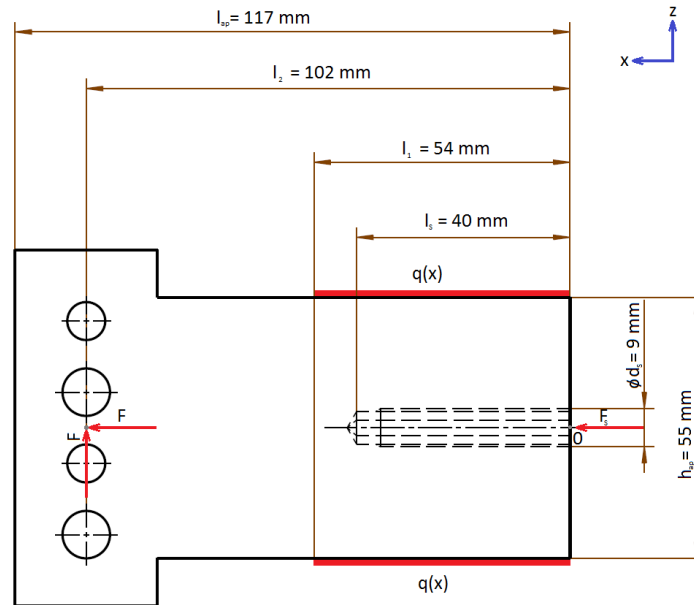


Abbildung 3.58: Skizze der Aufnahmeplatte

Bestimmt werden zunächst die Kräftegleichgewichte in x- und z-Richtung bestimmt.

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &= F + F_S \\ \sum F_z = 0 &= F + \int_0^{l_1} q(x) dx \\ \sum M_y^0 &= -F \cdot l_2 - \int_0^{l_1} x \cdot q(x) dx\end{aligned}$$

Durch Umformen der Gleichungen ergibt sich:

$$\begin{aligned}\Rightarrow F_S &= -F = 10 \text{ kN} \\ \Rightarrow 0 &= F + \left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_0^{l_1} = F + q_0 l_1 + \frac{1}{2} q l_1^2 \\ \Rightarrow q_0 &= -\frac{F + \frac{1}{2} q l_1^2}{l_1} \\ \Rightarrow 0 &= -F \cdot l_2 - \left[\frac{1}{2} q_0 x^2 + \frac{1}{3} q x^3 \right]_0^{l_1} = -F \cdot l_2 - \frac{1}{2} q_0 l_1^2 - \frac{1}{3} q l_1^3 \\ \Rightarrow 0 &= -F \cdot l_2 + \frac{1}{2} \frac{F + \frac{1}{2} q l_1^2}{l_1} l_1^2 - \frac{1}{3} q l_1^3 = -F \cdot l_2 + \frac{1}{2} F \cdot l_1 + \frac{1}{4} q l_1^3 - \frac{1}{3} q l_1^3 \\ \Rightarrow 0 &= F \cdot \left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right) - \frac{1}{12} q l_1^3 \\ \Rightarrow q &= \frac{12 \cdot F \cdot \left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right)}{l_1^3} \\ \Rightarrow q_0 &= -\frac{F + \frac{1}{2} \frac{12 \cdot F \cdot \left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right)}{l_1^3} l_1^2}{l_1} = -\frac{F + 6F \frac{\left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right)}{l_1}}{l_1} = -F \frac{1 + 6 \frac{\left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right)}{l_1}}{l_1}\end{aligned}$$

Damit ergibt sich für die Werte q_0 und q :

$$\begin{aligned}q_0 &= -1358,02 \text{ N/mm} \\ q &= 57,16 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Der maximale Wert für $q(x)$ findet sich hierbei als $q(54 \text{ mm})=1728,62 \text{ N/mm}$.
Gemäß der Gleichung Gl.3.34 folgt für die maximale Flächenpressung:

$$p_{max} = \frac{q_{max}}{b_{ap}} = \frac{1728,62 \text{ N/mm}}{10 \text{ mm}} = 172,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Die Flächenpressung an der Aufnahmeplatte ist demzufolge weit unter dem Maximal-Wert.

Es folgt die Berechnung der Querkraft und des Biegemomentes entlang der x-Achse. Hierfür werden zunächst die aus der Linienlast resultierenden Kräfte und ihre Angriffspunkte berechnet.

Da entgegen der bisher verwendeten Formeln kein reines Moment durch die Linienlast übertragen wird, muss zunächst der Nullpunkt der Last berechnet werden, damit die Grenzen der entsprechenden Integrale bekannt sind:

$$\begin{aligned}q(x_0) &= 0 = q_0 + q \cdot x_0 \\ \Rightarrow x_0 &= -\frac{q_0}{q} = -\frac{-1358,02 \text{ N/mm}}{57,16 \text{ N/mm}^2} = 23,76 \text{ mm}\end{aligned}$$

Mit x_0 ergeben sich für die resultierenden Kräfte entsprechend Gl.3.35:

$$\begin{aligned}F_{rA} &= \int_0^{x_0} q(x) dx = \left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_0^{x_0} = q_0 x_0 + \frac{1}{2} q x_0^2 = -16133,33 \text{ N} \\ F_{rB} &= \int_{x_0}^{l_1} q(x) dx = \left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_{x_0}^{l_1} = q_0 l_1 + \frac{1}{2} q l_1^2 - q_0 x_0 - \frac{1}{2} q x_0^2 = 26133,33 \text{ N}\end{aligned}$$

Die Angriffspunkte werden hier mit der Formel Gl.3.34 errechnet:

$$\begin{aligned}x_{rA} &= \frac{\int_0^{x_0} x q(x) dx}{\int_0^{x_0} q(x) dx} = \frac{\left[\frac{1}{2} q_0 x^2 + \frac{1}{3} q x^3 \right]_0^{x_0}}{\left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_0^{x_0}} = \frac{\frac{1}{2} q_0 x_0^2 + \frac{1}{3} q x_0^3}{q_0 x_0 + \frac{1}{2} q x_0^2} = 7,92 \text{ mm} \\ x_{rB} &= \frac{\int_{x_0}^{l_1} x q(x) dx}{\int_{x_0}^{l_1} q(x) dx} = \frac{\left[\frac{1}{2} q_0 x^2 + \frac{1}{3} q x^3 \right]_{x_0}^{l_1}}{\left[q_0 x + \frac{1}{2} q x^2 \right]_{x_0}^{l_1}} = \frac{\frac{1}{2} q_0 l_1^2 + \frac{1}{3} q l_1^3 - \frac{1}{2} q_0 x_0^2 - \frac{1}{3} q x_0^3}{q_0 l_1 + \frac{1}{2} q l_1^2 - q_0 x_0 - \frac{1}{2} q x_0^2} = 43,92 \text{ mm}\end{aligned}$$

Mit den errechneten Größen lassen sich nun die Föppl für die Querkraft und das Biegemoment bilden:

$$\begin{aligned}Q(x) &= -F_{rA} \cdot \langle x - x_{rA} \rangle^0 - F_{rB} \cdot \langle x - x_{rB} \rangle^0 - F \cdot \langle x - l_2 \rangle^0 \\ M_b(x) &= -F_{rA} \cdot \langle x - x_{rA} \rangle^1 - F_{rB} \cdot \langle x - x_{rB} \rangle^1 - F \cdot \langle x - l_2 \rangle^1\end{aligned}$$

Aus der Berechnungstabelle folgen die maximalen Werte:

$$\begin{aligned} Q_{max} &= 16133,33 \text{ N} \\ M_{b \text{ max}} &= 580000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Mit den bekannten Abmessungen der Aufnahmeplatte werden Querschnittsfläche und die Widerstandsmomente gegen Biegung und Torsion berechnet. Für die Berechnung wird die Bohrung als komplette, quadratische Aussparung betrachtet, wodurch die dünnen Wände seitlich der Bohrung ignoriert werden:

$$A_{yz} = (h_{ap} - d_s) \cdot b_{ap} = (55 \text{ mm} - 9 \text{ mm}) \cdot 10 \text{ mm} = 460 \text{ mm}^2$$

Berechnung des Widerstandsmoments:

$$I_y = 2 \cdot \left(\frac{\left(\frac{h_{ap} - d_s}{2} \right)^3 b_{ap}}{12} + \left(\frac{d_s + h_{ap}}{4} \right)^2 \cdot A_{yz} \right) = 118641,667 \text{ mm}^4$$

Für den maximalen Abstand zu der äußersten Kante ergibt sich:

$$R_{z \text{ max}} = \frac{h_{ap}}{2} = 27,5 \text{ mm}$$

So errechnet sich das Widerstandsmoment zu:

$$W_b = \frac{I_y}{R_{z \text{ max}}} = \frac{118641,667 \text{ mm}^4}{27,5 \text{ mm}} = 4314,24 \text{ mm}^3$$

Trotz Recherche konnte keine Formel zur Herleitung des Torsionsflächenträgheitsmomentes für beliebige Querschnitte gefunden werden. Entsprechend wird die Bohrung in dem Querschnitt vernachlässigt, wodurch die Formel für ein Rechteck verwendet werden kann:

$$I_T = c_1 \cdot h \cdot b^3 \quad \text{Gl.3.41}$$

mit:

$$c_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0,63}{h/b} + \frac{0,052}{(h/b)^5} \right) \quad \text{Gl.3.42}$$

Das zugehörige Widerstandsmoment lautet:

$$W_T = \frac{I_T}{c_2 \cdot b} \quad \text{Gl.3.43}$$

mit:

$$c_2 = 1 - \frac{0,65}{1 + (h/b)^3} \quad \text{Gl.3.44}$$

Für die Dimensionen des Querschnitts ergeben sich damit die folgenden Formeln:

$$I_T = c_1 \cdot h_{ap} \cdot b_{ap}^3$$

$$c_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0,63}{h_{ap}/b_{ap}} + \frac{0,052}{(h_{ap}/b_{ap})^5} \right) = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0,63}{55\text{mm}/10\text{mm}} + \frac{0,052}{(55\text{mm}/10\text{mm})^5} \right) = 0,295$$

Es folgt für I_T :

$$I_T = 0,296 \cdot 55\text{mm} \cdot (10\text{mm})^3 = 16225 \text{ mm}^4$$

Das Widerstandsmoment errechnet sich dann mit:

$$c_2 = 1 - \frac{0,65}{1 + (h_{ap}/b_{ap})^3} = 1 - \frac{0,65}{1 + (55\text{mm}/10\text{mm})^3} = 0,996$$

$$W_T = \frac{I_T}{c_2 \cdot b_{ap}} = \frac{16225 \text{ mm}^4}{0,996 \cdot 10\text{mm}} = 1629,02 \text{ mm}^3$$

Es folgt die Berechnung des Torsionsmoments. Das Moment entsteht durch die seitliche Versetzung der Aufnahme im Bezug zum Spanner. Es soll durch die Sandwich-Bauweise des Spanners aufgenommen werden, so dass das Moment in einer Druckbelastung auf eine der Spannerplatten und den Aufnahmestellblock resultiert.

Der Hebelarm entspricht hier der Distanz entlang der y-Achse zwischen dem Zentrum des Spannerstellblocks und der Aufnahmeplatte:

$$r_{Mt} = \frac{(b_{ssb2} + b_{ap})}{2} = \frac{28 \text{ mm} + 10 \text{ mm}}{2} = 19 \text{ mm}$$

Das Drehmoment ergibt sich aus:

$$M_T = F \cdot r_{Mt} = -10 \text{ kN} \cdot 19\text{mm} = -190000 \text{ Nmm}$$

Obwohl die vorliegende Konstruktion auf eine äußerst geringe Drucklast durch das Drehmoment schließen lässt, soll noch einmal die entsprechende Linienlast berechnet werden. Entsprechend der Formeln Gl.3.32 und Gl.3.33 für ein reines Moment durch eine Linienlast folgt:

$$q = -\frac{12 \cdot M_T}{h_{ap}^3} = 13,7 \text{ N/mm}^2$$

$$q_0 = \frac{6 \cdot M_T}{h_{ap}^2} = -376,86 \text{ N/mm}$$

Die Pressung durch das Moment ergibt sich gemäß Gl.3.34 zu:

$$p_{t \max} = \frac{|q_0|}{l_1} = \frac{376,86 \text{ N/mm}}{54 \text{ mm}} = 6,98 \text{ N/mm}^2$$

Wie erwartet ist die Druckbelastung verschwindend gering.

Für die weiteren Berechnungen ist nur der Betrag des Torsionsmoments essentiell, daher gilt im Folgenden:

$$M_T = 190000 \text{ Nmm}$$

Mit den Werten lassen sich die auftretenden Belastungen errechnen:

$$\begin{aligned}\sigma_{by} &= \frac{M_{b \max}}{W_b} = \frac{580000 \text{ Nmm}}{4314,24 \text{ mm}^3} = 134,44 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{zug x} &= \frac{|F|}{A_{yz}} = \frac{10000 \text{ N}}{460 \text{ mm}^2} = 21,74 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_x &= \sigma_{by} + \sigma_{zug x} = 156,18 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_T &= \frac{M_T}{W_T} = \frac{190000 \text{ Nmm}}{1629,02 \text{ mm}^3} = 116,64 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{scher} &= \frac{Q_{max}}{A_{yz}} = \frac{16133,33 \text{ N}}{460 \text{ mm}^2} = 35,07 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{yz} &= \tau_T + \tau_{scher} = 151,71 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Mit der bekannten Gleichung Gl3.11 ergibt sich die Vergleichsspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{yz}^2} = 305,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{v \text{ zul}} = 637,86 \text{ N/mm}^2$$

Es ist ersichtlich, dass die Aufnahmeplatte den Belastungen standhält.

3.2.10 Aufnahmestellblock

Der Aufnahmestellblock nimmt die Aufnahmeplatte auf und ermöglicht gleichzeitig eine vertikale Verstellung der Aufnahme.

Die Last innerhalb der Horizontal-Schiene ist durch die Aufnahmeplatte bekannt.

Des Weiteren ergibt sich ein Biegemoment aufgrund der Stellkraft F_s sowie die Belastung an der vertikalen Schiene.

