



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Nick Stickelbroeck

Konstruktion einer Drohnen-Landevorrichtung für UAS im maritimen Einsatz

Nick Stichelbroeck

**Konstruktion einer Drohnen-
Landevoorrichtung für UAS im maritimen
Einsatz**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Bachelor Flugzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR)

Institut für Flugführung

Lilienthalplatz 7

38108 Braunschweig

Kurzreferat

Nick Sickelbroeck

Thema der Bachelorarbeit

Konstruktion einer Drohnen-Landevorrichtung für UAS im maritimen Einsatz

Stichworte

Drohne, Landevorrichtung, Konstruktion, Fahrwerk, UAS, Feder-Dämpfer-System, Feder, Dämpfer, Gasdruckfeder, Simulation, Simulink, CATIA, Magnet, Mikrocontroller

Kurzreferat

Mit der stetig zunehmenden Verbreitung und Vielfalt von Drohnen steigen auch die Anforderungen an deren Einsatzmöglichkeiten. Eine essenzielle Herausforderung dabei, ist die sichere und präzise Landung dieser Fluggeräte, unabhängig von den Umweltbedingungen und den Fähigkeiten des Piloten. Gerade im maritimen Umfeld sind die Umweltbedingungen durch Wellengang und starke Windböen erschwert. Große Helikopter bieten eine Große Angriffsfläche für Wind. Mit Einführen der kompakteren und leichteren Multikoptern kann die Integration in das Maritime Umfeld möglicherweise leichter umgesetzt werden. Es wird eine Landevorrichtung konstruiert, die mit einer höheren Landegeschwindigkeit als herkömmliche Drohnen landen kann, um den Wetterbedingungen im maritimen Einsatz entgegen zu wirken. Dafür wird die Konstruktion nach VDI 2222 durchlaufen und der Landevorgang simuliert, um die optimale Konfiguration aus Feder und Dämpfer zu erhalten. Es folgt das Entwerfen mit CATIA und Dimensionieren wichtiger Bauteile. Abschließend wird die Stückliste für den Zusammenbau der Landevorrichtung dargelegt.

Abstract

Nick Stickelbroeck

Title of the paper

Construction of a drone landing device for UAS in maritime use

Keywords

drone, landing device, construction, landing gear, UAS, spring-damper system, spring, damper, gas pressure spring, simulation, Simulink, CATIA, magnet, microcontroller

Abstract

With the ever-increasing spread and variety of drones, the requirements for their possible uses are also increasing. An essential challenge here is the safe and precise landing of these aircraft, regardless of the environmental conditions and the pilot's skills. In maritime environments in particular, the environmental conditions are made more difficult by swell and strong gusts of wind. Large helicopters offer a large attack surface for wind. With the introduction of more compact and lighter multicopters, integration into the maritime environment may be easier to realise. A landing device is being designed that can land at a higher landing speed than conventional drones in order to counteract the weather conditions in maritime use. For this purpose, the design is run through in accordance with VDI 2222 and the landing process is simulated in order to obtain the optimum configuration of spring and damper. This is followed by designing with CATIA and dimensioning important components. Finally, the parts list for assembling the landing gear is presented.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	A
Abbildungsverzeichnis	B
Tabellenverzeichnis	C
Symbolverzeichnis	D
1 Einleitung	1
2 Anforderungen an Landevorrichtung	2
3 Drohnenvorstellung und Drohnenauswahl	3
4 Einblick in Landevorrichtungen	5
4.1 Flugzeugfahrwerk	5
4.2 Helikopterfahrwerk	7
4.3 Apollo Lunar Landing Module	7
4.4 GEAMOS/SEAMOS Programm.....	9
5 Theorie	10
6 Konzeptphase	12
6.1 Konzipieren.....	12
6.1.1 Designentwurf 1: Feder-Dämpfer-System mit Torsionsstreben	12
6.1.2 Designentwurf 2: Lunar Landing Module.....	13
6.2 Aufgliedern der Funktionsbestandteile	14
6.2.1 Federn.....	14
6.2.2 Dämpfer	14
6.2.3 Gelenk	15
6.2.4 Interface	16
6.3 Bewertung der Varianten	17
6.3.1 Kinetische Betrachtung	17
6.3.2 Kinematische Betrachtung	18
6.3.3 Gewichtsanalyse.....	21
6.4 Auswahl der Vorzugslösung	22
7 Simulation	23
7.1 Modellierung mit Simulink.....	25
7.2 Parameter für Simulation	30
7.3 Ergebnisse	31

8 Konstruktion.....	32
8.1 CAD-Modell	32
8.2 Berechnung der Bracket-Interface-Verbindung	36
8.3 Berechnung und Dimensionierung der Gabelverbindungen	41
8.3.1 Gabelverbindung Mounting-Bracket mit Federbein	41
8.3.2 Gabelverbindung Magnetfuß	44
8.4 Magnetfuß	46
9 Zusammenfassung und Ausblick.....	49
10 Bildquellenverzeichnis.....	50
11 Literatur-/Quellenverzeichnis.....	51
Anhang 1	F
Anhang 2	G
Anhang 3	H
Anhang 4	I

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Typische Landegeschwindigkeiten [RKS20]	2
Abbildung 2: Typisches Zweireifen Hauptfahrwerk [DAG20]	6
Abbildung 3: Lunar Modul Landing Gear [NTN72]	8
Abbildung 4: Querschnitt primäre Strebe [NTN72]	9
Abbildung 5: Designentwurf 1 Skizze	12
Abbildung 6: Designentwurf 1 CAD	12
Abbildung 7: Designentwurf 2 Skizze	13
Abbildung 8: Designentwurf 2 CAD	13
Abbildung 9: Kraft-Weg-Verhalten eines Oleo-Pneumatik System [RKS20]	15
Abbildung 10: Grundform technischer Gelenke [SHB68]	15
Abbildung 11: Interface der Drohnen EVO-X8 und EVO-X8 Heavy	16
Abbildung 12: Schematische Darstellung für Berechnung des Kippmoments	17
Abbildung 13: Skelett Designentwurf 1 in Ursprungszustand	18
Abbildung 14: Skelett Designentwurf 1 - Eingefederte Zustand	19
Abbildung 15: Skelett Designentwurf 2 in Ursprungszustand	19
Abbildung 16: Skelett Designentwurf 2 - eingefederte Zustand	20
Abbildung 17: Skizze Modellbildung Simulation	23
Abbildung 18: Kräftegleichgewicht Landevorgang	25
Abbildung 19: Kräfte dreieck	25
Abbildung 20: Simulink Schaltplan Lösung DGL	27
Abbildung 21: Simulink Schaltplan Winkeländerung	28
Abbildung 22: Umsetzung Vereinfachung in Simulink	28
Abbildung 23: Umrechnung Kraft in Federbein	29
Abbildung 24: Beispiel Ergebnistabelle	31
Abbildung 25: CAD-Modell der Landevorrichtung	32
Abbildung 26: Interface Anbindung Landevorrichtung an Drohnengeometrie	33
Abbildung 27: Mounting Bracket	34
Abbildung 28: Torsionsstrebe	34
Abbildung 29: Euler-Knickfälle	35
Abbildung 30: Schraubverbindung Anbindungsinterface und Bracket	36
Abbildung 31: Bolzenverbindung Mounting Bracket-Federbein	41
Abbildung 32: Bolzenverbindung Federbein-Fuß-Torsionsstrebe	44
Abbildung 33: Magnetfuß	46
Abbildung 34: Magnetanbindung	47
Abbildung 35: Tremba Elektromagnet GTO-40-0.5011	48
Abbildung 36: Simulink Schaltplan	H
Abbildung 37: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 2 m/s	H
Abbildung 38: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 2 m/s	H
Abbildung 39: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 2,5 m/s	H
Abbildung 40: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 2.5	H
Abbildung 41: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 3 m/s	H
Abbildung 42: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 3 m/s	H
Abbildung 43: Verspannungsschaubild bei dynamischer Druckkraft [RMM09]	I
Abbildung 44: Modellierungs-Durchmesser und Modellierungs-Länge für δs [RMM09]	I
Abbildung 45: Einzelelemente der Schraube [RMM09]	I
Abbildung 46: Gedrückte Bereiche in einer Durchsteckverschraubung [RMM09]	I
Abbildung 47: Auswahl Krafteinleitungsfaktor n [RMM09]	I

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Tabellarischer Vergleich - Drohnenfuhrpark	3
Tabelle 2: Kinematische Analyse.....	20
Tabelle 3: Gewichtsanalyse.....	21
Tabelle 4: Praktisch mögliche kinematische Beweglichkeit.....	22
Tabelle 5: Parameterauswahl	30
Tabelle 6: Simulationsergebnisse für gegeben Landegeschwindigkeit.....	31
Tabelle 7: Stückliste Bracket-Interface Verbindung.....	36
Tabelle 8: Nachgiebigkeit der Schraube	39
Tabelle 9: Nachgiebigkeit der Bauteile.....	39
Tabelle 10: Stückliste Bolzenverbindung Mounting Bracket-Federbein.....	41
Tabelle 11: Stückliste Bolzenverbindung Federbein-Fuß-Torsionsstrebe	44
Tabelle 12: Stückliste Magnetfuß	46
Tabelle 13: Auswahl Elektromagnete	47
Tabelle 14: Stückliste Landevorrichtung	F

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Winkel	°
δ_i	Nachgiebigkeit	$\frac{mm}{N}$
Δ	Delta	-
η	Wirkungsgrad	-
μ	Reibbeiwert	-
π	Pi	-
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Biegespannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{b\ zul}$	Zulässige Biegespannung	$\frac{N}{mm^2}$
τ	Schubspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{a\ zul}$	Zulässige Schubspannung	$\frac{N}{mm^2}$
φ	Winkel	°
Φ	Kräfteverhältnis	-
a	Beschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
A_i	Querschnitt	mm^2
c	Federkonstante	$\frac{N}{m}$
d	Dämpferkonstante	$\frac{Ns}{m}$
d_i	Durchmesser	mm
e	Randabstand	mm
E	Elastizitätsmodul	$\frac{N}{mm^2}$
E_K	Kinetische Energie	J
E_p	Potentielle Energie	J
f_Z	Setzbetrag	mm
F_B	Betriebskraft	N

Symbolverzeichnis (Fortsetzung)