Die Belastung des Aufnahmestellblocks stellt sich wie folgt dar:

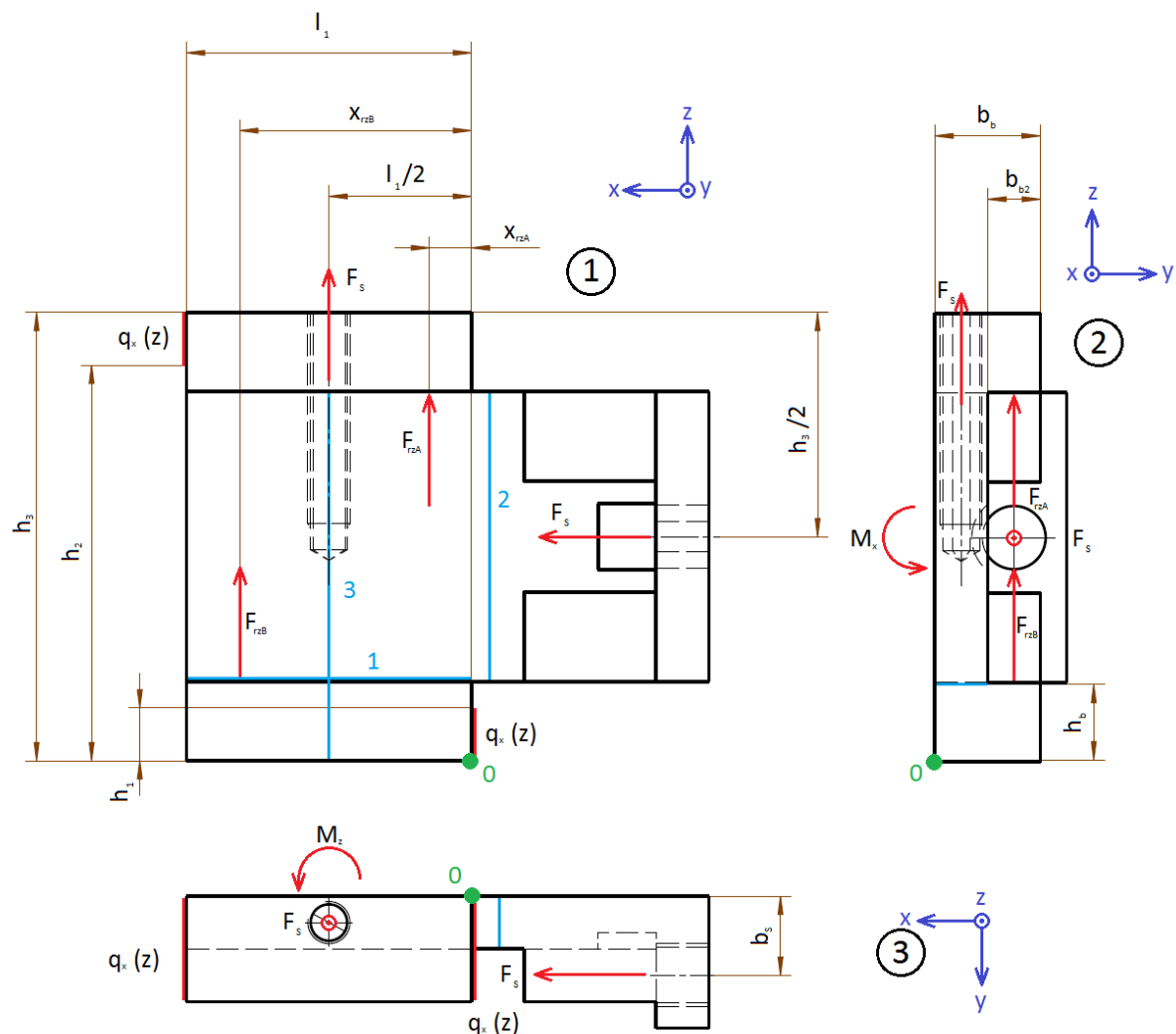


Abbildung 3.59: Skizzen des Aufnahmestellblocks

Die in hellblau gefärbten Linien 1 bis 3 in Ansicht ① stellen hierbei die Querschnitte dar, die für spätere Berechnungen der Spannungen betrachtet werden müssen.

Die Linienlast der Aufnahmeplatte ist an dieser Stelle durch die Resultierenden F_{rzA} und F_{rzB} ersetzt worden.

Vermerkt sei außerdem, dass das Moment um die z -Achse, erzeugt durch die Kraft F_s mit dem Hebelarm b_s , wie im Falle der Aufnahmeplatte durch die Sandwich-Bauweise des Spanners aufgenommen wird. Das besagte Moment M_z findet sich in Abbildung ③).

Selbiges gilt für die entsprechende Größe M_x und die Kräfte in z -Richtung in Abbildung ②).

Dementsprechend gehen diese Größen nicht in die Berechnung der Linienlast $q_x(z)$ ein.

Das Kräftegleichgewicht wird um den Schwerpunkt des Bauteiles bestimmt, dieser muss zuerst berechnet werden. Da die vorliegende Geometrie für die Bestimmung des Schwerpunkts über die Flächen zu komplex ist, werden die Schwerpunkt-Koordinaten über die Volumina bestimmt. Die entsprechenden Formeln lauten:

$$x_s = \frac{\sum_i x_{Si} \cdot V_i}{\sum_i V_i} \quad \text{Gl.3.45}$$

$$y_s = \frac{\sum_i y_{Si} \cdot V_i}{\sum_i V_i} \quad \text{Gl.3.46}$$

$$z_s = \frac{\sum_i z_{Si} \cdot V_i}{\sum_i V_i} \quad \text{Gl.3.47}$$

Für die Berechnung des Schwerpunkts wird der Körper wie folgt aufgeteilt, wobei die waagerechte Bohrung aufgrund ihres geringen Volumens vernachlässigt wird:

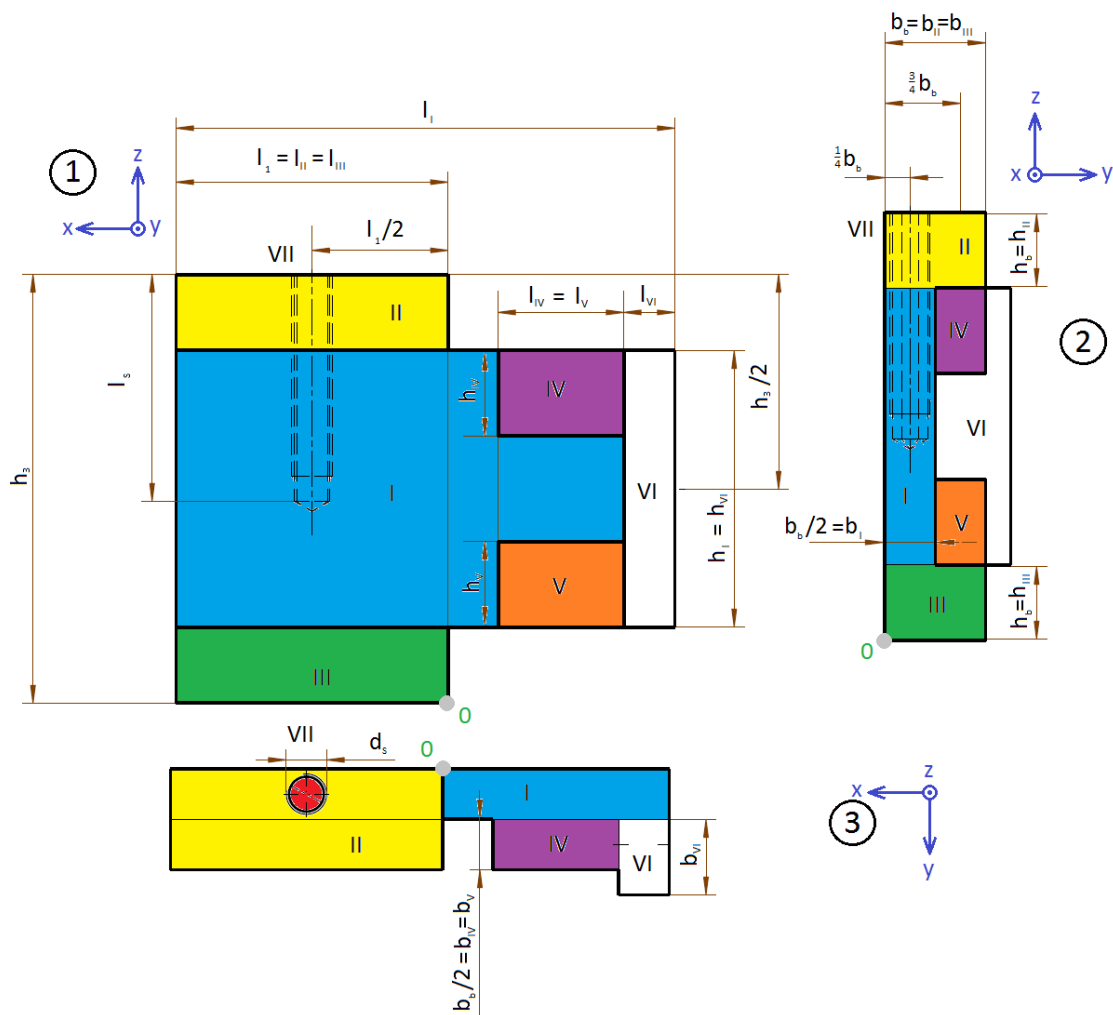


Abbildung 3.60: Skizze zur Berechnung des Volumenschwerpunkts des Aufnahmestellblocks

Aus der Geometrie ergeben sich die Volumina und Schwerpunktabstände vom Punkt 0, dabei gelten die Beziehungen und Werte:

$$\begin{aligned} b_I &= b_b - b_{b2} = 11\text{mm} \\ b_{II} &= b_{III} = b_b = 21\text{mm} \\ b_{IV} &= b_V = b_{b2} = 10\text{mm} \\ b_{VI} &= 15\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_I &= h_{VI} = 55\text{mm} \\h_{II} &= h_{III} = h_b = 15\text{mm} \\h_{IV} &= h_V = 17\text{mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}l_I &= 95\text{mm} \\l_{II} &= l_{III} = l_1 = 54\text{mm} \\l_{IV} &= l_V = 25\text{mm} \\l_{VI} &= 10\text{mm}\end{aligned}$$

Damit können die Volumina und einzelnen Schwerpunkt-Koordinaten folgendermaßen bestimmt werden:

$$\begin{aligned}V_I &= b_I \cdot h_I \cdot l_I = 10\text{mm} \cdot 55\text{mm} \cdot 95\text{mm} = 57475\text{mm}^3 \\V_{II} &= V_{III} = b_{II} \cdot h_{II} \cdot l_{II} = 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} \cdot 54\text{mm} = 17010\text{mm}^3 \\V_{IV} &= V_V = b_{IV} \cdot h_{IV} \cdot l_{IV} = 10\text{mm} \cdot 17\text{mm} \cdot 25\text{mm} = 4250\text{mm}^3 \\V_{VI} &= b_{VI} \cdot h_{VI} \cdot l_{VI} = 15\text{mm} \cdot 55\text{mm} \cdot 10\text{mm} = 8250\text{mm}^3 \\V_{VII} &= \pi/4 \cdot d_S^2 \cdot l_S = \pi/4 \cdot (8\text{mm})^2 \cdot 40\text{mm} = 2010,62\text{mm}^3\end{aligned}$$

$$x_I = l_1 - \frac{l_I}{2} = 54\text{mm} - 47,5\text{mm} = 6,5\text{mm}$$

$$x_{II} = x_{III} = x_{VII} = \frac{l_1}{2} = 27\text{mm}$$

$$x_{IV} = x_V = -l_I + l_1 + l_{VI} + \frac{l_{IV}}{2} = -95\text{mm} + 54\text{mm} + 10\text{mm} + 12,5\text{mm} = -18,5$$

$$x_{VI} = -l_I + l_1 + \frac{l_{VI}}{2} = -95\text{mm} + 54\text{mm} + 5\text{mm} = -36\text{mm}$$

$$y_I = y_{VII} = \frac{b_b - b_{b2}}{2} = 5,5\text{mm}$$

$$y_{II} = y_{III} = \frac{b_b}{2} = 10,5\text{mm}$$

$$y_{IV} = y_V = b_b - \frac{b_{b2}}{2} = 16\text{mm}$$

$$y_{VI} = (b_b - b_{b2}) + \frac{b_{VI}}{2} = 21\text{mm} - 10\text{mm} + \frac{15\text{mm}}{2} = 18,5\text{mm}$$

$$z_I = z_{VI} = \frac{h_3}{2} = 42,5\text{mm}$$

$$z_{II} = h_3 - \frac{h_b}{2} = 85\text{mm} - 7,5\text{mm} = 77,5\text{mm}$$

$$z_{III} = \frac{h_b}{2} = 7,5\text{mm}$$

$$z_{IV} = h_3 - h_b - \frac{h_{IV}}{2} = 85\text{mm} - 15\text{mm} - 8,5\text{mm} = 61,5\text{mm}$$

$$z_V = h_b + \frac{h_V}{2} = 15\text{mm} + 8,5\text{mm} = 23,5\text{mm}$$

$$z_{VII} = h_3 - \frac{l_S}{2} = 85\text{mm} - 20\text{mm} = 65\text{mm}$$

Es gilt also nach Berücksichtigung der oben aufgeführten Übereinstimmungen der Werte für die Schwerpunkt-Koordinaten:

$$\begin{aligned} x_S &= \frac{x_I \cdot V_I + x_{II} \cdot (2 \cdot V_{II} - V_{VII}) + 2 \cdot x_{IV} \cdot V_{IV} + x_{VI} \cdot V_{VI}}{V_I + 2 \cdot V_{II} - V_{VII} + 2 \cdot V_{IV} + V_{VI}} \\ &= \frac{6,5 \cdot 57475 + 27 \cdot (2 \cdot 17010 - 2010,62) + 2 \cdot (-18,5) \cdot 4250 + (-36) \cdot 8250}{57475 + 2 \cdot 17010 - 2010,62 + 2 \cdot 4250 + 8250} \text{ mm} \\ &= \frac{783590,76 \text{ mm}^4}{106234,44 \text{ mm}^3} = 7,38 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_S &= \frac{y_I \cdot (V_I - V_{VII}) + 2 \cdot y_{II} \cdot V_{II} + 2 \cdot y_{IV} \cdot V_{IV} + y_{VI} \cdot V_{VI}}{V_I - V_{VII} + 2 \cdot V_{II} + 2 \cdot V_{IV} + V_{VI}} \\ &= \frac{5,5 \cdot (57475 - 2010,62) + 2 \cdot 10,5 \cdot 17010 + 2 \cdot 15 \cdot 4250 + 18,5 \cdot 8250}{57475 - 2010,62 + 2 \cdot 17010 + 2 \cdot 4250 + 8250} \text{ mm} \\ &= \frac{942389,09 \text{ mm}^4}{106234,44 \text{ mm}^3} = 8,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_S &= \frac{z_I \cdot (V_I + V_{VI}) + z_{II} \cdot V_{II} + z_{III} \cdot V_{III} + z_{IV} \cdot V_{IV} + z_V \cdot V_V - z_{VII} \cdot V_{VII}}{V_I + 2 \cdot V_{II} + 2 \cdot V_{IV} + V_{VI} - V_{VII}} \\ &= \frac{42,5 \cdot (57475 + 8250) + 77,5 \cdot 17010 + 7,5 \cdot 17010 + 61,5 \cdot 4250 + 23,5 \cdot 4250 - 65 \cdot 2010,62}{57475 + 8250 + 2 \cdot 17010 + 2 \cdot 4250 - 2010,62} \text{ mm} \\ &= \frac{4469722,2 \text{ mm}^4}{106234,44 \text{ mm}^3} = 42,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Für die Berechnung der Momentengleichgewichte müssen letztlich noch die resultierenden Kraftangriffs-Koordinaten x_{rZA} und x_{rZB} angepasst werden, es gilt:

$$\begin{aligned} x_{rA} &= x_{rZA} - x_S = 7,92 \text{ mm} - 7,1 \text{ mm} = 0,82 \text{ mm} \\ x_{rB} &= x_{rZB} - x_S = 43,92 \text{ mm} - 7,1 \text{ mm} = 36,82 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kräfte- und Momentengleichgewichte

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 = \int_0^{h_1} q_x(z) dz + \int_{h_2}^{h_3} q_x(z) dz + F_S \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z &= 0 = F_{rZA} + F_{rZB} + F_S \\ \sum M_x^0 &= 0 = (F_{rZA} + F_{rZB}) \cdot \left(b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_S \right) + F_S \cdot \left(\frac{b_b - b_{b2}}{2} - y_S \right) + M_x \\ \sum M_y^0 &= 0 = \int_0^{h_1} q_x(z) dz \cdot \left(\frac{\int_0^{h_1} z \cdot q_x(z) dz}{\int_0^{h_1} q_x(z) dz} - z_S \right) + \int_{h_2}^{h_3} q_x(z) dz \cdot \left(\frac{\int_{h_2}^{h_3} z \cdot q_x(z) dz}{\int_{h_2}^{h_3} q_x(z) dz} - z_S \right) \\ &\quad + F_S \cdot \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ &= \int_0^{h_1} z \cdot q_x(z) dz + \int_{h_2}^{h_3} z \cdot q_x(z) dz - \left(\int_0^{h_1} q_x(z) dz + \int_{h_2}^{h_3} q_x(z) dz \right) \cdot z_S + F_S \cdot \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) \\ &\quad - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \sum M_z^0 &= 0 = M_z - F_S \cdot (b_s - y_S) \end{aligned}$$

Durch Umstellen der Gleichgewichtsbedingungen lassen sich die Größen q_{x0} und q_x berechnen:

$$\begin{aligned}\sum F_x \Rightarrow 0 &= \left[q_{x0} \cdot z + \frac{1}{2} q_x z^2 \right]_0^{h_1} + \left[q_{x0} \cdot z + \frac{1}{2} q_x z^2 \right]_{h_2}^{h_3} + F_S \\ \Rightarrow 0 &= q_{x0}(h_1 - h_2 + h_3) + \frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) + F_S \\ \Rightarrow q_{x0} &= -\frac{\frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) + F_S}{(h_1 - h_2 + h_3)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_y^0 \Rightarrow 0 &= \left[\frac{1}{2} q_{x0} z^2 + \frac{1}{3} q_x z^3 \right]_0^{h_1} + \left[\frac{1}{2} q_{x0} z^2 + \frac{1}{3} q_x z^3 \right]_{h_2}^{h_3} \\ &\quad - \left(\left[q_{x0} \cdot z + \frac{1}{2} q_x z^2 \right]_0^{h_1} + \left[q_{x0} \cdot z + \frac{1}{2} q_x z^2 \right]_{h_2}^{h_3} \right) \cdot z_S + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) \\ &\quad - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= \frac{1}{2} q_{x0} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) + \frac{1}{3} q_x (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) \\ &\quad - \left(q_{x0} (h_1 - h_2 + h_3) + \frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \right) \cdot z_S + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) \\ &\quad - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= q_{x0} \left(\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) - (h_1 - h_2 + h_3) \cdot z_S \right) \\ &\quad + q_x \left(\frac{1}{3} (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \cdot z_S \right) + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) \\ &\quad - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB}\end{aligned}$$

Einsetzen der zuvor berechneten Gleichung für q_{x0} in das Momentengleichgewicht um die y-Achse:

$$\begin{aligned}\Rightarrow 0 &= -\frac{\frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) + F_S}{(h_1 - h_2 + h_3)} \left(\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) - (h_1 - h_2 + h_3) \cdot z_S \right) + q_x \left(\frac{1}{3} (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \cdot z_S \right) + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= -\frac{\frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) + F_S}{(h_1 - h_2 + h_3)} \left(\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) - (h_1 - h_2 + h_3) \cdot z_S \right) + q_x \left(\frac{1}{3} (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \cdot z_S \right) + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) - F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= -\frac{\frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)^2}{(h_1 - h_2 + h_3)} + \frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \cdot z_S - F_S \frac{\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)}{(h_1 - h_2 + h_3)} + F_S \cdot z_S + \\ &\quad \frac{1}{3} q_x (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{2} q_x (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2) \cdot z_S + F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) - F_{rZA} \cdot x_{rA} - \\ &\quad F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= -\frac{1}{4} q_x \frac{(h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)^2}{(h_1 - h_2 + h_3)} - F_S \frac{\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)}{(h_1 - h_2 + h_3)} + \frac{1}{3} q_x (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) + F_S \left(\frac{h_3}{2} - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) \right) - \\ &\quad F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB} \\ \Rightarrow 0 &= q_x \left(\frac{1}{3} (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{4} \frac{(h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)^2}{(h_1 - h_2 + h_3)} \right) + F_S \left(\frac{h_3}{2} - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) - \frac{\frac{1}{2} (h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)}{(h_1 - h_2 + h_3)} \right) - \\ &\quad F_{rZA} \cdot x_{rA} - F_{rZB} \cdot x_{rB}\end{aligned}$$

$$\Rightarrow q_x = \frac{F_{rZA} \cdot x_{rA} + F_{rZB} \cdot x_{rB} - F_S \left(\frac{h_3}{2} - \left(\frac{l_1}{2} - x_S \right) - \frac{1}{2} \frac{(h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)}{(h_1 - h_2 + h_3)} \right)}{\left(\frac{1}{3} (h_1^3 - h_2^3 + h_3^3) - \frac{1}{4} \frac{(h_1^2 - h_2^2 + h_3^2)^2}{(h_1 - h_2 + h_3)} \right)}$$

Des Weiteren werden die Größen M_x und M_z bestimmt:

$$\sum M_x^0 = 0 = (F_{rZA} + F_{rZB}) \cdot \left(b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_S \right) + F_S \cdot \left(\frac{b_b - b_{b2}}{2} - y_S \right) + M_x$$

$$\Rightarrow M_x = -(F_{rZA} + F_{rZB}) \cdot \left(b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_S \right) - F_S \cdot \left(\frac{b_b - b_{b2}}{2} - y_S \right)$$

$$\sum M_z^0 = 0 = M_z - F_S \cdot (b_s - y_S)$$

$$\Rightarrow M_z = F_S \cdot (b_s - y_S)$$

Wie schon beim Spannerstellblock variieren die Werte für die Größen h_1 und h_2 aufgrund einer Verstellung von +/-5mm, womit sich die folgenden Fälle ergeben:

Fall	h_1 [mm]	h_2 [mm]
1	5	70
2	10	75
3	15	80

Tabelle 3.6: Werte für Aufnahme-Vertikal-Verstellung

Es ergeben sich für die verschiedenen Fälle die folgenden Werte für q_{x0} und q_x :

Fall	q_{x0} [N/mm]	q_x [N/mm ²]
1	1113,98	-27,47
2	626,66	-26,51
3	620,07	-42,67

Tabelle 3.7: Werte für q_{x0} und q_x

Daraus folgen die entsprechenden Werte für Anfang und Ende die Linienlast:

Fall	$q(0)$ [N/mm]	$q(h_3)$ [N/mm]
1	1113,98	-1221,14
2	626,66	-1626,66
3	620,07	-3006,82

Tabelle 3.8: Werte am Rand der Linienlast

Hiermit kann die maximale Pressung bestimmt werden:

$$p = \frac{|q_{MAX}|}{b_b} = \frac{3006,82 \text{ N/mm}}{21 \text{ mm}} = 143,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Die Pressung liegt bei weniger als der Hälfte des zulässigen Wertes und ist damit im erlaubten Bereich.

Mit den oben bestimmten Werten für die Linienlast $q_x(z) = q_{x0} + q_x \cdot z$ und den Werten für die Fälle ergeben sich entsprechend der Gleichungen Gl.3.35 die resultierenden Kräfte:

Fall	F_{rxA} [N]	F_{rxB} [N]
1	5526,5	-15226,5
2	4941,09	-14941,09
3	4500,73	-14500,73

Tabelle 3.9: Resultierende Kräfte im Aufnahmestellblock

Für die Bestimmung der auftretenden Spannungen werden im Folgenden die entsprechenden Flächen und Widerstandsmomente berechnet, die Zahlen in den Indizes beziehen sich jeweils auf die Querschnitte, verdeutlicht durch die blauen Linien in Bild Abb. 3.59:

$$\begin{aligned}
 A_{1xy} &= (b_b - b_{b2}) \cdot l_1 - \frac{\pi}{4} d_s^2 = (21\text{mm} - 10\text{mm}) \cdot 54\text{mm} - \frac{\pi}{4} (8\text{mm})^2 = 543,74\text{mm}^2 \\
 A_{2yz} &= (h_3 - 2 \cdot h_b) \cdot (b_b - b_{b2}) = (85\text{mm} - 2 \cdot 15\text{mm}) \cdot (21\text{mm} - 10\text{mm}) = 605\text{mm}^2 \\
 A_{3yz} &= h_3 \cdot b_b - (h_3 - 2 \cdot h_b) \cdot b_{b2} - d_s \cdot l_s \\
 &= 85\text{mm} \cdot 21\text{mm} - (85\text{mm} - 2 \cdot 15\text{mm}) \cdot 10\text{mm} - 8\text{mm} \cdot 40\text{mm} = 915\text{mm}^2 \\
 A_{zx} &= 2 \cdot h_b \cdot l_1 = 2 \cdot 15\text{mm} \cdot 54\text{mm} = 1620\text{mm}^2
 \end{aligned}$$

Im Schnitt 1 ist durch die Kraft F_{rxB} ein hohes Biegemoment um die x-Achse zu erwarten, daher wird dort das Flächenträgheitsmoment um die x-Achse benötigt:

$$I_{1x} = \frac{(b_b - b_{b2})^3 l_1}{12} = 5989,5\text{mm}^4$$

Im Schnitt 1 wird eine hohe Biegebelastung durch die Resultierenden der Linienlasten erwartet, zur Sicherheit wird der Querschnitt an der gegenüberliegenden Schienen-Backe betrachtet, da hier die Bohrung der Vertikal-Verstellung zusätzlich schwächend wirkt:

$$I_{1y} = 2 \cdot \left(\frac{\left(\frac{l_1 - d_s}{2}\right)^3 (b_b - b_{b2})}{12} + \left(\frac{l_1 + d_s}{4}\right)^2 \cdot \frac{l_1 - d_s}{2} \cdot (b_b - b_{b2}) \right) = 143872,67\text{mm}^4$$

Ebenso wird die Biegung um die z-Achse an Schnitt 2 untersucht:

$$I_{2z} = \frac{(b_b - b_{b2})^3 (h_3 - 2 \cdot h_b)}{12} = 6100,42\text{mm}^4$$

Die Berechnung der Flächenträgheitsmomente im Schnitt 3 ist umfangreicher, da der untersuchte Querschnitt komplexer ist als ein oder zwei Rechtecke, entsprechend Abb.3.59 ② ergibt sich der Aufbau des Flächenträgheitsmoments um die y-Achse. Zuerst muss der Flächenschwerpunkt berechnet werden. Gemäß Gl.3.38 gilt für die y- und z-Koordinaten des Flächenschwerpunkts:

$$\begin{aligned}
 y_{S3} &= \frac{y_I A_I + y_{II} A_{II} + y_{III} A_{III} - y_{VII} A_{VII}}{A_I + A_{II} + A_{III} - A_{VII}} \\
 z_{S3} &= \frac{z_I A_I + z_{II} A_{II} + z_{III} A_{III} - z_{VII} A_{VII}}{A_I + A_{II} + A_{III} - A_{VII}}
 \end{aligned}$$

Mit den bekannten Einzelschwerpunkt-Koordinaten und den Flächen entsprechend der Formel:

$$A_i = b_i \cdot h_i$$

Gl.3.48

ergeben sich die folgenden Flächenschwerpunkt-Koordinaten:

$$y_{S3} = \frac{5,5\text{mm} \cdot 11\text{mm} \cdot 55\text{mm} + 10,5\text{mm} \cdot 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} + 10,5\text{mm} \cdot 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} - 5,5\text{mm} \cdot 8\text{mm} \cdot 40\text{mm}}{10\text{mm} \cdot 55\text{mm} + 20\text{mm} \cdot 15\text{mm} + 20\text{mm} \cdot 15\text{mm} - 8\text{mm} \cdot 40\text{mm}} = 8,94\text{mm}$$

$$z_{S3} = \frac{42,5\text{mm} \cdot 11\text{mm} \cdot 55\text{mm} + 77,5\text{mm} \cdot 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} + 7,5\text{mm} \cdot 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} - 65\text{mm} \cdot 8\text{mm} \cdot 40\text{mm}}{11\text{mm} \cdot 55\text{mm} + 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} + 21\text{mm} \cdot 15\text{mm} - 8\text{mm} \cdot 40\text{mm}} = 34,63\text{mm}$$

Das Flächenträgheitsmoment wird entsprechend der folgenden Abbildung berechnet:

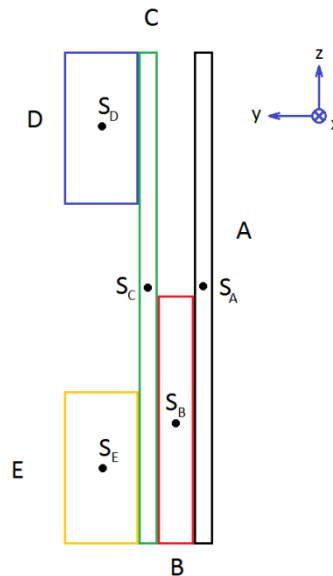


Abbildung 3.61: Skizze für die Flächenträgheitsmomente in der yz-Ebene

Für den Schnitt gelten die folgenden Größen:

Flächen

$$A_A = A_C = \frac{b_b - b_{b2} - d_s}{2} \cdot h_3 = \frac{(21\text{mm} - 10\text{mm}) - 8\text{mm}}{2} \cdot 85\text{mm} = 127,5\text{mm}^2$$

$$A_B = d_s \cdot (h_3 - l_s) = 8\text{mm} \cdot (85\text{mm} - 40\text{mm}) = 360\text{mm}^2$$

$$A_D = A_E = h_b \cdot b_{b2} = 15\text{mm} \cdot 10\text{mm} = 150\text{mm}^2$$

Distanz zwischen den Einzelschwerpunkten und dem Hauptschwerpunkt des Schnitts:

$$y_{S-A} = \frac{b_b - b_{b2} - d_s}{2} - y_{S3} = \frac{21\text{mm} - 10\text{mm} - 8\text{mm}}{2} - 8,94\text{mm} = -7,44\text{mm}$$

$$y_{S-B} = \frac{b_b - b_{b2}}{2} - y_{S3} = 5,5\text{mm} - 8,94\text{mm} = -3,44\text{mm}$$

$$y_{S-C} = b_b - b_{b2} - \frac{b_b - b_{b2} - d_s}{2} - y_{S3} = 21\text{mm} - 10\text{mm} - 1,5\text{mm} - 8,94\text{mm} = 0,56\text{mm}$$

$$y_{S-D} = y_{S-E} = b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_{S3} = 16\text{mm} - 8,94\text{mm} = 7,06\text{mm}$$

$$z_{S-A} = z_{S-C} = \frac{h_3}{2} - z_{S3} = 42,5\text{mm} - 33,83\text{mm} = 8,67\text{mm}$$

$$z_{S-B} = \frac{h_3 - l_s}{2} - z_{S3} = \frac{85\text{mm} - 40\text{mm}}{2} - 33,83\text{mm} = -11,33\text{mm}$$

$$z_{S-D} = h_3 - \frac{h_b}{2} - z_{S3} = 85\text{mm} - 7,5\text{mm} - 33,83\text{mm} = 43,67\text{mm}$$

$$z_{S-E} = \frac{h_b}{2} - z_{S3} = 7,5\text{mm} - 33,83\text{mm} = -26,33\text{mm}$$

Mit den Größen ergeben sich die Flächenträgheitsmomente im Schnitt 3 wie folgt:

$$I_{3y} = 2 \cdot \left(\frac{h_3^3 \cdot \left(\frac{b_b - b_{b2} - d_s}{2} \right)}{12} + A_A \cdot z_{S-A}^2 \right) + \left(2 \cdot \frac{h_b^3 b_{b2}}{12} + A_D \cdot (z_{S-D}^2 + z_{S-E}^2) \right) + \left(\frac{(h_3 - l_s)^3 \cdot d_s}{12} + A_B \cdot z_{S-B}^2 \right) = 674750,512 \text{ mm}^4$$

$$I_{3z} = \left(\frac{\left(\frac{b_b - b_{b2} - d_s}{2} \right)^3 h_3}{12} + A_A \cdot (y_{S-A}^2 + y_{S-C}^2) \right) + \left(\frac{d_s^3 \cdot (h_3 - h_s)}{12} + A_B \cdot y_{S-B}^2 \right) + 2 \left(\frac{b_{b2}^3 \cdot h_b}{12} + A_D \cdot y_{S-D}^2 \right) = 30754,644 \text{ mm}^4$$

$$I_{3yz} = A_A \cdot y_{S-A} \cdot z_{S-A} + A_B \cdot y_{S-B} \cdot z_{S-B} + A_C \cdot y_{S-C} \cdot z_{S-C} + A_D \cdot y_{S-D} \cdot z_{S-D} + A_E \cdot y_{S-E} \cdot z_{S-E} = 24786,89 \text{ mm}^4$$

Durch die soeben bestimmten Flächenträgheitsmomente lässt sich die Rotation des Hauptachsen-Systems des Querschnitts vom momentan gewählten Achsensystem ermitteln:

$$\tan(2\varphi^*) = \frac{2I_{3yz}}{I_{3y} + I_{3z}} \quad \text{Gl.3.49}$$

Die Formel wird umgestellt nach φ^* :

$$\varphi^* = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2I_{3yz}}{I_{3y} + I_{3z}} \right) = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2 \cdot 24786,89 \text{ mm}^4}{674750,512 \text{ mm}^4 + 30754,644 \text{ mm}^4} \right) = 2,01^\circ$$

Aufgrund der geringen Abweichung von lediglich $2,01^\circ$ vom derzeit gewählten Koordinatensystem wird weiter mit dem bisherigen Koordinatensystem gerechnet, anstatt die bestehenden Werte auf die eigentlichen Hauptachsen umzurechnen.

Es folgen die maximalen Radien der jeweiligen Flächen in Lastrichtung:

$$R_{1x} = \frac{b_b - b_{b2}}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

$$R_{1y} = \frac{l_1}{2} = 27 \text{ mm}$$

$$R_{2z} = \frac{b_b - b_{b2}}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

$$R_{3y} = h_3 - z_{S3} = 50,37 \text{ mm}$$

Damit ergeben sich die folgenden Widerstandsmomente:

$$W_{1x} = \frac{I_{1x}}{R_{1x}} = \frac{5989,5 \text{ mm}^4}{5,5 \text{ mm}} = 1089 \text{ mm}^3$$

$$W_{1y} = \frac{I_{1y}}{R_{1y}} = \frac{143872,667 \text{ mm}^4}{27 \text{ mm}} = 5328,62 \text{ mm}^3$$

$$W_{2z} = \frac{I_{2z}}{R_{2z}} = \frac{6100,42 \text{ mm}^4}{5,5 \text{ mm}} = 1109,17 \text{ mm}^3$$

$$W_{3y} = \frac{I_{3y}}{R_{3y}} = \frac{674750,512 \text{ mm}^4}{50,37 \text{ mm}} = 13396,19 \text{ mm}^3$$

Für den Widerstand gegen Torsion im Schnitt 3 konnte keine Formel für die Herleitung eines Torsions-Widerstandsmomentes gefunden werden. Im Folgenden wird daher die Annahme getroffen, dass ein Ersatzquerschnitt zentrisch auf der x-Achse liegt, welcher sich wie folgt zusammensetzt:

$$h_T = h_3 - l_S = 85 \text{ mm} - 40 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$$

$$b_T = b_b - b_{b2} = 11 \text{ mm}$$

Dieser Querschnitt entspricht dem Bereich unterhalb der Bohrung im Schnitt 3, ohne die Schiene in Betracht zu ziehen. Das Torsions-Widerstandsmoment ergibt sich dann zu:

$$W_T = \frac{c_1}{c_2} \cdot h_T \cdot b_T^2 = \frac{0,28667}{0,99294} \cdot 45 \text{ mm} \cdot (11 \text{ mm})^2 = 1550,08 \text{ mm}^3$$

Mit:

$$c_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0,63}{h_T/b_T} + \frac{0,052}{(h_T/b_T)^5} \right)$$

$$c_2 = 1 - \frac{0,65}{1 + (h_T/b_T)^3}$$

Moment um die x-Achse im Schnitt 1:

Die maximale Belastung ist das Moment durch die Kraft F_{r2B} . Obwohl an der oberen Seite des Bauteils der Querschnitt durch eine Bohrung geschwächt wird, so ist nicht zu erwarten, dass die Schwächung durch die Bohrung eine größere Auswirkung hat als die Differenz von F_{r2A} und F_{r2B} . Als Bezugspunkt für das Moment wird der Flächenschwerpunkt des Schnitts 1 gewählt, der an der Position $y_1=5\text{mm}$ liegt.

Für das Moment gilt damit:

$$M_{X1} = \left| F_{r2B} \frac{b_b}{2} \right| = \left| -26133,33 \text{ N} \frac{21 \text{ mm}}{2} \right| = 274400 \text{ Nmm}$$

Nach selbigem Verfahren wird im Schnitt 2 vorgegangen, der Hebelarm vom Flächenschwerpunkt zur Kraft ist hier $y_2=12,5\text{mm}$:

$$M_{Z2} = F_S \left(b_S - \frac{b_b - b_{b2}}{2} \right) = 10 \text{ kN} (18,5 \text{ mm} - 5,5 \text{ mm}) = 130000 \text{ Nmm}$$

Für die weitere Betrachtung der Lasten werden nun die Föppl erstellt. Dabei wird auf eine Betrachtung des Momentes um die z-Achse verzichtet, da das maximale Moment hier mit M_z bereits bekannt ist. Aufgrund der Tatsache, dass keine Kräfte in y-Richtung auftreten, entfällt auch die Betrachtung von Q_y . Die Auflistung der Föppl ist in der Berechnungstabelle zu finden und wird für alle bereits vorher erwähnten Fälle berechnet. Die Föppl werden mit Bezug auf den Flächenschwerpunkt von Schnitt 3 aufgestellt, dabei gelten für die verschiedenen Fälle die folgenden resultierenden Kraftangriffspunkte in z-Richtung bezüglich der x-Achse:

Fall	z_{rA} [mm]	z_{rB} [mm]
1	-32,19	43,38
2	-30,08	45,52
3	-29,8	47,9

Tabelle 3.10: Resultierende Kraftangriffspunkte am Aufnahmestellblock

Die Föppl lauten damit:

$$\begin{aligned}
 Q_z(x) &= -F_{rZA} \langle x - x_{rZA} \rangle^0 - F_S \langle x - \frac{l_1}{2} \rangle^0 - F_{rZB} \langle x - x_{rZB} \rangle^0 \\
 Q_x(z) &= -F_{rxA} \langle z - z_{rA} \rangle^0 - F_S \langle z - (\frac{h_3}{2} - z_{S3}) \rangle^0 - F_{rxB} \langle z - z_{rB} \rangle^0 \\
 M_x(x) &= -F_{rZA} \cdot \left(b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_{3S} \right) \langle x - x_{rZA} \rangle^0 - F_S \cdot \left(\frac{b_b - b_{b2}}{2} - y_{3S} \right) \langle x - \frac{l_1}{2} \rangle^0 - M_x \langle x - \frac{l_1}{2} \rangle^0 \\
 &\quad - F_{rZB} \cdot \left(b_b - \frac{b_{b2}}{2} - y_{3S} \right) \langle x - x_{rZB} \rangle^0 \\
 M_y(x) &= -F_S \left(\frac{h_3}{2} - z_S \right) - F_{rxA} z_{rA} - F_{rZA} \langle x - x_{rA} \rangle^1 - F_S \langle x - \frac{l_1}{2} \rangle^1 - F_{rZB} \langle x - x_{rZB} \rangle^1 \\
 &\quad - F_{rxB} z_{rB} \langle x - l_1 \rangle^1
 \end{aligned}$$

Als maximale Lasten wurden in der Berechnungstabelle festgestellt:

Maximales Moment um die x-Achse:

$$M_{x \max} = 184432,79 \text{ Nmm}$$

Maximales Moment um die y-Achse, hier im Fall 1:

$$M_{y \max} = 660468,99 \text{ Nmm}$$

Maximale Querkraft in x-Richtung, hier im Fall 1:

$$Q_{x \max} = 15226,5 \text{ N}$$

Maximale Querkraft in z-Richtung:

$$Q_{z \max} = 26133,33 \text{ N}$$

Mit den Lasten und Widerstands-Größen können nun die Spannungen berechnet werden, dabei wird das Biegemoment um die y-Achse sowohl entlang der xy-Ebene als auch entlang der yz-Ebene betrachtet, um die unterschiedlichen Widerstandsmomente zu berücksichtigen. Die Querkräfte entsprechen auf den jeweils anderen Ebenen den Normalkräften.

Biegespannung um die x-Achse auf der xy-Ebene:	$\sigma_{bx} = \frac{M_{x1}}{W_{1x}} = 251,97 \text{ N/mm}^2$
Biegespannung um die y-Achse in x-Richtung:	$\sigma_{byx} = \frac{M_y \max}{W_{3y}} = 49,3 \text{ N/mm}^2$
Biegespannung um die y-Achse in z-Richtung:	$\sigma_{byz} = \frac{M_y \max}{W_{1y}} = 123,95 \text{ N/mm}^2$
Biegespannung um die z-Achse:	$\sigma_{bz} = \frac{M_z \max}{W_{2z}} = 117,21 \text{ N/mm}^2$
Normalspannung in x-Richtung:	$\sigma_{Nx} = \frac{Q_x \max}{A_{3yz}} = 16,64 \text{ N/mm}^2$
Normalspannung in z-Richtung:	$\sigma_{Nz} = \frac{Q_z \max}{A_{1xy}} = 48,06 \text{ N/mm}^2$
Torsions-Scherspannung in der yz-Ebene:	$\tau_{t yz} = \frac{M_x \max}{W_T} = 118,98 \text{ N/mm}^2$
Scherspannung durch die Querkraft in der xy-Ebene:	$\tau_{s xy} = \frac{Q_x \max}{A_{1xy}} = 28 \text{ N/mm}^2$
Scherspannung durch die Querkraft in der yz-Ebene:	$\tau_{s yz} = \frac{Q_z \max}{A_{3yz}} = 28,56 \text{ N/mm}^2$
Scherspannung durch die Querkraft in der zx-Ebene:	$\tau_{s zx} = \frac{\sqrt{Q_x \max^2 + Q_z \max^2}}{A_{zx}} = 18,67 \text{ N/mm}^2$

Diese Werte überlagern sich entsprechend zu den Hauptspannungen:

$$\sigma_x = \sigma_{byx} + \sigma_{bz} + \sigma_{Nx} = 183,15 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_z = \sigma_{bx} + \sigma_{byz} + \sigma_{Nz} = 423,98 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \tau_{s xy} = 28 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{t yz} + \tau_{s yz} = 147,54 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{zx} = \tau_{s zx} + \tau_{t zx} = 18,67 \text{ N/mm}^2$$

Mit den Hauptspannungen ergibt sich nach Gl.3.40 die Vergleichsspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 + \sigma_x \sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} = 599,72 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{v zul} = 637,86 \text{ N/mm}^2$$

Die Lasten sind geringfügig kleiner als die zulässigen Lasten, damit hält Aufnahmestellblock den Belastungen gerade noch stand.