Symbol	Bedeutung	Einheit
F_D	Dämpferkraft/Druckkraft	N
F_F	Federkraft	N
F_{KL}	Klemmkraft	N
F_{SP}	Spannkraft	N
F_{VM}	Montagevorspannkraft	N
F_{oLV}	Kraftwirkung ohne LV	N
F_x	Normalkraft auf Drohne	N
F_y	Querkraft auf Drohne	N
F_z	Vorspannverluste	N
F_i	Kraft (Allgemein)	N
F_u	Federbeinkraft	N
F_{Krit}	Kritische Knickkraft	N
g	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
h	Drohnengehäusehöhe	mm
I	Stromstärke	A
I_{xy}	Flächenträgheitsmoment	mm^2
k	Einspannfaktor	-
k_a	Anziehungsfaktor	-
K_A	Anwendungsfaktor	-
K_t	Größeneinflussfaktor	-
l_k	Klemmlänge/Knicklänge	mm
l_i	Länge (Allgemein)	mm
m	Masse	kg
$M_{b\ max}$	Maximales Biegemoment	Nmm
n	Einleitungsfaktor	-

Symbolverzeichnis (Fortsetzung)

Symbol	Bedeutung	Einheit
p	Flächenpressung	$\frac{N}{mm^2}$
p_{zul}	Zulässige Flächenpressung	$\frac{N}{mm^2}$
P	Leistung	W
s	Weg	mm
S	Sicherheitsfaktor	-
t_G	Gabeldicke	mm
t_S	Stangendicke	mm
u	Hub Feder-Dämpfer-System	mm
U	Spannung	V
v	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_0	Landegeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
W	Arbeit	J
x	Weg	mm
\dot{x}	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
\ddot{x}	Beschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
z	Abstand zum Nullniveau	mm

1 Einleitung

Die Entwicklung der unbemannten Luftfahrzeuge, insbesondere der Drohnen, hat in den letzten Jahren ein beeindruckendes Wachstum erlebt. Von ursprünglichen militärischen Anwendungen bis hin zu wissenschaftlichen und privaten Nutzungen erstreckt sich das mittlerweile sehr vielseitige Anwendungsgebiet. Mit der stetig zunehmenden Verbreitung und Vielfalt von Drohnen steigen auch die Anforderungen an den Einsatzmöglichkeiten. Eine essenzielle Herausforderung dabei ist die sichere und präzise Landung dieser Fluggeräte, unabhängig von den Umweltbedingungen und den Fähigkeiten des Piloten.

Eine dieser Einsatzmöglichkeiten ist das maritime Umfeld. Die Idee, Drohnen im maritimen Einsatz für eine schnelle Seenotrettung oder für Aufklärungszwecke zu nutzen, ist nicht neu. Bereits in den 90ern beschäftigten sich führende Luftfahrtunternehmen mit der Umsetzung und Entwicklung. Probleme bei der Landung, fehlende Sensortechnik und letztendlich der fehlende Bedarf für große Helikopterdrohnen verhinderten die Weiterentwicklung. Mit Einführen der kompakteren und leichteren Multikoptern kann die Integration dieser in das maritime Umfeld möglicherweise leichter umgesetzt werden.

Aufgrund dessen widmet sich diese Bachelorarbeit der Konstruktion einer Landevorrichtung für UAS im maritimen Einsatz. Es soll die Machbarkeit und Umsetzbarkeit einer Landevorrichtung geprüft werden, die den Einfluss von Umweltbedingungen, wie starken Wellengang und hohe Windgeschwindigkeit, durch eine hohe Landegeschwindigkeit nichtig macht. Der Fokus dieser Arbeit liegt bei der Simulation und Konstruktion.

Der Aufbau der Arbeit wird nach der gängigen VDI 2222 für die Konstruktion durchgeführt. In den ersten Kapiteln wird auf die Anforderungen an die Landevorrichtung und die Drohnenauswahl eingegangen. Es folgt das Konzipieren von zwei Designentwürfen und das anschließende Konstruieren der Vorzugslösung. Daraufhin wird der Landevorgang simuliert, um die optimalen Parameter für das Federsystem zu gewinnen und alle Bauteile gemäß vorherrschenden Kräften entwerfen zu können. Abschließend werden die Anforderungsbedingungen geprüft und die Stückliste für den Bau der Landevorrichtung präsentiert.

2 Anforderungen an Landevorrichtung

Bevor der Designentwurf und die Konstruktion der Landevorrichtung beginnt, werden in diesem Kapitel die wichtigsten Anforderungen an die Landevorrichtung zusammengetragen.

Schadenfrei landen

Die wichtigste Anforderung an die Landevorrichtung ist die effektive Aufnahme der kinetischen Energie bei der Landung. Es soll eine Landegeschwindigkeit $> 1 \frac{m}{s}$ realisierbar sein, ohne dass die Drohne plastischer Verformung ausgesetzt ist oder anders beschädigt wird. Typische Landegeschwindigkeiten sind in **Abbildung 1** dargestellt. Mit Definition der Drohne als Small Aircraft kann eine Landegeschwindigkeit von $2 - 3 \frac{m}{s}$ für realistisch gehalten werden.

Geringes Gewicht

Durch die begrenzte Payload eines Luftfahrzeugs, speziell eines Multikopters, spielt das Gewicht der Landevorrichtung eine große Rolle. Es soll das Meiste aus geringem Gewicht erreicht werden, um das Mitnehmen von Kameras oder Messinstrumenten zu ermöglichen.

Kompatibilität mit Drohne vom Werk

Ein wichtiger Punkt für die Integrität der Landevorrichtung ist die Kompatibilität von Drohne und Werk. Die Landevorrichtung muss so konstruiert werden, dass möglichst viele Interfaces der ursprünglichen, von Werk gefertigten Drohne übernommen werden kann.

Aircraft type	Case	Descent rate	Lift factor	Mass	Reference
Civil Large Transport	Limit	3.05 m/s (10 ft/s)	1	Max Landing Mass	25.473
Civil Large Transport	Limit	1.83 m/s (6 ft/s)	1	Max Takeoff Mass	25.473
Civil Large Transport	Reserve Energy	3.7 m/s (12 ft/s)	1	Max Landing Mass	25.723
Light Aircraft	Limit	2.13-3.05 m/s (7-10 ft/s)	0.667	Maximum Mass	23.473
Light Aircraft	Reserve Energy	1.2 × limit rate	1	Maximum Mass	23.723
Civil Helicopter – Small	Limit	1.98-2.54 m/s (6.5-8.3 ft/s)	0.667	Maximum Mass	27.725
Civil Helicopter – Small	Reserve Energy	2.42-3.11 m/s (7.9-10.2 ft/s)	1	Maximum Mass	27.727
Civil Helicopter – Large	Limit	≥1.98 m/s (6.5 ft/s)	0.667	Maximum Mass	29.725
Civil Helicopter – Large	Reserve Energy	≥2.42 m/s (7.9 ft/s)	1	Maximum Mass	29.727
Army Rotorcraft and Light Fixed-Wing	Crashworthiness	6.1 m/s (20 ft/s) – no fuselage to ground contact	1	Maximum Mass	MIL-STD-1290A
Army Rotorcraft and Light Fixed-Wing	Crashworthiness	12.8 m/s (42 ft/s) – landing gear may fail	1	Maximum Mass	MIL-STD-1290A
Military Trainers	Limit	4 m/s (13 ft/s)	1	Design Landing Mass	AS8860
Military Trainers	Reserve Energy	1.25 × limit rate	1	Design Landing Mass	AS8860
Military Land Aircraft	Limit	3.05 m/s (10 ft/s)	1	Design Landing Mass	AS8860
Military Land Aircraft	Reserve Energy	1.25 × limit rate	1	Design Landing Mass	AS8860
Carrier Based	–	up to 8.5 m/s (28 ft/s)	1	Max Landing Mass	MIL-A-8863C

Abbildung 1: Typische Landegeschwindigkeiten [RKS20]

3 Drohnenvorstellung und Drohnenauswahl

Der Fuhrpark des Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt hält für Forschungszwecke einen eigenen Drohnenfuhrpark zur Verfügung. Im Fuhrpark finden sich unterschiedliche Drohnenmodelle, wobei alle unter dem Oberbegriff Unmanned Aircraft System (UAS) zu finden sind. Weiter unterschieden werden die UAS's zwischen Rotationsdrohnen und Starrflügel Drohnen. Wie in Kapitel 1 bereits beschrieben, wird in dieser Arbeit eine Landevorrichtung konstruiert, die für den Starrflügler nicht zu gebrauchen ist. Die Landevorrichtung wird für Rotationsdrohnen, auch Multikopter genannt, entwickelt.

Es werden drei ausgewählte Drohnen tabellarisch verglichen und eine Drohne als Basis für die Konstruktion der Landevorrichtung ausgewählt. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Konstruktion der Landevorrichtung liegt, wird dieses Kapitel möglichst **kurzgehalten**.

Tabelle 1: Tabellarischer Vergleich - Drohnenfuhrpark

Eigenschaft/Drohne	PS500	EVO-X8	EVO-X8 Heavy
Eigengewicht	1,3 kg	7,75 kg	10 kg
Payload	1 kg	6,5 kg	10 kg
→ MTOW	2,3 kg	14,25 kg	20 kg
Flugzeit	Ca. 25 Minuten	Ca. 40 Minuten	Ca. 20 Minuten
Max. Windstärke	15 m/s	11 m/s	11 m/s
Abmessungen	383 x 385 x 240 mm	1250 x 1250 x 580 mm	1700 x 1700x 800 mm

Auswahl der Drohne

Die PS500 ist mit dem maximalen MTOW von 2,3kg und dem daraus folgenden maximalen Payload von 1,3kg als Basis für die Landevorrichtung weniger geeignet. Der einzige Vorteil ist das geringe Eigengewicht und die Möglichkeit die Drohne bei einer höheren Windstärke von $15 \frac{m}{s}$ operieren zu können. Die EvO-X8 und die EVO-X8 Heavy sind sich dem Namen entsprechend sehr ähnlich. Beide wären für die Konstruktion geeignet, da die Payload mit Anbringen der Landevorrichtung nicht vollends ausgereizt ist. Es könnten also noch Kameras oder andere Instrumente mitgeführt werden. Eine endgültige Entscheidung muss nicht getroffen werden, da sich das Interface der Drohnen (Kapitel 6.2.4, Abbildung 11) EVO-X8 und EVO-X8 Heavy nicht voneinander unterscheidet.

Die Landevorrichtung wird für die Drohnen EVO-X8 und EVO-X8 Heavy konstruiert.

PS500



EVO-X8



EVO-X8 Heavy



4 Einblick in Landevorrichtungen

Landevorrichtungen sind für jedes Luftfahrzeug notwendig, seien es Hubschrauber, unbemannte Luftfahrzeuge oder Flugzeug. Sie werden verwendet, um die Kräfte bei der Landung aufzunehmen, die Grundstruktur nicht zu beschädigen und das Luftfahrzeug sicher zum Stehen zu bringen.

Ein Fahrwerk zeichnet sich dadurch aus, dass es das Luftfahrzeug nicht nur am Boden stabilisiert und den Rumpf vor dem unter sich befindlichen Terrain schützen soll. Anders als bei den herkömmlichen Landekufen für Helikopter und bei unbemannten Luftfahrzeugen hat das Fahrwerk viele weitere Aufgaben [AGL20]:

- Aufnehmen der vertikalen, kinetischen Energie und Minimalisieren des Impulses bei Landung
- Mitführen der Bremsen, die das Luftfahrzeug bei Landung verlangsamen und beim Parken vor wegrollen hindern
- Gewährleistung der Manövrierfähigkeit am Boden
- Andockpunkt für Pushbacks oder Katapultstart von Militärfliegern

Demnach können Fahrwerke je nach Anforderungen unterschiedlichste Designs aufweisen.

Auf den nachfolgenden Seiten werden ausgewählte Designs vorgestellt, um einen groben Überblick über die bereits bewährten Konstruktionen von sowohl Fahrwerken als auch Landevorrichtungen zu schaffen.

4.1 Flugzeugfahrwerk

Dieser Abschnitt beschäftigt sich primär mit der angewandten Methodik, die kinetische Energie beim Landen aufzunehmen und abzuleiten. Ein kleiner Teil der kinetischen Energie wird durch die Reifen und die Flugzeugstruktur aufgenommen. Der Hauptanteil wird allerdings durch die Stoßdämpfer aufgenommen [DAG20]. Abbildung 2 zeigt den Aufbau eines typischen Hauptfahrwerks eines Flugzeugs. Neben zahlreichen Streben für Einfahr- und Sperrmechanismen sind für uns die strukturellen Streben von Interesse. Darunter fällt die seitliche Strebe (Side Tube), der äußere Zylinder (Main Fitting) sowie der innere Zylinder (Sliding Tube) und das Torsionsgelenk (Torsion Link).

Die seitliche Strebe sorgt für zusätzliche Stabilität und die Reduzierung der Biegemomente auf das gesamte Fahrwerk beim Aufsetzen des Flugzeugs. Der innere und äußere Zylinder bilden das Herzstück des Fahrwerks und können sich ineinander verschieben. In Kombination mit einem Feder-Dämpfer-System, das als Bindeglied zwischen den beiden Komponenten dient, kann die kinetische Energie aufgenommen werden. Das Feder-Dämpfer-System befindet sich innerhalb des äußeren Zylinders und ist in Abbildung 2 nicht ersichtlich.

Das Torsionsgelenk soll die Rotation um die Achse vom inneren Zylinder verhindern. Durch die Leichtbauweise und die enormen Lasten, die bei einer Landung auftreten können, ist das Torsionsgelenk sehr anfällig für Vibrationen. Um diesen Effekt zu minimieren wird in vielen Flugzeugen (A320, B737) dieses Torsionsgelenk nicht aus Aluminium gefertigt, sondern aus Stahl, um die Masse zu erhöhen. Dies hat zur Folge, dass die Rotationsträgheit erhöht und die Vibrationen reduziert werden. Zusätzliche Vorteile von Stahl sind die höhere Steifigkeit und eine höhere Torsionsfestigkeit [DAG20].

Die Verwendung eines Dämpfers direkt im Verbindungselement des Torsionsgelenks (Torsion Link Damper) hat einen ähnlichen Effekt auf die Vibrationsanfälligkeit. Eine Masse, die sehr weit von der Drehachse entfernt ist, erhöht die bereits oben erwähnte Rotationsträgheit. Zusätzlich herrscht somit eine unterstützende direkte Dämpfung zwischen beiden Zylindern bereits im Torsionsgelenk [DAG20].

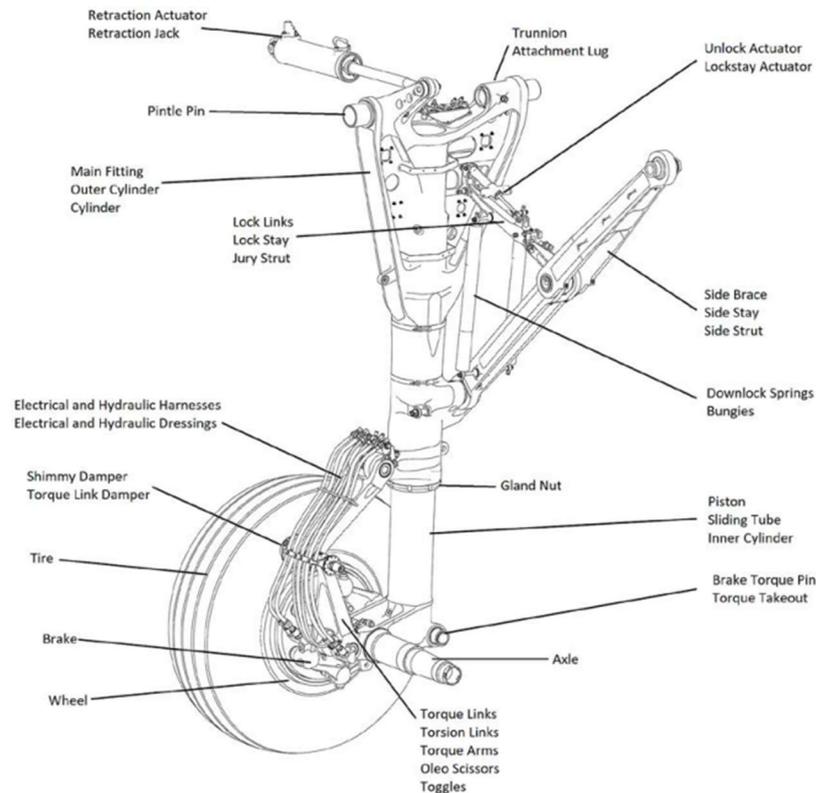


Abbildung 2: Typisches Zweireifen Hauptfahrwerk [DAG20]

4.2 Helikopterfahrwerk

Mit Betrachtung eines Helikopterfahrwerks kommen wir dem Anwendungsfall etwas näher. Ein Helikopter startet und landet, genau wie ein Multikopter, senkrecht mit vertikaler Hauptgeschwindigkeitskomponente und einer möglichst geringen horizontalen Geschwindigkeitskomponente. Daher kommt eine weitere Variante eines Fahrwerks in Betracht. Die Landekufen. Landekufen sind besonders gut geeignet für die Verwendung bei einem Helikopter, da sie einen geringeren Luftwiderstand und ein geringeres Gewicht als ein feststehendes Räderfahrwerk bieten. Zudem trägt die recht simple Konstruktion keine großen Wartungsarbeiten mit sich [WIK1].

Ein Nachteil der durchaus steifen Konstruktion der Landekufen ist die erhöhte Chance von Bodenresonanz. Eine dynamische Wechselwirkung bei Hubschraubern zwischen Rotorsystem und der Hubschrauberzelle auf der Landevorrichtung. Hierbei bildet die Hubschraubergesamtmasse in Verbindung mit dem auf dem Boden stehenden, federnden Landewerk ein schwingungsfähiges System, die den gesamten Hubschrauber zum Schwingen bringen kann [FMH09].

Die Bodenresonanz wird durch Dämpfersysteme am Rotor oder direkt an der Landevorrichtung eingedämmt. Unter anderem aus diesem Grund wird bei einigen Helikoptern das Räderfahrwerk dennoch verwendet. Beispielsweise bei sehr großen Modellen, die zusätzlich auf dem Boden oder einem Flugzeugträger bewegt werden müssen.

Der Aufbau eines Räderfahrwerks in einem Helikopter unterscheidet sich nicht bedeutend von dem eines Flugzeugfahrwerks. Für die Darstellung genügt also ein Blick in Abbildung 2.

4.3 Apollo Lunar Landing Module

Es gibt auch Lösungen und Konzepte von Landevorrichtungen die außerhalb der Troposphäre operieren. Dabei handelt es sich um sogenannten Lunar Lander oder auch Moon Lander, die für das landen auf der Mondoberfläche entwickelt worden sind.

Im Laufe der Jahre sind viele unbemannte und sogar bemannte Lunar Lander auf der Mondoberfläche gelandet, die alle unterschiedlichste Missionen verfolgt haben. Bei den Anforderungen an die Landevorrichtung hat sich am Grundkonzept allerdings wenig geändert. Die Anforderungen dokumentiert in den NASA Technologie Notes [NTN72] aus dem Jahre 1972 stimmen mit den Anforderungen an die Landevorrichtung des ESA Lunar Lander aus 2018 [ESA23] weitestgehend überein.

Die Payload, also das mitzutragende Gewicht des Lunar Landers, die Landeperformance und die strukturelle Performance werden unter anderen als Anforderungen genannt.

Um nicht jeden einzelnen Lunar Lander darzulegen, wird einer der bedeutendsten Lunar Lander genauer angeschaut, um das Konzept näher zu beschreiben. Dabei handelt es sich um das Apollo Lunar Module, das von 1969 bis 1972 bemannte Mondlandungen durchgeführt hat und in diesem Zeitraum stetig weiterentwickelt wurde.

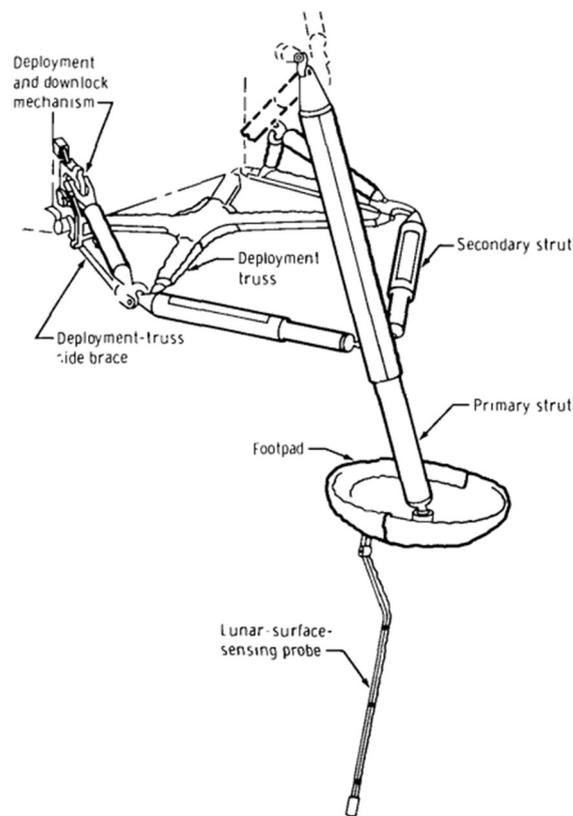


Abbildung 3: Lunar Modul Landing Gear [NTN72]

Abbildung 3 zeigt die Landevorrichtung des Lunar Moduls. Auffallend ist die Leichtbauweise, um das Gewicht des Lunar Moduls nicht unnötig zu vergrößern. Ideal umgesetzt wurde das hier mit der Fachwerksbauweise.