3.2.11 Montageblöcke

Die Montageblöcke bilden das Gehäuse des Spanners. Es wird in den beiden unteren Querstreben eine Verschraubung durch Passschrauben vorgesehen, die auch die späteren FüÙe des Spanners aufnehmen. Zuerst werden die nötigen Montage-Kräfte des kompletten Montage-Blocks bestimmt. Für den Spanner wird mit der isometrischen Ansicht ein vereinfachtes Modell erstellt:

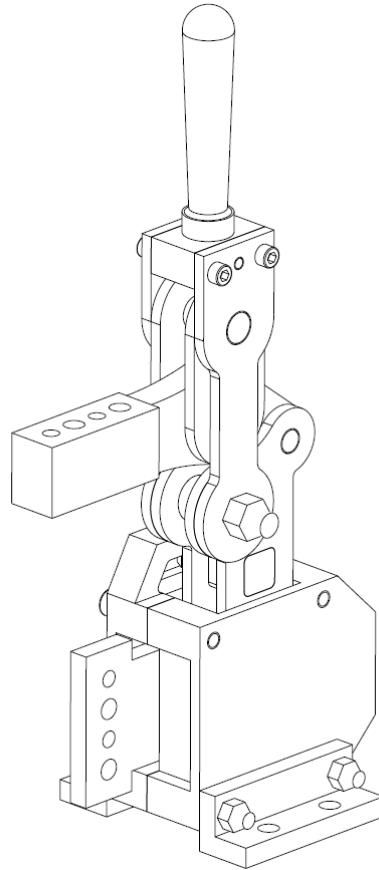


Abbildung 3.62: Isometrische Ansicht des Vorrichtungsspanners

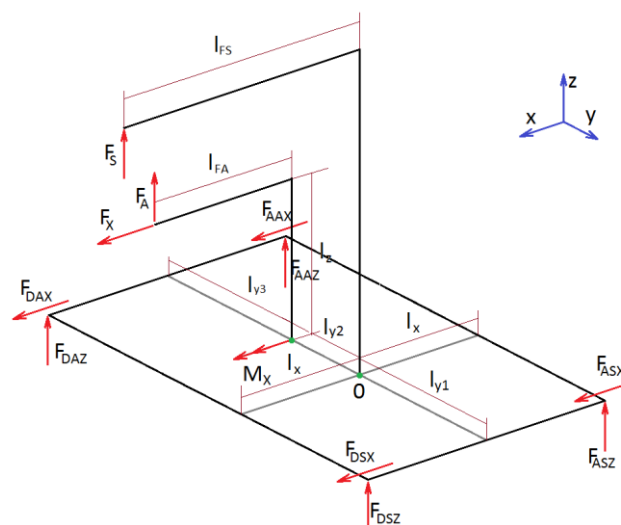


Abbildung 3.63: Modell für die Berechnung der Montage-Kräfte

Das Modell wird weiter vereinfacht zu:

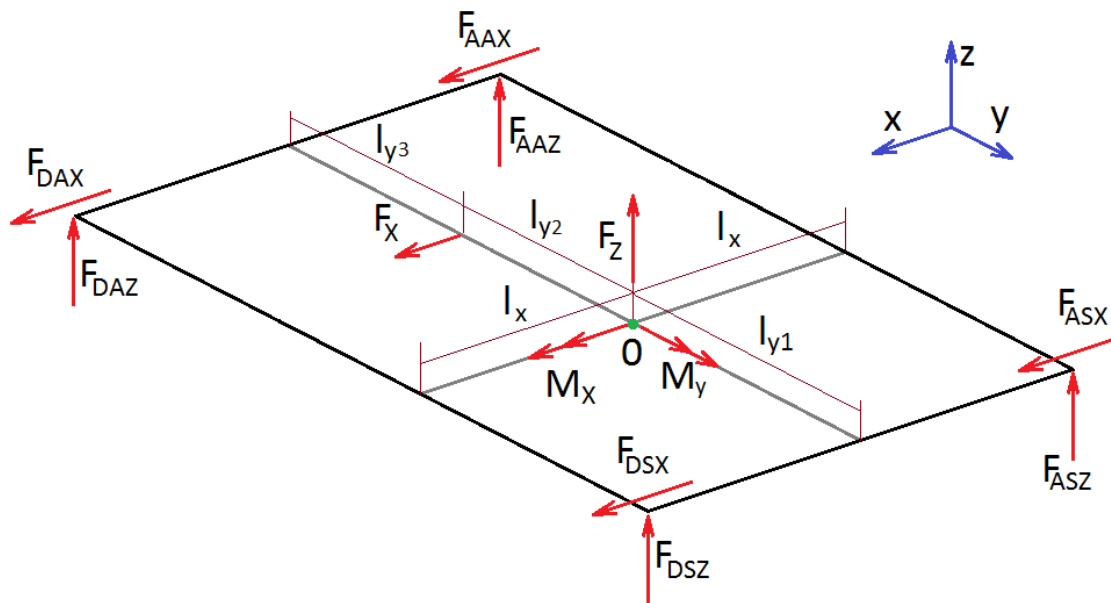


Abbildung 3.64: Vereinfachtes Modell für die Berechnung der Montage-Kräfte

Dabei gilt:

$$\begin{aligned} F_z &= F_A + F_S \\ M_x &= -F_A \cdot l_{y2} \\ M_y &= F_x \cdot l_z - F_S \cdot l_{FS} - F_A \cdot l_{FA} \end{aligned}$$

Mittels des Kräftegleichgewichts werden die Kräfte bestimmt:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &= F_x + F_{AAX} + F_{DAX} + F_{ASX} + F_{DSX} \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z = 0 &= F_z + F_{AAZ} + F_{DAZ} + F_{ASZ} + F_{DSZ} \\ \sum M_x^0 = 0 &= -(F_{AAZ} + F_{DAZ})(l_{y2} + l_{y3}) + (F_{ASZ} + F_{DSZ})l_{y1} + M_x \\ \sum M_y^0 = 0 &= M_y + (F_{AAZ} + F_{ASZ} - F_{DAZ} - F_{DSZ})l_x \\ \sum M_z^0 = 0 &= (F_{AAX} + F_{DAX})(l_{y2} + l_{y3}) - (F_{ASX} + F_{DSX})l_{y1} + F_x l_{y2} \end{aligned}$$

Für die Berechnung gelten die folgenden Annahmen:

Das Moment um die y-Achse wird per Superposition in einem späteren Schritt aufgerechnet, in den Kräftegleichgewichtsbetrachtungen wird es nicht mehr vermerkt. Des Weiteren gilt:

$$\begin{aligned} F_{AAZ} &= F_{DAZ} \\ F_{ASZ} &= F_{DSZ} \\ F_{AAX} &= F_{DAX} \\ F_{ASX} &= F_{DSX} \end{aligned}$$

Die oben getroffenen Annahmen gehen von einer gleichmäßigen Lastverteilung der Kräfte in x-Richtung aus. Die bisherigen Gleichgewichtsbedingungen werden entsprechend der Annahmen modifiziert:

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &= F_x + 2F_{AAX} + 2F_{ASX} \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z = 0 &= F_z + 2F_{AAZ} + 2F_{ASZ} \\ \sum M_x^0 = 0 &= -2F_{AAZ}(l_{y2} + l_{y3}) + 2F_{ASZ}l_{y1} + M_x \\ \sum M_z^0 = 0 &= 2F_{AAX}(l_{y2} + l_{y3}) - 2F_{ASX}l_{y1} + F_x l_{y2}\end{aligned}$$

Umformen der Gleichungen:

$$\sum F_x \Rightarrow$$

$$\begin{aligned}\Rightarrow 0 &= F_x + 2F_{AAX} + 2F_{ASX} \\ \Rightarrow F_{AAX} &= -\frac{F_x}{2} - F_{ASX}\end{aligned}$$

Einsetzen in $\sum M_z^0$:

$$\begin{aligned}\Rightarrow 0 &= (-F_x - 2F_{ASX})(l_{y2} + l_{y3}) - 2F_{ASX}l_{y1} + F_x l_{y2} \\ \Rightarrow 0 &= -2F_{ASX}(l_{y2} + l_{y3}) - F_x(l_{y2} + l_{y3}) - 2F_{ASX}l_{y1} + F_x l_{y2} \\ \Rightarrow 0 &= -2F_{ASX}(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3}) - F_x l_{y3} \\ \Rightarrow F_{ASX} &= -\frac{F_x l_{y3}}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})}\end{aligned}$$

Rückeinsetzen in F_{AAX} :

$$\begin{aligned}\Rightarrow F_{AAX} &= -\frac{F_x}{2} + \frac{F_x l_{y3}}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} \\ \Rightarrow F_{AAX} &= F_x \left(\frac{l_{y3}}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{1}{2} \right)\end{aligned}$$

$$\sum F_z \Rightarrow$$

$$\begin{aligned}\Rightarrow 0 &= F_z + 2F_{AAZ} + 2F_{ASZ} \\ \Rightarrow F_{AAZ} &= -\frac{F_z}{2} - F_{ASZ}\end{aligned}$$

Einsetzen in $\sum M_x^0$:

$$\begin{aligned}\Rightarrow 0 &= (F_z + 2F_{ASZ})(l_{y2} + l_{y3}) + 2F_{ASZ}l_{y1} + M_x \\ \Rightarrow 0 &= F_z(l_{y2} + l_{y3}) + 2F_{ASZ}(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3}) + M_x \\ \Rightarrow F_{ASZ} &= -\frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})}\end{aligned}$$

Rückeinsetzen in F_{AAZ} :

$$\begin{aligned}\Rightarrow F_{AAZ} &= -\frac{F_z}{2} + \frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} \\ \Rightarrow F_{AAZ} &= \frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{F_z}{2}\end{aligned}$$

Berechnung der Superpositionsglieder:

$$\begin{aligned} \sum M_y^0 &\Rightarrow \\ \Rightarrow 0 &= M_y + (F_{AAZ} + F_{ASZ} - F_{DAZ} - F_{DSZ})l_x \\ \Rightarrow \frac{M_y}{l_x} &= -F_{AAZ} - F_{ASZ} + F_{DAZ} + F_{DSZ} \end{aligned}$$

Mit den oben getroffenen Annahmen können die Kräfte bestimmt werden, das Moment um die y-Achse wird durch Superposition in die Kräfte eingerechnet:

$$\begin{aligned} F_{ASX} &= -\frac{F_x l_{y3}}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} \\ F_{AAZ} &= F_x \left(\frac{l_{y3}}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{1}{2} \right) \\ F_{AAZ} &= \frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{F_z}{2} - \frac{M_y}{4l_x} \\ F_{DAZ} &= \frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{F_z}{2} + \frac{M_y}{4l_x} \\ F_{ASZ} &= -\frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} - \frac{M_y}{4l_x} \\ F_{DSZ} &= -\frac{F_z(l_{y2} + l_{y3}) + M_x}{2(l_{y1} + l_{y2} + l_{y3})} + \frac{M_y}{4l_x} \end{aligned}$$

Mit den vorliegenden Formeln können nun die einzelnen Kräfte bestimmt werden. Die geometrischen Größen sind in der Berechnungstabelle im Reiter Montageblock vermerkt.

Bei der Berechnung werden die Last-Fälle überprüft, die an der Konstruktion auftreten können. Die Fälle unterscheiden sich durch die Betriebskräfte F_A (vertikale Kraft an der Aufnahme), F_x (horizontale Kraft an der Aufnahme) und F_s (vertikale Kraft am Spannarm,). Nach Untersuchung der Fälle in der Berechnungstabelle fallen 3 Fälle ins Auge: Fall 1 und 2 sind angenommene Betriebsfälle, Fall 3 weist die höchsten Kräfte an den Schrauben auf:

	Fall 1	Fall 2	Fall 3
F_x [N]	-10000	0	-10000
F_A [N]	-10000	-10000	0
F_s [N]	10000	10000	10000
F_{AAZ} [N]	-3196,72	0	-3196,72
F_{DAX} [N]	-3196,72	0	-3196,72
F_{ASX} [N]	-1803,28	0	-1803,28
F_{DSX} [N]	-1803,28	0	-1803,28
F_{AAZ} [N]	6105,99	3293,49	8117,6
F_{ASZ} [N]	2991,23	178,73	6396,29
F_{DAZ} [N]	-2991,23	-178,73	-11396,29
F_{DSZ} [N]	-6105,99	-3293,49	-13117,6

Tabelle 3.11: Montage-Kräfte am Montageblock

Zur Bestimmung der Kräfte an den Schrauben werden die Schnittkräfte bestimmt und gleichmäßig auf die zwei Gewindeschrauben und zwei Passschrauben aufgeteilt:

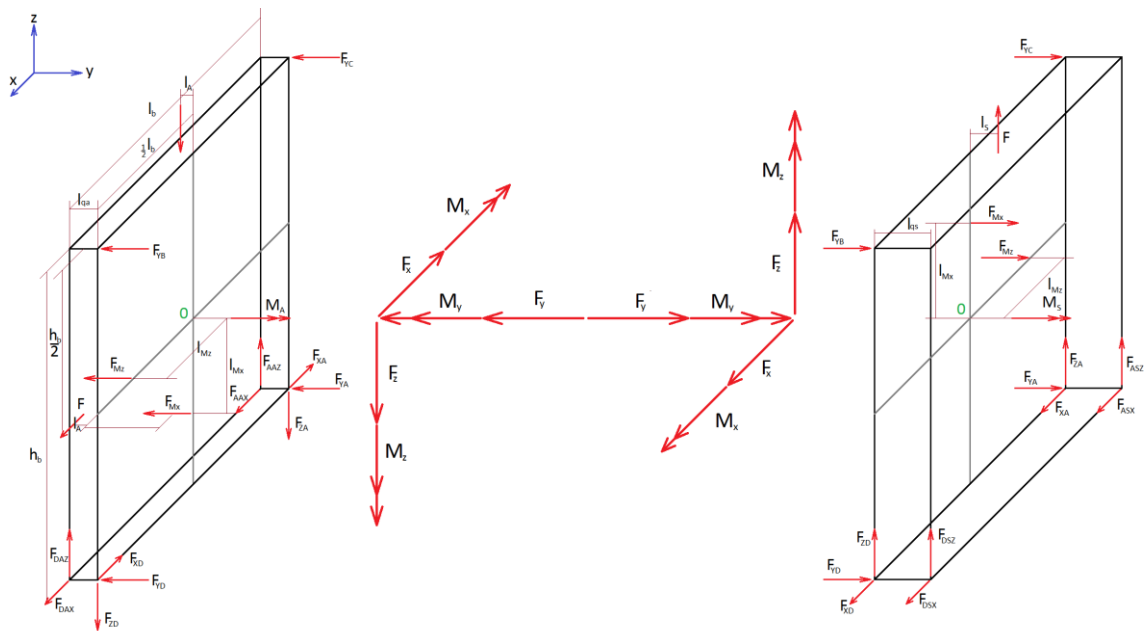


Abbildung 3.65: Schnitt des Montageblocks entlang der Fügelinie

Die Kraft F_{Mx} errechnet sich durch die Gesamt-Exzentrizität der Kraft an der Aufnahme von der Oberfläche der Mitte des Aufnahmeblockes und der Höhe der Aufnahmeplatte. F_{Mx} verteilt sich dabei auf beide Montageblöcke. Mit den konstruktiven Größen folgt damit:

$$F_{Mx} = F \cdot \frac{l_{ex}}{h_{ap}} = 10kN \cdot \frac{15,5mm}{55mm} = 2818,18N$$