Die Landevorrichtung besteht aus einem Deployment-System (Ausfahrmechanismus), das für Platzsparmaßnahmen in der Trägerrakete benötigt wird, einer primären Strebe an der das Fußpad befestigt wird und zwei sekundären Streben, die für die Stabilisierung der Primären Strebe sorgen.

Eine Besonderheit an diesem Fahrwerk ist das Konzept, um die kinetische Energie beim Landevorgang aufzunehmen. In der Raumfahrt wird vieles sehr einfach gehalten, um Komplikationen (Showstopper) zu vermeiden. Daher haben die NASA-Ingenieure beschlossen, die Landevorrichtung nicht wiederverwendbar zu gestalten. Primär ging es schließlich nur um die einmalige Landung. Es wurden also keine Dämpfer oder Federn eingebaut, um den Impuls bei Landung aufzunehmen, wie es bei vielen Fahrzeugen auf der Erde der Fall ist. Hier wurden Kohlefaserverbundplatten in Honigwabenstruktur verwendet, die so hergestellt und überlagert wurden, um bei einer vorher fest definierten Last zusammengedrückt zu werden und so den Impuls bei der Landung abfangen zu können (Abbildung 4). Dieser Mechanismus findet sich sowohl in der primären, als auch in der sekundären Strebe wieder.

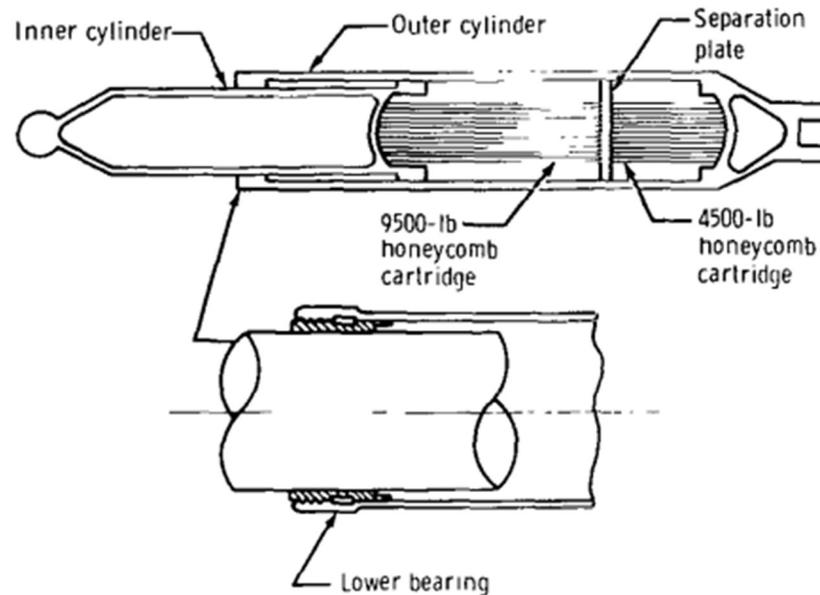


Abbildung 4: Querschnitt primäre Strebe [NTN72]

4.4 GEAMOS/SEAMOS Programm

Die Idee ein unbemanntes Fluggerät auf einem Schiff zu landen ist keine Neuheit. Der damalige Flugzeughersteller Dornier hat einige Programme für die Umsetzung begleitet. Unter anderem mit dem sogenannten VTOL-Demonstrator. Der VTOL-Demonstrator ist ein umgebauter Gyrodyne QH-50 Helikopter, der damals schon als Drohne fungierte und in der USA für die Aufklärung gesorgt hat [WIK2].

Es gab allerdings starke Probleme bei Start und Landung dieser Helikopter, unter anderem wegen des starken Wellengangs auf Schiffen. Auch das zeitlich unterschiedliche Aufsetzen der Füße bereitete Probleme. Es führte zu einem Drehmoment, um den zuerst aufsetzenden Fuß. Folglich drohte der Helikopter umzukippen, sobald das Aufsetzen der Fußplatten eine zu große Differenz hatte [WIK2].

Dornier löste das Problem mit einem Lasersystem, das die Decksbewegung analysierte, die Lage der startbereiten oder landenden Drohne mit einem Laser erfasste und die Drohne automatisch im richtigen Moment von der Plattform löste oder landete [WIK2].

Es wurde eine Plattform entwickelt, die Elektromagnete im Deck eingebaut hatte. Der VTOL-Demonstrator bekam vier magnetische Fußplatten als Gegenstück. Die Energiequelle für die Magneten befand sich demnach auf dem Landedeck und nicht an der Drohne selber. Dieser Umstand führte bei einem Stromausfall dazu, dass sich die Magnete abschalteten und die Drohne von der schrägen Plattform rutschte. Der Bedarf der Drohne war bereits in der Entwicklung strittig, so dass Dornier nach diesem Unfall die Drohne nicht mehr reparierte. Die Weiterentwicklung wurde 2002 niedergelegt und 2003 wurde das Projekt endgültig eingestellt [WIK2].

5 Theorie

In Kapitel 4 wurden konstruktive Möglichkeiten für die Aufnahme kinetischer Energie in der Luft- und Raumfahrt vorgestellt. In diesem Kapitel wird die Theorie gesammelt vorgestellt, die für die Simulation oder andere Berechnungen gebraucht werden, aber im Volltext den Lesefluss behindern würden.

Kinetische Energie

Die kinetische Energie ist die Energie, die ein Massepunkt oder ein Körper aufgrund seiner Bewegung erhält. Diese kinetische Energie ist Abhängig von der Masse m und der Geschwindigkeit v des bewegten Körpers [WON08]. Die kinetische Energie ist im Stillstand null, somit kann die Kinetische Energie mit der Beschleunigungsarbeit W gleichgesetzt werden [WON08].

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (1)$$

Potentielle Energie

Die potentielle Energie ist die Energie, die ein Massepunkt oder Körper aufgrund seiner Lage in Richtung der Erdbeschleunigung besitzt. Die potentielle Energie ist also stark definitionsabhängig. Die Lage des gewählten Nullniveau bestimmt die potentielle Energie maßgeblich mit. Das Nullniveau kann bei der Betrachtung des Systems also individuell bestimmt werden. Sie ist demnach abhängig von der Masse m , der Erdbeschleunigung g und der Entfernung zum Nullniveau z [WON08].

In der Auslegung für Flugzeugfahrwerke wird noch eine weitere Größe eingeführt. Der Hubanteil L . Dieser dient dazu, den Anteil der potentiellen Energie zu dimensionieren. Bei großen Verkehrsflugzeugen gilt $L = 0$. Die potentielle Energie wird zu 0. Für Leichtbauflugzeuge wird $L = 0,667$ gesetzt [RKS20].

$$E_p = (1 - L) \cdot m \cdot g \cdot z \quad (2)$$

Arbeit

Arbeit W wird verrichtet, wenn eine Kraft F auf einen Körper wirkt und dieser sich entlang der Kraft mit einer Strecke s verschiebt. Falls die Kraft nicht parallel zum Weg verläuft, wird nur die Kraftkomponente in Wegrichtung berücksichtigt [WON08].

$$W = F \cdot s \quad (3)$$

$$F = F \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

Formeln für die Simulation

Es wird Beschleunigungsarbeit aufgewendet, um die kinetische und potentielle Energie beim Landevorgang abzubauen. Kinetische und Potentielle Energie ist gleichzusetzen mit Arbeit, die durch eine Kraft oder der Erdbeschleunigung verrichtet wird [NOW08].

Die Grundgleichung der Mechanik lautet:

$$F = m \cdot a \quad (5)$$

Die Kraft erteilt dem Körper also eine gleichmäßige Beschleunigung a . Nach einer Zeit t ergeben sich folgende Werte für die Geschwindigkeit v und die Strecke s .

$$v = a \cdot t \quad (6)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (7)$$

Setzen man nun Gleichung (6) und (7) in die Formel für die Arbeit (3) ein, erhält man die weiter oben beschriebene kinetische Energie mit der Gleichung (1).

Der Satz des Pythagoras setzt sich für ein rechtwinkliges Dreieck wie folgt zusammen. Hierbei ist c die Hypotenuse, a und b Ankathete und Gegenkathete.

$$c^2 = a^2 + b^2 \quad (8)$$

Formeln für Berechnung der Kippsicherheit

Für die Berechnung der Kippsicherheit wird die Druckkraft der Luft auf die Drohne benötigt. Im ersten Schritt wird der Druckwiderstand nach Gleichung (9) berechnet. $c_p = 1$, da wir die Druckkraft im Staupunkt bestimmen wollen.

$$W_D = c_p \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (9)$$

Für die Druckkraft gilt dann:

$$F_D = W_D \cdot A \quad (10)$$

6 Konzeptphase

6.1 Konzipieren

Mit Grundlagen aus der Literaturrecherche geht es in die Konzipierung. In diesem Kapitel, der Konzeptphase, werden zwei Entwürfe vorgestellt und miteinander verglichen. Dabei sollen beide Designentwürfe auf die in Kapitel 2 festgelegten Anforderungen geprüft werden. Der Kinematik, grobe mechanische Berechnungen und das Gewicht.

6.1.1 Designentwurf 1: Feder-Dämpfer-System mit Torsionsstreben

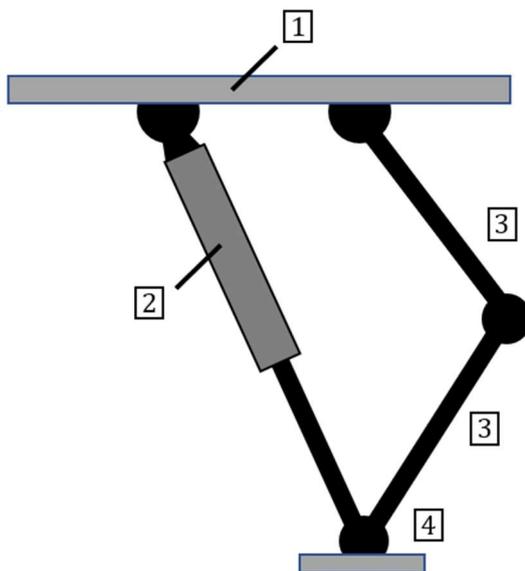


Abbildung 5: Designentwurf 1 Skizze

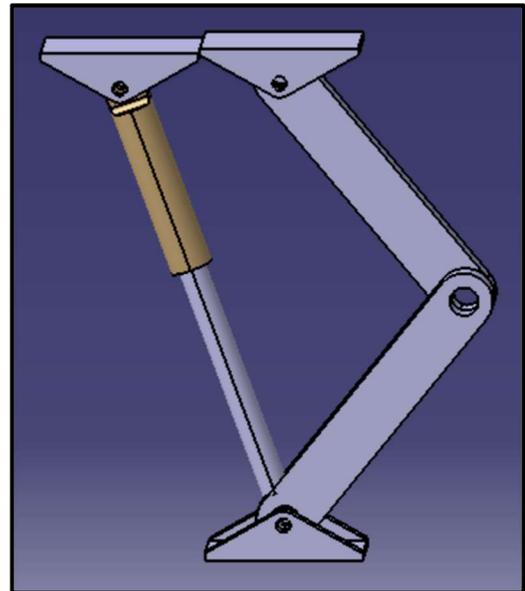


Abbildung 6: Designentwurf 1 CAD

Der erste Designentwurf besteht aus einem Feder-Dämpfersystem [2], zwei Torsionsstreben [3] und einem Fußpad [4], das mit einem Magnet für festen Stand nach dem Aufsetzen sorgt. Das Feder-Dämpfer-System soll die kinematische Energie beim Aufsetzen abbauen und die Drohne ohne Beschädigungen auf den Boden bringen.

Die zwei Torsionsstreben haben zwei Aufgaben. Zum einen soll damit die Torsion des Feder-Dämpfersystems verhindert und mögliche Biegemomente beim Aufsetzen aufgenommen werden. Weiterhin sollen sie als Führung für das Feder-Dämpfersystem dienen, ohne die das System willkürlich in der Luft hängen würde. Die Funktionalität der Landevorrichtung wäre nicht mehr gewährleistet. Aus selbigem Grunde werden am Interface der Drohne [1] zwei Verbindungspunkte benötigt.

6.1.2 Designentwurf 2: Lunar Landing Module

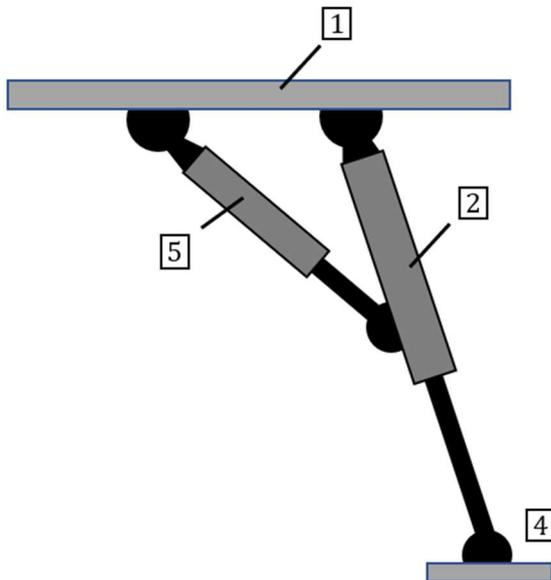


Abbildung 7: Designentwurf 2 Skizze

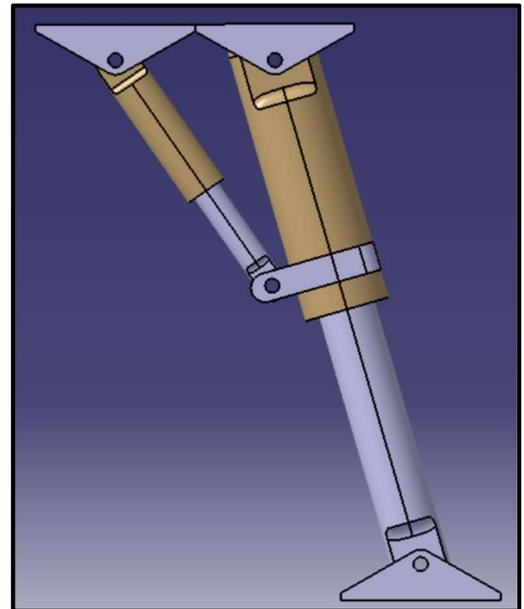


Abbildung 8: Designentwurf 2 CAD

Designentwurf 2 orientiert sich stark an dem Aufbau der Landevorrichtung vom Lunar Landing Module der NASA Apollo Missionen. Wie im Kapitel 4.3 bereits erwähnt, wurde diese Landevorrichtung für die einmalige Nutzung konzipiert. Allerdings kann daraus, mit Änderungen der dämpfenden Elemente, eine Lösung gewonnen werden, die für die Anforderungen des Projekts zu gebrauchen ist.

Dieser Entwurf besteht aus zwei Streben. Die Hauptstrebe verbindet das Drohneninterface **1** mit dem Fußpad **4**. Auch hier wird das Fußpad mit einem Magnet versehen, der für einen festen Stand auf dem Boden sorgt. Weiterhin ist die Hauptstrebe mit einem Feder-Dämpfer-System **2** ausgestattet und soll die kinetische Energie der Landung abbauen.

Die Nebenstrebe wird mit einem zusätzlichen Dämpfer **5** ausgestattet und am starren Teil der Hauptstrebe und dem Drohneninterface **1** verbunden. Dadurch sorgt sie für eine stabile Position der Hauptstrebe. Die Nebenstrebe muss eine veränderliche Länge haben, um den sicheren Stand und das Absenken zu ermöglichen – Mehr dazu in der kinetischen Analyse in Kapitel 6.3.2. Anders als die Hauptstrebe wird diese gestreckt und nicht gestaucht. Der Dämpfer **5** würde für eine zusätzliche Dämpfung sorgen und die Lastaufnahme in der Hauptstrebe unterstützen.

6.2 Aufgliedern der Funktionsbestandteile

6.2.1 Federn

Federn sind technische Bauteile, die meist aus Metall gefertigt werden. In beiden Designs wird die Feder verwendet, um die potentielle Energie aufzunehmen, zu speichern und diese als Rückstellkraft wieder aufbringen zu können.

Zur Charakteristik der Feder wird die Kenngröße Federkonstante, oder auch Federhärte, angegeben. Die Federkonstante c beschreibt den Zusammenhang zwischen Verformung und Kraft F oder einem Drehmoment M_t . Je nach Federnart kann es sich bei der Verformung um einen Weg s , oder einen Winkel φ handeln. Das Hookesche Gesetz beschreibt diesen linearen Zusammenhang für Metallfedern in einer sehr guten Näherung und lautet:

$$F = c \cdot \Delta x \quad (11)$$

In beiden Designs wird die herkömmliche Schraubenform eingesetzt, die mit einer Kraft F beansprucht wird um eine Verformung über einen Weg s ermöglichen.

6.2.2 Dämpfer

Stoßdämpfer haben die Aufgabe, die Federung zu ergänzen und Schwingungen der Konstruktion zügig abzubauen. Die Stoßdämpfer sollen die Wirkung des Impulses beim Aufprall im Landevorgang positiv beeinflussen. Ein Auf- und Abschwingen des Drohnegehäuse im Landevorgang soll nicht zugelassen werden.

Die Dämpferkräfte sind für Zug und Druck unterschiedlich, sowie nichtlinear über der Dämpfergeschwindigkeit. Die Formel für die Dämpferkraft F_D setzt sich wie folgt zusammen:

$$F_D = d \cdot \dot{x} = d \cdot v \quad (12)$$

Abbildung 9 zeigt beispielhaft das Zusammenspiel der Feder- und Dämpferkräfte in einem Oleo-Pneumatischen Stoßdämpfer. Diese finden typischerweise in Flugzeugfahrwerken Verwendung.

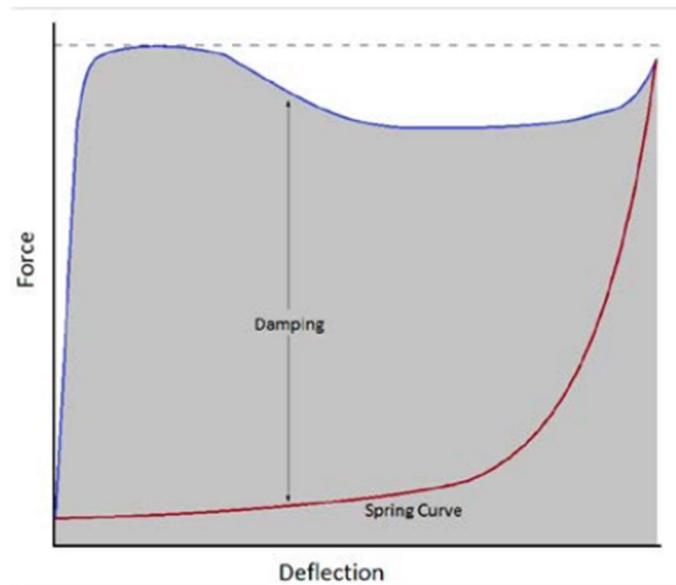


Abbildung 9: Kraft-Weg-Verhalten eines Oleo-Pneumatik System [RKS20]

6.2.3 Gelenk

Ein technisches Gelenk ist eine bewegliche Verbindung zwischen zwei starren Körpern. Gelenke werden nach ihrer Beweglichkeit eingeordnet. Dafür wurde der Begriff Freiheitsgrade eingeführt. Je mehr Freiheitsgrade Gelenke aufweisen, desto beweglicher sind sie.

Bezeichnung	Skizze	Symbol für kinematisches Schema	Gelenk-freiheitsgrad f
Drehgelenk			1
Schiebgelenk			1
Drehschiebgelenk			2
Kugelgelenk			3
Kurvengelenk			2

Abbildung 10: Grundform technischer Gelenke [SHB68]

Für die Beweglichkeit der Torsionsstreben wird ein Drehgelenk mit Freiheitsgrad $f = 1$ verwendet. So entstehen drei Gabelverbindungen im Designentwurf 1. Und zwei im Designentwurf 2.