Die Länge l_{Mx} ist der Hebelarm der Kraft und beträgt die Hälfte der Höhe der Aufnahmeplatte:

$$l_{Mx} = \frac{h_{ap}}{2} = \frac{55mm}{2} = 27,5mm$$

Analog folgen die Größen F_{Mz} und l_{Mz} aus dem Moment M_z des Aufnahmeblockes und der Länge l_1 der Vertikalschiene des Aufnahmeblockes:

$$F_{Mz} = \frac{M_z}{l_1} = \frac{130000Nmm}{54mm} = 2407,41N$$

$$l_{Mz} = \frac{l_1}{2} = \frac{54mm}{2} = 27mm$$

Rechtes Schnittende:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &= F_{ASX} + F_{DSX} + F_x = F_{ASX} + F_{DSX} + F_{XA} + F_{XD} \\ \sum F_y = 0 &= F_y + F_{Mx} + F_{Mz} = F_{Mx} + F_{Mz} + F_{YA} + F_{YB} + F_{YC} + F_{YD} \\ \sum F_z = 0 &= F_z + F_{ASZ} + F_{DSZ} + F = F_{ASZ} + F_{DSZ} + F_{ZA} + F_{ZD} + F \\ \sum M_x^0 = 0 &= F_{Mx}l_{Mx} + Fl_s + M_x \\ &= (F_{YA} - F_{YB} - F_{YC} + F_{YD}) \frac{h_b}{2} + (F_{ASZ} + F_{DSZ})l_{qs} - F_{Mx}l_{Mx} + Fl_s \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^0 = 0 = M_S + M_y &= -(F_{XA} + F_{XD} + F_{ASX} + F_{DSX}) \frac{h_b}{2} + (F_{ASZ} + F_{ZA} - F_{DSZ} - F_{ZD}) \frac{l_b}{2} + M_S \\ \sum M_z^0 = 0 = F_{Mz} l_{Mz} - (F_{ASX} + F_{DSX}) l_{qs} + M_z \\ &= (-F_{YA} + F_{YB} - F_{YC} + F_{YD}) \frac{l_b}{2} - (F_{ASX} + F_{DSX}) l_{qs} + F_{Mz} l_{Mz} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 = F_{ASX} + F_{DSX} + F_{XA} + F_{XD} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 = F_{ASZ} + F_{DSZ} + F_{ZA} + F_{ZD} + F \\ \Rightarrow F_{ZD} = -F_{ASZ} - F_{DSZ} - F_{ZA} - F \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Einsetzen in } \sum M_y^0 \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 = -(0) \frac{h_b}{2} + (F_{ASZ} + F_{ZA} - F_{DSZ} + F_{ASZ} + F_{DSZ} + F_{ZA} + F) \frac{l_b}{2} + M_S \\ \Rightarrow 0 = (F_{ASZ} + F_{ZA} + F_{ASZ} + F_{ZA} + F) \frac{l_b}{2} + M_S \\ \Rightarrow 0 = (2F_{ASZ} + 2F_{ZA} + F) \frac{l_b}{2} + M_S \\ \Rightarrow 0 = \left(F_{ASZ} + F_{ZA} + \frac{F}{2} \right) l_b + M_S \\ \Rightarrow 0 = F_{ASZ} + F_{ZA} + \frac{F}{2} + \frac{M_S}{l_b} \\ \Rightarrow F_{ZA} = -F_{ASZ} - \frac{F}{2} - \frac{M_S}{l_b} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rückeinsetzen in } \sum F_z \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 = F_{ASZ} + F_{DSZ} - F_{ASZ} - \frac{F}{2} - \frac{M_S}{l_b} + F_{ZD} + F \\ \Rightarrow 0 = F_{DSZ} + \frac{F}{2} - \frac{M_S}{l_b} + F_{ZD} \\ \Rightarrow F_{ZD} = \frac{M_S}{l_b} - F_{DSZ} - \frac{F}{2} \end{aligned}$$

Für die Kräfte F_{XA} und F_{XD} ist keine eindeutige Lösung möglich, daher wird von der Annahme ausgegangen, dass die Kraft in x-Richtung sich gleichmäßig auf die beiden Passschrauben verteilt:

$$\begin{aligned} \sum F_x \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 = F_{ASX} + F_{DSX} + F_{XA} + F_{XD} \\ \Rightarrow F_{XA} + F_{XD} = -F_{ASX} - F_{DSX} \end{aligned}$$

Umformen gemäß Annahme:

$$\Rightarrow F_{XA} = F_{XD} = -\frac{F_{ASX} + F_{DSX}}{2}$$

Analog zu den Kräften in x-Richtung folgt die Berechnung der Kräfte in y-Richtung durch Superposition:

$$\sum M_x^0 = 0 = (F_{YA} - F_{YB} - F_{YC} + F_{YD}) \frac{h_b}{2} + (F_{ASZ} + F_{DSZ}) l_{qs} - F_{Mx} l_{Mx} + F l_S$$

$$0 = F_{YA} - F_{YB} - F_{YC} + F_{YD} + 2 \frac{(F_{ASZ} + F_{DSZ}) l_{qs} - F_{Mx} l_{Mx} + F l_S}{h_b}$$

$$F_{YA} - F_{YB} - F_{YC} + F_{YD} = -2 \frac{(F_{ASZ} + F_{DSZ}) l_{qs} - F_{Mx} l_{Mx} + F l_S}{h_b}$$

Annahme der gleichmäßigen Lastverteilung:

$$F_{YA1} = -F_{YB1} = -F_{YC1} = F_{YD1} = -\frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b}$$

$$\sum M_z^0 = 0 = (-F_{YA} + F_{YB} - F_{YC} + F_{YD})\frac{l_b}{2} - (F_{ASX} + F_{DSX})l_{qs} + F_{Mz}l_{Mz}$$

$$0 = -F_{YA} + F_{YB} - F_{YC} + F_{YD} + 2\frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{l_b}$$

$$-F_{YA} + F_{YB} - F_{YC} + F_{YD} = -2\frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{l_b}$$

Annahme der gleichmäßigen Lastverteilung:

$$-F_{YA2} = F_{YB2} = -F_{YC2} = F_{YD2} = -\frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b}$$

$$\sum F_y = 0 = F_{Mx} + F_{Mz} + F_{YA} + F_{YB} + F_{YC} + F_{YD}$$

$$0 = F_{Mx} + F_{Mz} + F_{YA} + F_{YB} + F_{YC} + F_{YD}$$

$$F_{YA} + F_{YB} + F_{YC} + F_{YD} = -F_{Mx} - F_{Mz}$$

Annahme der gleichmäßigen Lastverteilung:

$$F_{YA3} = F_{YB3} = F_{YC3} = F_{YD3} = -\frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

Addition der Kraft-Teile:

$$F_{YA} = F_{YA1} + F_{YA2} + F_{YA3} = -\frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} + \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YB} = F_{YB1} + F_{YB2} + F_{YB3} = \frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} - \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YC} = F_{YC1} + F_{YC2} + F_{YC3} = \frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} + \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YD} = F_{YD1} + F_{YD2} + F_{YD3} = -\frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} - \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

Es ergeben sich die folgenden Kräfte an den Schrauben in der Teilungsebene des Montageblocks:

$$F_{XA} = F_{XD} = -\frac{F_{ASX}+F_{DSX}}{2}$$

$$F_{YA} = -\frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} + \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YB} = \frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} - \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YC} = \frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} + \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{YD} = -\frac{(F_{ASZ}+F_{DSZ})l_{qs}-F_{Mx}l_{Mx}+Fl_S}{2h_b} - \frac{F_{Mz}l_{Mz}-(F_{ASX}+F_{DSX})l_{qs}}{2l_b} - \frac{F_{Mx}+F_{Mz}}{4}$$

$$F_{ZA} = -F_{ASZ} - \frac{F}{2} - \frac{M_S}{l_b}$$

$$F_{ZD} = \frac{M_S}{l_b} - F_{DSZ} - \frac{F}{2}$$

Für die Kräfte ergeben sich in den drei betrachteten Fällen mit den in der Berechnungstabelle vermerkten geometrischen Größen:

	Fall 1	Fall 2	Fall 3
F_{XA} [N]	1803,28	0	1803,28
F_{XD} [N]	1803,28	0	1803,28
F_{YA} [N]	345,61	-556,03	1127,76
F_{YB} [N]	-2958,41	-2056,77	-3740,55
F_{YC} [N]	-252,35	-1153,99	-1034,5
F_{YD} [N]	-2360,44	-1458,8	-1578,3
F_{ZA} [N]	5897,66	8710,16	2492,6
F_{ZD} [N]	-12782,9	-15595,4	-5771,29

Tabelle 3.12: Schraubenzugkräfte an der Füge-Ebene des Montageblocks

Die Zugkräfte in y-Richtung sind im Vergleich zu den tabellarisch ermittelten, zulässigen Werten von mindestens 30kN für die gewählten M8-Schrauben verschwindend gering.

Zusätzlich müssen für die Passschrauben an A und D die auftretenden Scherungskräfte ermittelt werden. Diese setzen sich aus den Belastungen in x- und z-Richtung zusammen. Die jeweiligen Kräfte werden errechnet mit:

$$F_{qi} = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{zi}^2} \quad \text{Gl.3.50}$$

Damit ergeben sich für die drei betrachteten Fälle die folgenden Scherkräfte an der Füge-Ebene und der Kontaktstelle mit den Füßen:

	Fall 1	Fall 2	Fall 3
F_{qA} [N]	6167,18	8710,16	3076,5
F_{qD} [N]	12909,47	15595,4	6046,45
F_{AS} [N]	3492,75	178,73	6645,62
F_{DS} [N]	6366,7	3293,49	13240,97
F_{AA} [N]	6892,18	3293,49	8724,36
F_{DA} [N]	4377,96	178,73	11836,15

Tabelle 3.13: Scherkräfte an der Trennungsebene der Montageblöcke

Die größte Querkraft findet sich im Fall 2 an der Füge-Ebene an Querstrebe D. Die Schrauben werden gemäß Konstruktion nur durch Scherung und Zug belastet. Der Zug wurde bereits als sehr gering eingestuft. Ist die Scherspannung ähnlich niedrig, so wird auf die Berechnung einer Vergleichsspannung verzichtet.

Die Scherspannung wird ermittelt:

$$\tau_s = \frac{F_{qD}}{A_s} = \frac{F_{qD}}{\pi \frac{d_s^2}{4}} = \frac{15595,4 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (10 \text{ mm})^2} = 198,57 \text{ N/mm}^2$$

d_s : Durchmesser des Zylinder-Bereichs der Passschraube: $d_s=10\text{mm}$

In Anbetracht der zulässigen Scherspannung von $\tau_{zul}=261 \text{ N/mm}^2$ wird eine Vergleichsspannung für die Schraube berechnet:

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{YD}}{A_S}\right)^2 + 3 \cdot \left(198,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{-1458,8\text{N}}{78,54\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot (198,57 \text{ N/mm}^2)^2} \\ &= 344,44 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{v\text{zul}} = 637,86 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Die Schraube ist, ausgehend von dem für den Spanner verwendeten Material, beinahe nur halb so stark belastet wie zulässig. Die Schraube sollte den Belastungen daher ohne Probleme standhalten.

Als nächstes wird die maximale Biegebelastung an den Querstreben ermittelt. Hierzu ist es zunächst nötig die maximalen Kräfte zu kennen. Da die Kräfte aus den Berechnungen der Schrauben und der Linienlasten der Stellblöcke bereits bekannt sind, kann die am stärksten belastete Querstrebe heraus gesucht werden. Aufgrund der Lastfälle wird als maximal belastete Querstrebe die Strebe B ausgewählt. Hier herrscht sowohl ein Biegemoment mit einer vergleichsweise hohen Kraft als auch Torsion durch die Aufnahme der Kraft F_{rxB} . Die Biegung stellt sich wie folgt dar:

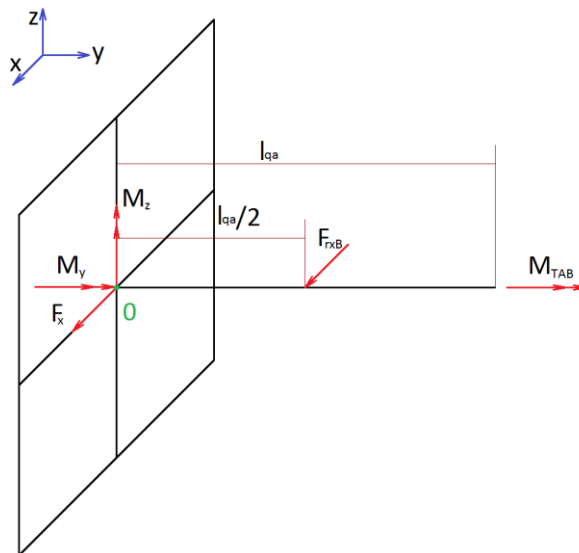


Abbildung 3.66: Berechnungs-Skizze der Querstrebe B

Die Kraft in y-Richtung wurde hier außer Acht gelassen, da sie in die Biegung nicht eingeht:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 = F_x + F_{rxB} \\ \sum M_y^0 &= 0 = M_y + M_{TAB} \\ \sum M_z^0 &= 0 = M_z - F_{rxB} \frac{l_{qa}}{2}\end{aligned}$$

Die maximale Biegung ist damit:

$$\begin{aligned}0 &= M_z - F_{rxB} \frac{l_{qa}}{2} \\ M_z &= F_{rxB} \frac{l_{qa}}{2}\end{aligned}$$

Gl.3.51

Da auch für die Kraft $F_{r_{xB}}$ mehrere Fälle bestehen, die abhängig von der vertikalen Verstellung der Aufnahme sind, werden im Folgenden die maximalen Torsionsmomente bestimmt, anhand derer dann der Fall bestimmt wird, unter dem auch die Biegung stattfindet.