Ein Kugelgelenk wäre für den Magnetfuß auch eine Option. Dies würde die Aufnahme der Torsionsstreben am Fuß aufwändiger gestalten. Da das Kugelgelenk keine großen Vorteile mit sich bringt, wird auf diesen Aufwand verzichtet.

6.2.4 Interface

Ein wichtiger Teil der Drohne ist das Interface für die Anbindung der Drohnenvorrichtung. Dieses dient als Grundlage für die Designumsetzung und ist schon an der aktuellen Drohne vorhanden. Das Interface ist für die beiden ausgewählten Drohnen identisch und in Abbildung 11 dargestellt.

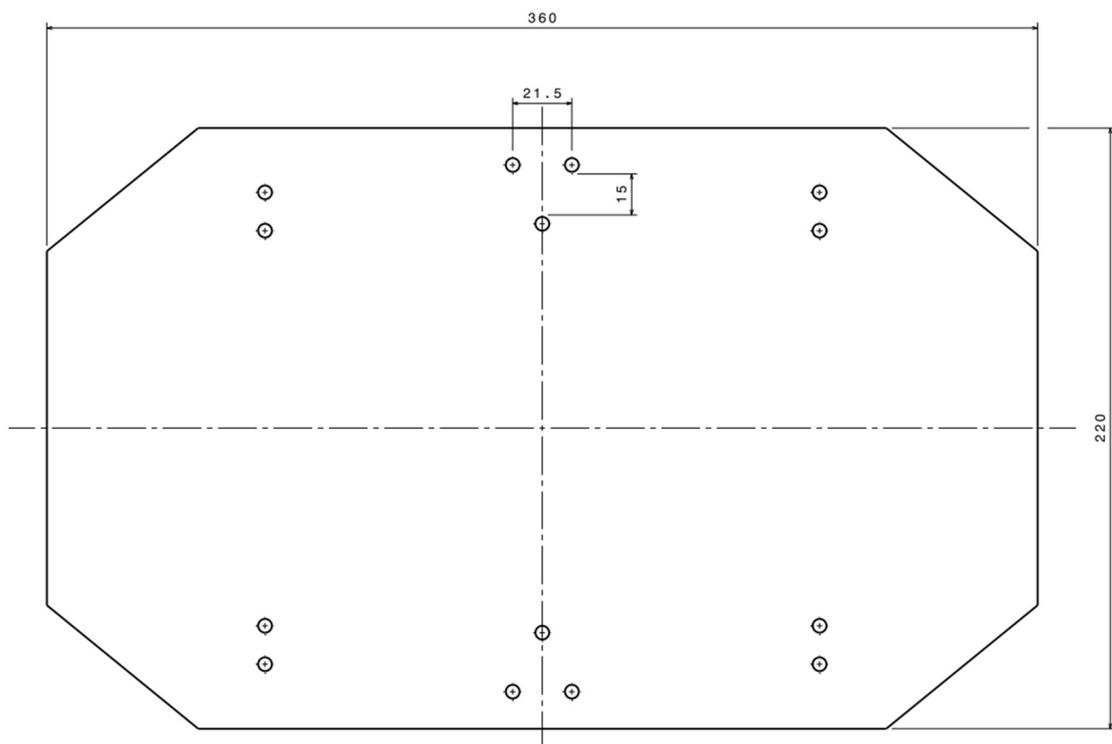


Abbildung 11: Interface der Drohnen EVO-X8 und EVO-X8 Heavy

6.3 Bewertung der Varianten

6.3.1 Kinetische Betrachtung

Noch sollen keine inneren Kräfte berücksichtigt werden. Eine Äußere Kraft, die bei der Landung eine zentrale Rolle spielt, wird in diesem Kapitel kurz angeschnitten. Es geht um die Kippsicherheit bei der Landung. Natürlich bieten die Magnetfüße keine Möglichkeit für ein Umkippen beim Aufsetzen, allerdings wird hier die Möglichkeit einer Landung auf anderem Untergrund nicht im Vorhinein ausgeschlossen. Um diesen Wert abzusichern, wird die Kippsicherheit bei maximal zulässiger Windgeschwindigkeit von $11 \frac{m}{s}$ unserer ausgewählten Drohne ECO-H8 Heavy bestimmt. Der Winkel für das Feder-Dämpfer-System in Design 1 und der Hauptstrebe in Design 2 wurde auf $\approx 20^\circ$ festgelegt, um das Kippverhalten positiv zu beeinflussen. Die Standweite der Drohne beträgt folglich $340mm$.

Die Kippsicherheit lässt sich aus der Division von dem anliegenden Standmoment M_S und dem Kippmoment M_K berechnen.

$$S_S = \frac{M_S}{M_K} \quad (13)$$

Die Kippkante KK (Abbildung 12) bietet hier den Drehpunkt der Drohne und somit den Drehpunkt für den folgenden Momentenvergleich. Mit den Gleichungen (9) und (10) wurde die Kraft F_D berechnet (Abgemessene Drohnenfläche $220mm \times 150mm$). Die Gewichtskraft G setzt sich aus dem Gewicht der Drohne von $10kg$ und der Erdbeschleunigung zusammen.

Setzt man die berechneten Momente in die Gleichung (13) ein, erhalten wir eine Kippsicherheit von:

$$S_S = \frac{98,1N \cdot 0,17m}{3,7N \cdot 0,375} = 12$$

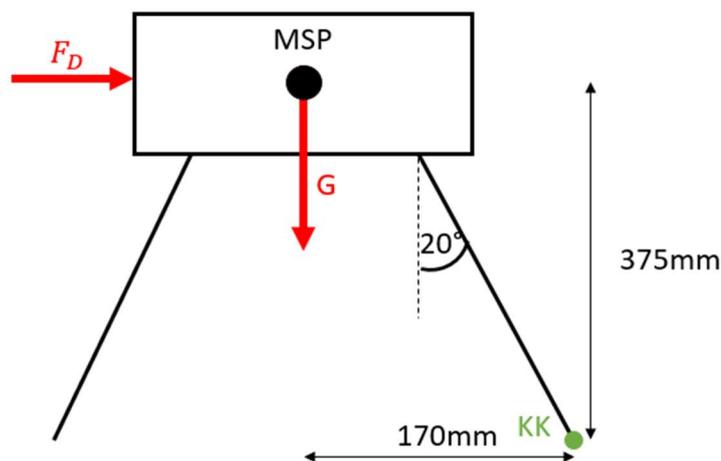


Abbildung 12: Schematische Darstellung für Berechnung des Kippmoments

6.3.2 Kinematische Betrachtung

Die Kinematische Betrachtung soll dazu dienen, erste Erkenntnisse über die Machbarkeit des Designs zu gewinnen. Es soll veranschaulicht werden, ob das System sich im Verlaufe der Belastung so verhält wie es im Entwurf gedacht war. Weiterhin sollen erste Daten für überschlägige Berechnungen bestimmt werden. Beispielsweise über die Längenänderungen der Streben, die für erste Berechnungen der Feder- und Dämpferkraft benötigt werden.

Für die kinematische Analyse wurde ein Skelett der Designs in CATIA CAD erstellt. Um eine solide Aussage zu treffen, ob das Design so funktioniert wie es gedacht ist, wurden 2 Fälle definiert, die für beide Entwürfe geprüft werden.

Die Höhe des Drohneninterfaces liegt bei 400mm . Die Verbindungselemente sollen auf der Höhe von 350mm an die neu konstruierte Landevorrichtung angebracht werden. Dieser Wert entspricht der ungefähren Höhe der Drohne mit Landevorrichtung von Werk aus.

Es soll nun herausgefunden werden, welche Absenkung die Drohne theoretisch maximal erreichen kann, ohne sich selbst oder Umgebungsgeometrien zu behindern. Weiterhin soll für die Designauswahl bestimmt werden, wie sich die Absenkung der Drohne auf die Längenänderung des Feder-/Dämpfersystems auswirkt.

Designentwurf 1

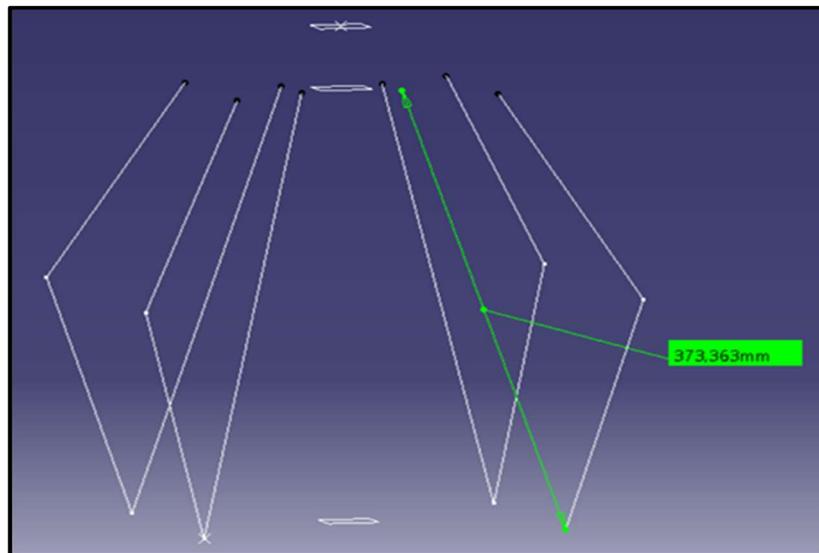


Abbildung 13: Skelett Designentwurf 1 in Ursprungszustand

Da die Torsionsstreben in diesem Design ihre Länge beibehalten, ist das Einknicken dieser die Begrenzung fürs Absenken. Mit der oben angegebenen Höhe des Drohneninterfaces von 350mm liegt die kürzest mögliche Länge der Torsionsstreben bei 180mm . Beim Aufsetzen der Drohne beträgt die Länge des Feder-Dämpfer-Systems $\approx 370\text{mm}$.

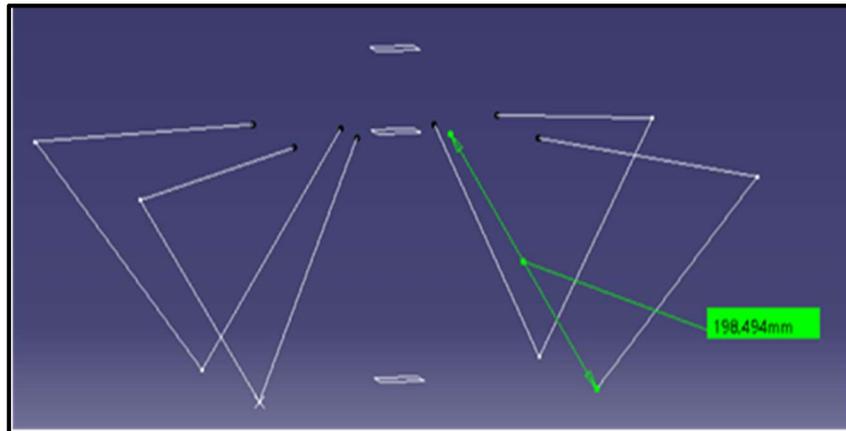


Abbildung 14: Skelett Designentwurf 1 - Eingefederte Zustand

Abbildung 14 zeigt den eingefederten Zustand. Die Drohne konnte so weit absenken, bis die obere Torsionsstrebe die Horizontale erreicht hat und das Drohneninterface berührt. Eine Verkürzung der Torsionsstrebe würde zwar helfen, allerdings wären sie dann zu kurz um den Regelzustand, und somit die Höhe von 400mm vom Drohneninterface zu erreichen. Die Länge des Feder-Dämpfer-Systems ist beim Einfedern auf 198mm gestaucht worden. Somit kommen wir auf eine maximale Stauchung des Feder-Dämpfer Systems von $370\text{mm} - 198\text{mm} = 172\text{mm}$.

Designentwurf 2

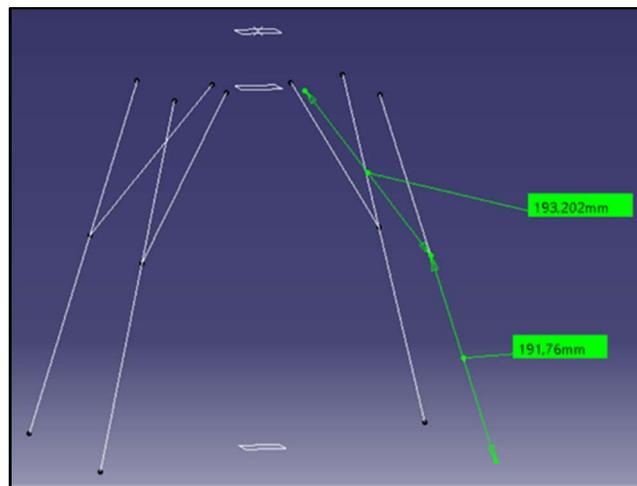


Abbildung 15: Skelett Designentwurf 2 in Ursprungszustand

Da sich im zweiten Designentwurf keine Torsionsstreben zusammenfalten müssen, ist die begrenzende Geometrie für das Absenken lediglich die Berührung mit dem Fuß. Hier wurde 40mm als einen plausiblen Abstand zum Fußpad angenommen.

Der dynamische und damit interessante Part der Hauptstrebe beginnt vereinfacht unter dem Knotenpunkt mit der Nebenstrebe. Die Länge bis zum Fußpad misst $\approx 190\text{mm}$. Die Nebenstrebe misst die gleiche Länge von $\approx 190\text{mm}$.

Mit Einfedern und Absenken der Drohne staucht sich der dynamische Teil der Hauptstrebe auf $\approx 40\text{mm}$. Der Hubweg beträgt demnach $\approx 150\text{mm}$. Interessant wird es beim Dämpfer auf der Nebenstrebe. Dieser wird nicht gestaucht, sondern um $\approx 15\text{mm}$ gestreckt. Die Absenkung des Drohnengehäuse liegt bei 170mm .

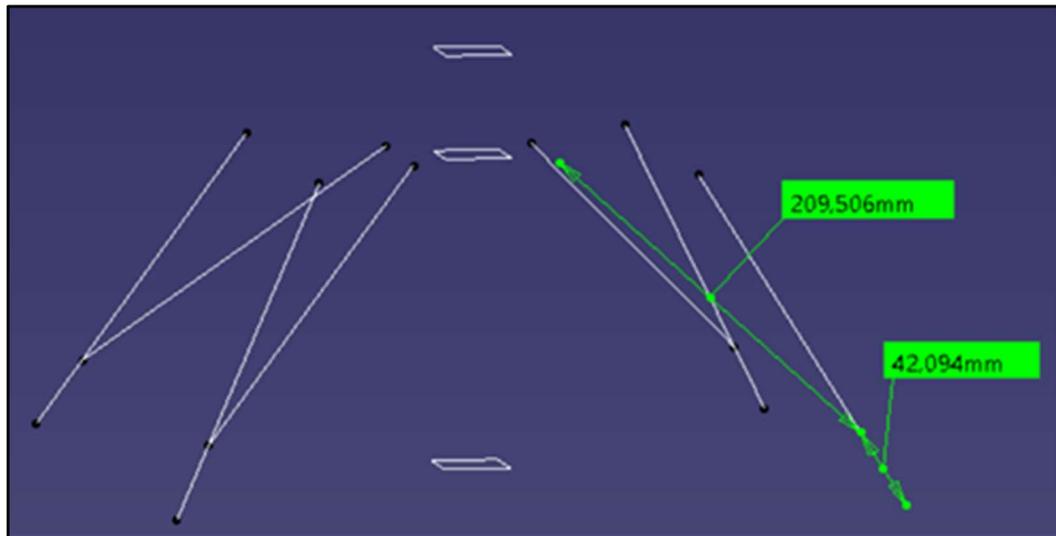


Abbildung 16: Skelett Designentwurf 2 - eingefederte Zustand

Tabellarische Darstellung der Ergebnisse aus der Kinematischen Analyse

Tabelle 2: Kinematische Analyse

	Design 1	Design 2
Absenkung der Drohne [mm]	200mm	170mm
Feder-Dämpfer-Hub [mm]	170mm	150mm
Start-/ Endwinkel [°]	20°/40°	20°/36°

6.3.3 Gewichtsanalyse

Wie im Kapitel 2 beschrieben ist eine der wichtigsten Anforderung an das Design der Leichtbau. Die ausgewählte Drohne EV0-X8 Heavy wiegt 10kg. Jegliche Verbindungselemente, die unabhängig in jedem der Designs auftreten, werden nicht mitberechnet.

Für die beiden Hauptstreben der beiden Designs (Unter Kapitel 4.1, Bezugsnummer [2]) wurden überschlägig das Gewicht von 600g angenommen. Eine Stahlfeder in dieser Größenordnung wiegt in der Regel 500g. Mit Rücksichtnahme auf den Leichtbau wird hier eine Titanfeder verwendet, die mit 400g etwas leichter ist. Der Dämpfer wiegt nach einer Literaturrecherche etwa 500g. Der Fuß mit der Bezugsnummer [4] und die Torsionsstreben [3] wurden im CAD-Programm Vordimensioniert und das Gewicht mit CFK (Dichte = 1,5 kg/m³) bestimmt.

Nochmals darauf hinzuweisen ist, dass diese Werte Vordimensionierungen sind und lediglich eine grobe Abschätzung des Gewichts ermöglichen sollen.

Tabelle 3: Gewichtsanalyse

Bauteil	Bezugs-Nr.	Design 1	Design 2
Feder-Dämpfer-System	[2]	700g	700g
Dämpfer	[5]	-	400g
Torsionsstreben	[3]	2x150g	-
Fußpad	[4]	150g	150g
Gesamtgewicht	-	1150g / 1,15kg	1250g / 1,25kg
Gesamtgewicht Landevorrichtung	-	3450g / 3,45kg	3750g / 3,75kg

Das Gesamtgewicht der Landevorrichtung wird mit der Anzahl der Standbeine multipliziert. Da ein dreibeiniges Design keine negativen Eigenschaften mit sich bringt und zudem für Gewichtersparnisse sorgt, wird die Landevorrichtung mit drei Federbeinen konstruiert.

6.4 Auswahl der Vorzugslösung

Beide Designs wurden in den vorherigen Kapiteln auf Gewicht und Kinematik geprüft und miteinander verglichen.

Die Gewichtsanalyse (Tabelle 3) ergab keine großen Unterschiede. Mit ca. $3,5\text{kg}$ sind beide Designs im akzeptablen Bereich und verlangen der ausgewählten Drohne nicht die volle Payload ab. Die Leichtbaubedingung aus Kapitel 2 erfüllen demnach beide Entwürfe.

Aus der kinematischen Betrachtung geht hervor, dass mit dem ausgewählten Design 1 eine theoretisch maximale Absenkung von $0,2\text{m}$ erreicht werden kann. In der Praxis ist diese Absenkung aus Bauraumgründen nicht möglich. Der Hub des Feder Dämpfer System ist mit 172mm zwar mehr als ausreichend, allerdings kann nach einer kurzen Recherche kein Dämpfer gefunden werden, der einen Hub von 170mm gewährleistet und gleichzeitig eine Baulänge von nur 370mm hat. Eine ausgewählte Gasdruckfeder mit Rückstellkraft von KMS ist als Referenz dem Anhang beigefügt (Anhang 2). Für eine Baulänge von 370mm , die aus der kinematischen Analyse hervorgeht, kommt bei diesem Modell nur ein Hub von maximal 150mm in Frage.

Mit der Begrenzung des maximalen Hubs auf 150mm erreicht auch das Design 1 eine Absenkung von $\approx 170\text{mm}$. Start- und Endwinkel sind folglich ebenfalls identisch.

Das Design 2 hat das selbe Problem, allerdings ist der theoretische Hub mit 150mm bereits Deckungsgleich mit dem tatsächlich nutzbaren Hub der KMS Gasdruckfeder. Für die zweite Strebe kann ein kleinerer Dämpfer von KMS in Betracht gezogen werden, der den Hub von 10mm abdecken kann. Es liegen demnach keine Unterschiede bei der kinematischen Analyse vor. In der Praxis sind die Bauraumbegrenzungen identisch.

Die Entscheidung für die Auswahl des Designs fällt mit Betrachtung der Komplexität. Beide Designs erfüllen die in Kapitel 2 aufgeführten Anforderungen, aber unterscheiden sich in der Komplexität. Mit Blick in den weiteren Verlauf der Konstruktion wird ein Designentwurf durch seine Komplexität mehr Aufwand in der Simulation und Berechnung erfordern, als der andere. Designentwurf 2 hat mit zwei veränderlichen Strebenlängen einen komplexeren Simulationsaufbau. Auch die Kraftverteilung auf beide Streben muss berechnet und berücksichtigt werden.