Hierzu müssen zuerst die Hebelarme der Kräfte bestimmt werden. Die Hebelarme resultieren aus der Verschiebung der einzelnen Stellblöcke und den Kraftangriffspunkten. Die Bestimmung der Hebelarme erfolgt:

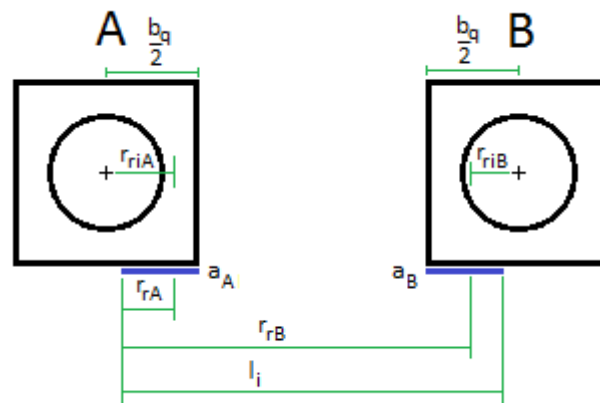


Abbildung 3.67: Hebelarme der Querstreben

Für den Punkt A

$$r_{riA} = \frac{b_q}{2} - a_A + r_{rA} \quad \text{Gl.3.52}$$

Für den Punkt B

$$r_{riB} = -\left(\frac{b_q}{2} - a_B + (l_i - r_{rB})\right) \quad \text{Gl.3.53}$$

b_q : Breite bzw. Höhe der Querstreben $b_q=19\text{mm}$

a : Überdeckung zwischen Stellblock und Querstrebe am Punkt

l_i : Für den Spanner-Montageblock gilt $l_i=l_{ssp}=74\text{mm}$, für den Aufnahme-Montageblock gilt $l_i=h_{asp}=85\text{mm}$

r_{ri} : Kraftangriffspunkt-Koordinate, bezogen auf den jeweiligen Stellblock

Tabellarische Übersicht der verschiedenen Hebelarme:

	Fall 1	Fall 2	Fall 3
Spanner			
x_{rA} [mm]	2,45	4,62	5,44
x_{rB} [mm]	67,25	69,2	71,54
a_A [mm]	5	10	15
a_B [mm]	15	10	5
x_{rsA} [mm]	6,95	4,12	-0,059
x_{rsB} [mm]	-1,25	-4,3	-6,96
Aufnahme			
z_{rA} [mm]	2,45	4,55	4,83
z_{rB} [mm]	78,01	80,15	82,53
a_A [mm]	5	10	15
a_B [mm]	15	10	5
z_{raA} [mm]	6,95	4,05	-0,67
z_{raB} [mm]	-1,49	-4,35	-6,97

Tabelle 3.14: Hebelarme um die Querstreben

Mit den obigen Hebelarmen um die Mittelachse der jeweiligen Querstreben und den Kräften nach Fall (vgl. Tab.3.5 und Tab.3.9) können die Torsionsmomente der Streben berechnet werden:

	Fall 1	Fall 2	Fall 3
Spanner			
M_{TSA} [Nmm]	74770,66	43208,75	-587,4
M_{TSB} [Nmm]	25984,05	88208,7504	138571,9
Aufnahme			
M_{TAA} [Nmm]	-36299,32	-20025,77	2999,27
M_{TAB} [Nmm]	-22726,5	-65025,77	101060,64

Tabelle 3.15: Torsionsmomente an den Montageblock-Querstreben

Als maximaler Lastfall wird Fall 3 gewählt. Die Kraft F_{rxB} ist hier geringfügig kleiner als im Fall 1, das Drehmoment ist jedoch signifikant größer. Damit kann die Biegung anhand der ermittelten Formel Gl.3.51 berechnet werden:

$$M_z = F_{rxB} \frac{l_{qa}}{2} = 14500,73N \frac{29mm}{2} = 210260,59 Nmm$$

Die Querstrebe unterliegt damit den folgenden Belastungen:

Torsion:	M_{TAB}	=101060,64 Nmm
Biegung:	M_z	=210260,59 Nmm
Scherung:	$F_Q=F_{rxB}$	=14500,73 N
Druck:	$F_N= F_{yB} $	=2870,66 N

Die Widerstandsmomente werden errechnet. Da für Torsion die Rechenregeln für zusammengesetzte Profile nicht bekannt sind, wird als Ersatzmodell eine Hohlwelle gewählt mit dem Außendurchmesser $d_a=b_q=19mm$ und dem Innendurchmesser $d_i=d_s=10mm$. Für das Widerstandsmoment gegen Biegung wird zunächst das Flächenträgheitsmoment berechnet. Hierfür wird der Kreisquerschnitt der Bohrung vom Quadrat-Querschnitt der Strebe abgezogen:

$$\begin{aligned}
 I_{bz} &= \frac{b_q^4}{12} - \frac{\pi \left(\frac{d_i}{2}\right)^4}{4} = \frac{(19\text{mm})^4}{12} - \frac{\pi \left(\frac{10\text{mm}}{2}\right)^4}{4} = 10369,21\text{mm}^4 \\
 W_{bz} &= \frac{I_{bz}}{b_q/2} = \frac{10369,21\text{mm}^4}{9,5\text{mm}} = 1091,5\text{mm}^3 \\
 W_T &= \frac{\pi d_a^4 - d_i^4}{16} = \frac{\pi (19\text{mm})^4 - (10\text{mm})^4}{16} = 1243,42\text{mm}^3 \\
 A_q &= b_q^2 - \frac{\pi}{4} d_i^2 = (19\text{mm})^2 - \frac{\pi}{4} (10\text{mm})^2 = 282,46\text{mm}^2
 \end{aligned}$$

Die Spannungen errechnen sich damit wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &= \frac{M_z}{W_{bz}} = \frac{210260,59\text{ Nmm}}{1091,5\text{ mm}^3} = 192,63\text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_N &= \frac{F_N}{A_q} = \frac{2870,66\text{ N}}{282,46\text{ mm}^2} = 10,16\text{ N/mm}^2 \\
 \tau_T &= \frac{M_{TAB}}{W_T} = \frac{101060,64\text{ Nmm}}{1243,42\text{ mm}^3} = 81,28\text{ N/mm}^2 \\
 \tau_S &= \frac{F_{rxB}}{A_q} = \frac{14500,73\text{ N}}{282,46\text{ mm}^2} = 51,34\text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Die Vergleichsspannung wird wie bekannt berechnet:

$$\begin{aligned}
 \sigma_v &= \sqrt{(\sigma_b + \sigma_N)^2 + 3(\tau_T + \tau_S)^2} \\
 &= \sqrt{\left(192,63\text{ N/mm}^2 + 10,16\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(81,28\text{ N/mm}^2 + 51,34\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \\
 &= \sqrt{(202,79\text{ N/mm}^2)^2 + 3 \cdot (132,62\text{ N/mm}^2)^2} = 306,41\text{ N/mm}^2 < \sigma_{v\text{zul}} = 637,86\text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Die Spannung innerhalb der Querstrebe liegt damit bei weniger als der Hälfte des zulässigen Wertes. Ein Versagen ist hier nicht zu erwarten.

Zuletzt wird die Biegung und der Zug innerhalb der Platte berechnet; hierzu wird entlang der Vertikalen entlang der Bohrungen B und D sowie in der Horizontalen entlang der unteren Bohrungen im folgenden Bild ein Schnitt durchgeführt. Die Betrachtung erfolgt für Fall 1 der Stellblöcke kombiniert mit Fall 1 der Montageblöcke:

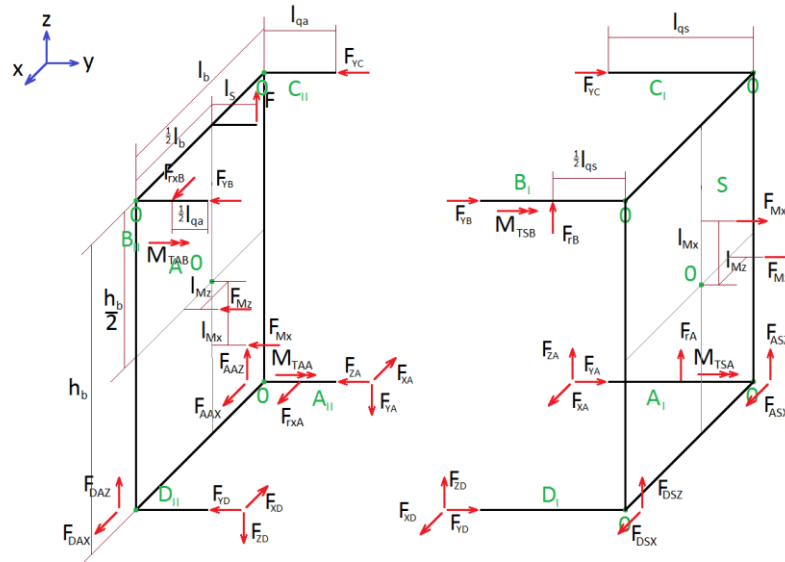


Abbildung 3.68: Skizze zur Ermittlung der Belastung der Platten

Spanner-Montageblock:

Schnitt durch die Horizontale:

$$\begin{aligned}
 M_{bSH} &= -(F_{YB} + F_{YC})h_b - F_{rB} \frac{l_{qs}}{2} - F_{Mx} \left(l_{Mx} + \frac{h_b}{2} \right) - F_{Mz} \frac{h_b}{2} \\
 &= -(-2958,41\text{N} - 252,35\text{N}) \cdot 83\text{mm} - 20763,76\text{N} \cdot 18\text{mm} - 2818,18\text{N} \cdot 70,5\text{mm} - 2407,41\text{N} \\
 &\quad \cdot 41,5\text{mm} \\
 &= 3210,76\text{N} \cdot 83\text{mm} - 20763,76\text{N} \cdot 18\text{mm} - 2818,18\text{N} \cdot 70,5\text{mm} - 2407,41\text{N} \cdot 41,5\text{mm} \\
 &= -405843,81\text{Nmm}
 \end{aligned}$$

Schnitt durch die Vertikale:

$$\begin{aligned}
 M_{bSV} &= F_{XA}l_{qs} - (F_{YA} + F_{YC})l_b - F_{Mz} \left(l_{Mz} + \frac{l_b}{2} \right) - F_{Mx} \frac{l_b}{2} \\
 &= 1803,28\text{N} \cdot 36\text{mm} - (345,61\text{N} - 252,35\text{N})72\text{mm} - 2407,41\text{N} \cdot 63\text{mm} \\
 &\quad - 2818,18\text{N} \cdot 36\text{mm} \\
 &= 1803,28\text{N} \cdot 36\text{mm} - 93,26\text{N} \cdot 36\text{mm} - 2407,41\text{N} \cdot 63\text{mm} - 2818,18\text{N} \cdot 36\text{mm} \\
 &= -191560,59\text{Nmm}
 \end{aligned}$$

Aufnahme-Montageblock:

Schnitt durch die Horizontale:

$$\begin{aligned}
 M_{bAH} &= (F_{YB} + F_{YC})h_b + F_{Mx} \left(\frac{h_b}{2} - l_{Mx} \right) + F_{Mz} \frac{h_b}{2} + Fl_{S2} \\
 &= (-2958,41\text{N} - 252,35\text{N})83\text{mm} + 2818,18\text{N}(41,5\text{mm} - 27,5\text{mm}) + 2407,41\text{N} \cdot 41,5\text{mm} \\
 &\quad + 10000\text{N} \cdot 22\text{mm} \\
 &= -3210,76\text{N} \cdot 83\text{mm} + 2818,18\text{N} \cdot 14\text{mm} + 2407,41\text{N} \cdot 41,5\text{mm} + 10000\text{N} \\
 &\quad \cdot 22\text{mm} = 92868,96\text{Nmm}
 \end{aligned}$$

Schnitt durch die Vertikale:

$$\begin{aligned} M_{bAV} &= F_{XA}l_{qa} + (F_{YA} + F_{YC})l_b + F_{Mz} \left(\frac{l_b}{2} - l_{Mz} \right) + F_{Mx} \frac{l_b}{2} - F_{rxA} \frac{l_{qa}}{2} \\ &= 1803,28N \cdot 29mm + 93,26 \cdot 72mm + 2407,41N \cdot 9mm + 2818,18N \cdot 36mm \\ &\quad + 10763,76N \cdot 14,5mm = 338205,53Nmm \end{aligned}$$

Für die Vertikale und Horizontale gelten die folgenden Widerstandsmomente:

$$\begin{aligned} W_{Vert} &= \frac{t_{pM}^2 h}{6} = \frac{(8mm)^2 \cdot 103mm}{6} = 1098,67mm^3 \\ W_{Hor} &= \frac{t_{pM}^2 l}{6} = \frac{(8mm)^2 \cdot 92mm}{6} = 981,33mm^3 \end{aligned}$$

Somit ergeben sich die folgenden Spannungen durch Biegung:

$$\begin{aligned} \sigma_{AV} &= \frac{|M_{bAV}|}{W_{Vert}} = \frac{338205,53Nmm}{1098,67mm^3} = 307,83 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{SV} &= \frac{|M_{bSV}|}{W_{Vert}} = \frac{191560,59Nmm}{1098,67mm^3} = 174,36 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{AH} &= \frac{|M_{bAH}|}{W_{Hor}} = \frac{92868,96Nmm}{981,33mm^3} = 94,64 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{SH} &= \frac{|M_{bSH}|}{W_{Hor}} = \frac{405843,81Nmm}{981,33mm^3} = 413,57 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Für die Zug- und Scher-Belastung werden die entsprechenden Schnitt-Flächen sowie die maximale Kraft in die vertikale und horizontale Richtung. Die Kräfte werden näherungsweise bestimmt mit:

$$\begin{aligned} F_{VMax} &= F_{rB} = 20763,76N \\ F_{HMax} &= F_{rxB} = 15226,5N \end{aligned}$$

Die Kraft F_{HMax} wurde überschlägig bestimmt und übersteigt den tatsächlichen Wert.

Die Flächen ergeben sich mit:

$$\begin{aligned} A_V &= t_{pM} \cdot h = 8mm \cdot 103mm = 824mm^2 \\ A_H &= t_{pM} \cdot l = 8mm \cdot 92mm = 736mm^2 \end{aligned}$$

Mit den bestimmten Kräften und Flächen lassen sich die Zug- und Scher-Spannungen berechnen:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{F_{HMax}}{A_V} = \frac{15226,5N}{824mm^2} = 18,48 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_z &= \frac{F_{VMax}}{A_H} = \frac{20763,76N}{736mm^2} = 28,21 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{xy} &= \frac{F_{HMax}}{A_H} = \frac{15226,5N}{736mm^2} = 20,69 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{yz} &= \frac{F_{VMax}}{A_V} = \frac{20763,76N}{824mm^2} = 25,2 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Die Spannung innerhalb der Montageblock-Hälften ist im Spanner-Montageblock maximal. Es wird daher die Vergleichsspannung für besagte Hälfte mit den daran herrschenden Spannungen berechnet:

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{(\sigma_z + \sigma_{SH})^2 + \sigma_{SV}^2 + 3\tau_{yz}^2} \\ &= \sqrt{(28,21\text{N/mm}^2 + 413,57\text{N/mm}^2)^2 + (174,36\text{N/mm}^2)^2 + 3(25,2\text{N/mm}^2)^2} \\ &= 476,95\text{N/mm}^2 < \sigma_{v\text{ zul}} = 637,86\text{N/mm}^2\end{aligned}$$

Die Last liegt unter der zulässigen Größe, damit kann davon ausgegangen werden, dass die Montageblöcke die vorliegenden Belastungen aushalten.

4 Wirtschaftlichkeitsanalyse

Nachdem der Spanner auf seine Festigkeit hin untersucht wurde und die anliegenden Lasten aufnehmen kann, wird die Wirtschaftlichkeit der Konstruktion untersucht.

Die Wirtschaftlichkeitsanalyse wird anhand des Kapitels S Betriebswirtschaft der Quelle „Handbuch Maschinenbau“ [14] durchgeführt, wird jedoch anhand mehrerer Kriterien vereinfacht. Der Spanner wird außer Haus gefertigt und der Preis ist durch den Lieferanten festgelegt. Es wird davon ausgegangen, dass lediglich die Beschaffungskosten der Spanner sich unterscheiden, nicht jedoch Kostenpunkte wie Montage oder Verwaltung.

Zuerst müssen die Kosten der Konstruktion bestimmt werden:

Kriterium	Destaco 506	EGT 268	Konstruktion
Spannen	Gut	Gut	Gut
Modularität	Kann in verschiedenen Konfigurationen bestellt werden, jedoch im Nachhinein nicht mehr modifiziert werden	Hohe Modularität	Ausgelegt auf umfangreiche Modularität
Öffnungswinkel	Großer Öffnungswinkel	Öffnungswinkel geringer	Großer Öffnungswinkel
Anzahl Teile	11	9	51
Verstell-Möglichkeiten	Keine Verstellmöglichkeit	Umfangreich verstellbar	Umfangreich verstellbar
Bauraum	Geringer Bauraum	Hoher Bauraum	Mittlerer Bauraum
Kompatibel zum Audi-System	Audi-Teile auf Spanner ausgelegt	Audi-Teile auf Spanner ausgelegt	Spanner auf Audi-Teile ausgelegt.
Verfügbarkeit	Lange Lieferzeit	Mittlere Lieferzeit	Fertigung beansprucht Kapazität des Lieferanten
Kosten	260€	434€	1000€
Wiederverwendbarkeit	Gut	Gut	Gut
Wiederverwendbarkeit Kosten	Hohe Kosten durch neuen Fuß	Geringe Kosten	Geringe Kosten
Steifigkeit	Sehr hoch	Nimmt mit der Höhe der Baugruppe ab	Festigkeitsberechnungen positiv, es liegen jedoch keine Prototypendaten vor.

Tabelle 4.1: Vergleich der Konstruktion mit bisherigen Spannern

In einem Gespräch mit besagtem Lieferanten wurde festgestellt das der Spanner in einer früheren Version einen Stückpreis von 1000€ aufweist.

Der Preis ist mehr als doppelt so hoch wie der bisher teuerste Spanner im Repertoire der GF_i, dies beinhaltet noch nicht die Konstruktionskosten die durch den Verfasser dieser Arbeit entstanden sind. Der Konstrukteur bezog ein Bacheloranten-Gehalt von 600€/Monat. Der Bearbeitungszeitraum der Arbeit bei der GF_i betrug drei Monate. Damit liegen die Konstruktionskosten bei 1800 €.

Wird ein Gewinn-Aufschlag von 10% zugrunde gelegt, so müssen achtzehn Spanner verkauft werden um allein die Konstruktionskosten zu decken.

Insofern alle Teile verkauft werden können, ergibt sich bei einer Stückzahl von 1000 Einheiten der gesamte Gewinn zu:

$$\begin{aligned} \text{Gewinn} &= \text{Stückzahl} \cdot \text{Stückpreis} \cdot \text{Gewinnaufschlag} - \text{Konstruktionskosten} \\ &= 1000 \text{Stk.} \cdot 1000 \frac{\text{€}}{\text{Stk.}} \cdot 10\% - 1800\text{€} = 98200\text{€} \end{aligned}$$

Die obige Rechnung beinhaltet allerdings nicht ob der Spanner zu dem vorliegenden Preis auch abgesetzt werden kann, oder eventuelle Lager-Kosten.

Da die Preis-Daten des Spanners zu einer vorigen Variante gehören, wird die obige Rechnung noch einmal mit einem angenommenen Preis von 750€/Stk. durchgeführt.

$$\begin{aligned} \text{Gewinn} &= \text{Stückzahl} \cdot \text{Stückpreis} \cdot \text{Gewinnaufschlag} - \text{Konstruktionskosten} \\ &= 1000 \text{Stk.} \cdot 750 \frac{\text{€}}{\text{Stk.}} \cdot 10\% - 1800\text{€} = 73200\text{€} \end{aligned}$$

Der Gewinn ist hierbei geringer und der Preis einer Einheit liegt immer noch weit über den bisherigen Varianten. Dennoch könnte eine Kostenreduktion von 25% im Kaufpreis des Spanners eine breitere Anwendung rechtfertigen. Der Kostenpunkt der Spanner würde sich innerhalb des Preises der Vorrichtung verringern, was das Offerieren günstiger Angebote am Kunden ermöglicht.

Als weiterer Vergleich soll die Betrachtung eines Angebots für eine Vorrichtung mit insgesamt 12 verbauten Spannern erfolgen. Es wird angenommen, dass die Vorrichtung sowohl mit den bekannten Destaco-Spannern, als auch in einer weiteren Ausführung mit den neu entwickelten Vorrichtungsspannern gebaut wird.

Anstatt den jeweiligen Gewinn der beiden Vorrichtungen zu betrachten, soll eine Mehrkosten-Differenz gebildet werden.

Wird als Preis für die neu konstruierten Spanner 750€/Stk. veranschlagt, so ergeben sich Mehrkosten von:

$$\begin{aligned} \text{Mehrkosten} &= (\text{Preis Vorrichtungsspanner} - \text{Preis Destaco}) \cdot 12 \text{Stk.} \\ &= \left(750 \frac{\text{€}}{\text{Stk.}} - 260 \frac{\text{€}}{\text{Stk.}} \right) \cdot 12 \text{Stk.} = 5880\text{€} \end{aligned}$$

Wird ein Absatz von zwei Vorrichtungen pro Woche veranschlagt, ergeben sich im Jahr Mehrkosten von

$$\text{Mehrkosten Jahr} = \text{Mehrkosten} \cdot 2 \cdot 52 = 611520\text{€}$$

Die entsprechenden Mehrkosten würden sich in der Erhöhung des Verkaufspreises der Vorrichtung niederschlagen. Ein erhöhter Preis verringert die Wettbewerbsfähigkeit, insofern das vorliegende Produkt nicht in ganzer Linie überzeugen kann. Für eine Beurteilung dieser Sachlage müsste der Vorrichtungsspanner zuerst in der Fertigung zum Einsatz kommen, da bisher nur theoretische Annahmen getroffen werden konnten.

Letztendlich ergibt sich die Schlussfolgerung:

Der Preis des Spanners liegt bei mehr als dem Doppelten der Kosten des bisher teuersten verwendeten Vorrichtungsspanners. Dabei bietet die neue Konstruktion vergleichbare Verstellbarkeit bei einem geringeren Bauraum.

Mit dem vorliegenden Vergleich der Spanner geht der Verfasser davon aus, dass im Regelfall die Bauraum-Ersparnis der Konstruktion den massiven Kosten-Zuwachs nicht rechtfertigen kann.

Zudem belegt die Produktion des Spanners Kapazität des Lieferanten der GF_i, wobei diese für die Fertigung der Vorrichtungen benötigt wird.

Die Kosten sind zu hoch, als dass der Spanner wirtschaftlich in den Produkten der GF_i verwendet werden kann. Der vorliegende Spanner kann jedoch als Nischen-Produkt angesehen werden und kann bei eng aneinander liegenden Spannstellen unter Umständen den höheren Preis rechtfertigen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In Kapitel 2 wurde der Ist-Zustand entsprechend erläutert und bot erste Anhaltspunkte für die Kriterien der Konstruktion in Kapitel 3.

Als Schluss der Marktanalyse und Patentrecherche in Kapitel 3.1 konnte heraus gearbeitet werden das bereits ein Markt für verstellbare Spanner besteht, die angestrebte Lösung in dieser Form jedoch nicht aufgefunden werden konnte.

Die Konstruktion ab Kapitel 3.1.3 erwies sich als komplex in der Vereinigung der geforderten Verstellbarkeit sowie geringem Volumen und Gewicht. Der Kompromiss zu Gunsten des Gewichtes reduzierte hier die aufzubringende Spannkraft auf 1 Tonne. Dennoch ist der Prototyp gemäß der erfolgten Berechnungen ausgelegt auf die geforderte Last.

Die Wirtschaftlichkeitsanalyse in Kapitel 4 offenbarte einen weit höheren Preis als vergleichbare Spanner aufweisen. Als Resultat der geforderten Haltekraft, Verstellbarkeit und der Kombination von geringem Gewicht und Volumen ordnen sich die Kosten bei etwa 1000€/Stk. ein. Der Preis bezieht sich jedoch auf eine ältere Version der Konstruktion und könnte durch die Verwendung eines günstigeren und optimaleren Stahls sowie fertigungsgerechter Konstruktions-Änderungen bereits unter 1000€ liegen. Der Spanner ist als solches in dem bisherigen Einsatzgebiet demzufolge keine wirtschaftliche Alternative. Aufgrund der Variabilität sowie der modularen Bauweise könnte sich mit dem konstruierten Spanner in breiter Markt von Nischen abdecken lassen.

Der Spanner ist ein interessantes Nischenprodukt und bietet unter Umständen die Möglichkeit eine leicht modifizierbare Baureihe aufzubauen. Die Kosten sind bisher allerdings zu hoch, als dass der Spanner neben den momentan von der GFi verwendeten Vorrichtungsspannern eingesetzt werden kann, ohne dass es bauraum-spezifisch unbedingt nötig ist. Die bisherige Variante könnte allerdings daraufhin untersucht werden, ob möglicherweise die Kosten durch die Verwendung alternativer Fertigungsverfahren gesenkt werden können.

Konstruktiv ist davon auszugehen, dass der Spanner den Belastungen standhält. Trotz der positiven Ergebnisse in der Berechnung sollten jedoch Tests mit einem Prototypen durchgeführt werden.

Quellenverzeichnis

- [1]. **Tünkers Maschinenbau GmbH**. Bildergalerie Eurogreifer. [Online] Tünkers Maschinenbau GmbH. http://www.tuenkers.de/publish/binarydata/gallery/bildergalerie_eurogreifer/tn_0001.jpg.
- [2]. **Hoder, Hilmar**. Methodisches Konstruieren (Marktorientierte Produktentwicklung) Teil 1 bis 4. Hamburg, Hamburg, Deutschland : s.n., 2011.
- [3]. Depatisnet, Einsteigerrecherche. [Online] <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=einsteiger>.
- [4]. **S.A., I.S.I. International**. DE 000029822135 U1 Deutschland, 1998.
- [5]. **GmbH, Tünkers Maschinenbau**. DE 000020009306 U1 Deutschland, 2000.
- [6]. —. DE 102008023775 B3 Deutschland, 2008.
- [7]. **Fischer, Matthias**. DE 000003640869 A1 Deutschland, 1986.
- [8]. **GmbH, Tünkers Maschinenbau**. DE 102012004856 B3 Deutschland, 2012.
- [9]. **Tünkers Maschinenbau GmbH**. Google. [Online] 2013. <http://www.google.com/patents/DE102012004856B3>.
- [10]. **Wittel, Herbert, et al.** *Roloff/Matek Maschinenelemente : Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch*. 20. überarb. u. erw. Aufl. 2011. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [11]. **Muhs, Dieter, et al.** *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung*. 8, korr. u. erg. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2006.
- [12]. **Gross, Dietmar, et al.** *Technische Mechanik 1, Statik*. Berlin : Springer Verlag, 2004.
- [13]. **Gross, Dietmar, et al.** *Technische Mechanik : Band 2: Elastostatik*. Berlin : Springer Verlag, 2005.
- [14]. **Jürgen Bauer, Klaus-Dieter Arndt**. Betriebswirtschaft. [Buchverf.] Alfred Böge, et al. *Handbuch Maschinenbau : Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik*. 19, überarb. u. erw. Aufl. 2009. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2009.

Anhang A: Isometrische Ansicht des Spanners

Anhang B: Explosionszeichnung des Spanners

Anhang C: Fertigungszeichnungen der Komponenten

Anhang D: Liste digitaler Anhänge auf beigelegter CD

Patent: DE 000029822135 U1

Patent: DE 000020009306 U1

Patent: DE 102008023775 B3

Patent: DE 000003640869 A1

Patent: DE 102012004856 B3

Zeichnung: Isometrische Ansicht des Spanners

Zeichnung: Explosionszeichnung des Spanners

Zeichnung: Fertigungszeichnung der Komponenten

CATIA-Daten des Vorrichtungsspanners

Excel-Berechnungstabelle