Designentwurf 1 ist simpel, schnell und erkenntnisreicher in der Simulation. Es existiert nur ein Federbein mit veränderlicher Länge, die in der Simulation gut bestimmt werden kann. Die Torsionsstreben sollen keine Bremsarbeit beim Landevorgang leisten, sondern nur die Torsion verhindern und als Führung dienen.

Aufgezählte Gründe führen zu der Entscheidung, den Designentwurf 1, ein Federbein mit Torsionsstreben, für die detaillierte Konstruktion auszuwählen.

Tabelle 4: Praktisch mögliche kinematische Beweglichkeit

	Design 1
Absenkung der Drohne [mm]	170mm
Feder-Dämpfer-Hub [mm]	150mm
Start-/ Endwinkel [°]	20°/36°

7 Simulation

In diesem Kapitel geht es um die Simulation des ausgewählten Designentwurfs 1. Das Ziel dieses Kapitels ist, die Einfederung der Landevorrichtung mit idealer Feder-/Dämpferkonstante zu simulieren.

Für die Modellbildung wird ein Kräftedreieck betrachtet. Alle Maße wurden aus Tabelle 4 im Kapitel 6.4 entnommen. Die Variable x beschreibt den Weg der Absenkung des Drohnengehäuse und ist in der Simulation die maßgebende Größe.

Es soll gelten: $x_1 = 170\text{mm}$ und $x_2 = 0$ \Rightarrow $h(x_1) = 350\text{mm}$ und $h(x_2) = 180\text{mm}$
 $l(x_1) = 370\text{mm}$ und $l(x_2) = 220\text{mm}$

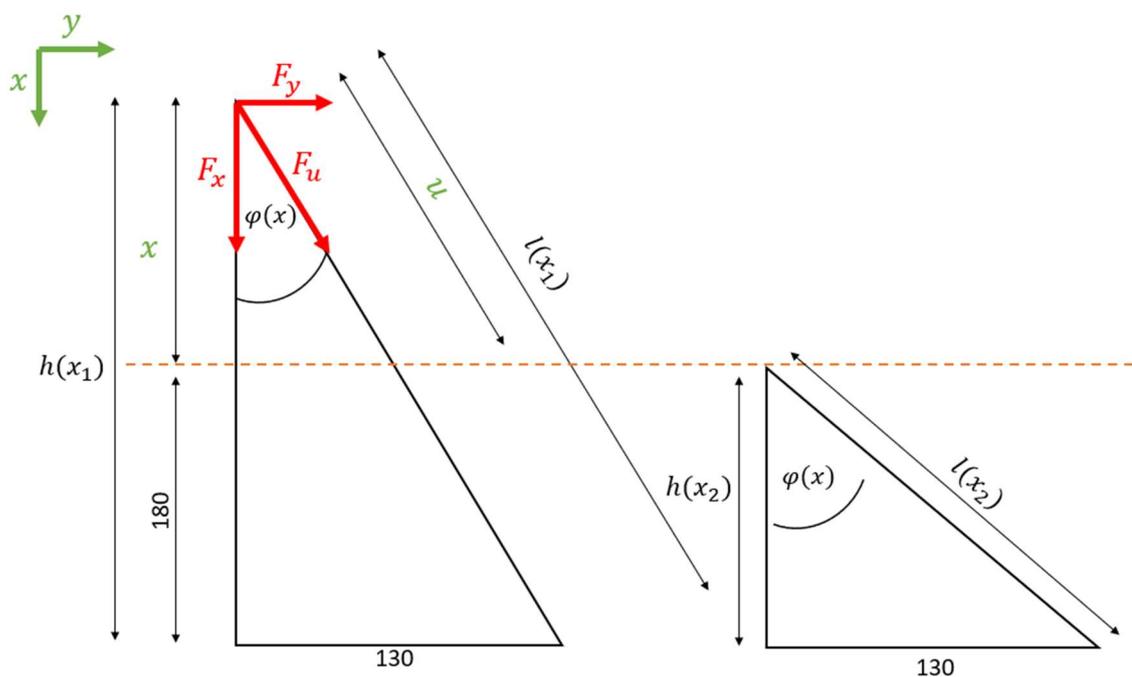


Abbildung 17: Skizze Modellbildung Simulation

Die Bezeichnungen in Abbildung 17 setzen sich wie folgt zusammen:

$h(x)$: Höhe des Drohnengehäuse [mm]

$l(x)$: Länge des Feder-Dämpfer-System (Hauptstrebe, Bezeichnungsnummer **2**) [mm]

x : Weg der Absenkung des Drohnengehäuse [mm]

u : Hub des Feder-Dämpfer-System [mm]

$\varphi(x)$: Winkeländerung in Abhängigkeit von x [°]

F_x : Kraft in Simulationsrichtung/ Normalkraft auf Drohne [N]

F_y : Querkraft/ Scherkraft auf Drohne [N]

F_u : Kraft in Federbein/ Kraftwirkung auf Drohne [N]

Abbildung 17 zeigt, dass der Arbeitsweg der Feder und des Dämpfers nicht kongruent mit dem Weg der Absenkung sind. Die Winkelbeziehung hat einen negativen Einfluss auf die Kraftübertragung. Die Feder und der Dämpfer müssen mehr Bremsarbeit leisten um die Absenkung in x -Richtung entgegen zu wirken (siehe Kräftedreieck Abbildung 17). Diese Winkeländerung betrifft alle wichtigen Parameter und wird in der Simulation mit einer Vereinfachung berücksichtigt.

Die Standweite von 130mm ist beim gesamten Landeprozess unveränderlich und ist ein Produkt aus der Anforderung für Kippsicherheit.

Mit Blick auf Abbildung 17 kann jede Größe zu jedem Zeitpunkt bestimmt werden, solange die Längen $h(x)$ oder $l(x)$ bekannt sind. Entweder unter Verwendung vom Satz des Pythagoras (Gleichung (8)) oder mit Verwendung der trigonometrischen Funktionen Kosinus, Sinus, Tangens und dem Winkel φ .

Mit x als maßgebende Variable für die Simulation und der Konstanten Standweite des Federfußes von 130mm kann der Winkel zu jedem Zeitpunkt im Simulationsverlauf bestimmt werden.

$$\varphi(x) = \arctan\left(\frac{130}{180 + x}\right) \quad (14)$$

$$l(x) = \frac{130}{\sin(\varphi)} \quad (15)$$

Der Hub u des Feder-Dämpfer-Systems wird letztendlich wie folgt bestimmt:

$$u = 370 - l(x) \quad (16)$$

7.1 Modellierung mit Simulink

Um die Landung der Drohne mit der ausgewählten Landevorrichtung zu simulieren, muss die Bewegungsgleichung des Systems ermittelt werden. Dafür werden die auf die Drohne wirkenden Kräfte bei der Landung ermittelt und das dynamische Gleichgewicht aufgestellt (Abbildung 18).

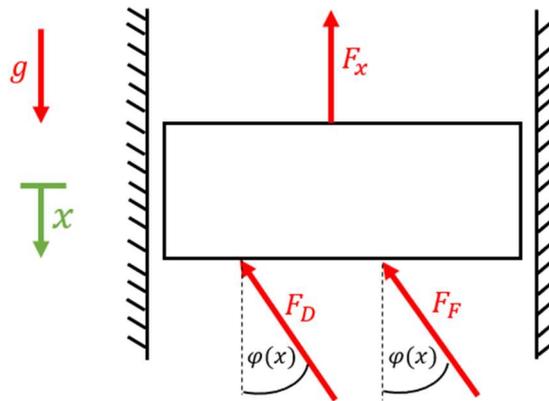


Abbildung 18: Kräftegleichgewicht Landevorgang

Die Federkraft F_F und die Dämpferkraft F_D wirken der Bewegungskraft der Masse entgegen [WON08]. Gleiches gilt für die Massenträgheitskraft F_x , die auch unter der d'Alembertsche Trägheit bekannt ist.

Das Kräftedreieck (Abbildung 19) beschreibt die Beziehungen zwischen F_x , F_u und F_y . Der Simulink Schaltplan berechnet die Beschleunigung, die Geschwindigkeit und den Weg in x -Richtung nach Abbildung 17. Für die Bewegungsgleichung wird F_x mit F_u , der tatsächlich wirkenden Kraft auf Feder und Dämpfer, und dem veränderlichen Winkel $\varphi(x)$ beschrieben. Es folgt Gleichung (17):

$$F_x = F_u \cdot \cos(\varphi(x)) \quad (17)$$

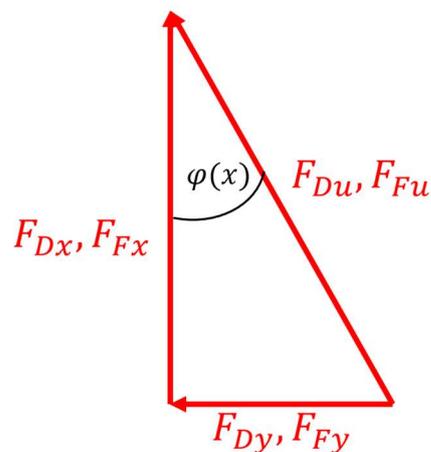


Abbildung 19: Kräftedreieck

Mit Hinzunahme der Erdbeschleunigung wird das dynamische Gleichgewicht in x- Richtung ermittelt:

$$+\downarrow: 0 = -F_x - F_{Dx} - F_{Fx} + g$$

Es wird Gleichung (17) eingesetzt.

$$\Leftrightarrow +\downarrow: 0 = -F_x - F_{Du} \cdot \cos(\varphi(x)) - F_{Fu} \cdot \cos(\varphi(x)) + g$$

Gleichung (11) für die Federkraft, Gleichung (12) für die Dämpferkraft und das zweite Newtonschen Gesetz ergeben:

$$\Leftrightarrow +\downarrow: 0 = -m \cdot \ddot{x} - d \cdot \dot{x} \cdot \cos(\varphi(x)) - c \cdot x \cdot \cos(\varphi(x)) + g$$

Mit -1 multipliziert ergibt sich hieraus die Bewegungsgleichung des Systems.

$$0 = m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} \cdot \cos(\varphi(x)) + c \cdot x \cdot \cos(\varphi(x)) - g \quad (18)$$

Normiert, also durch die Masse m geteilt und nach \ddot{x} umgestellt:

$$\ddot{x} = -\frac{d \cdot \cos(\varphi(x))}{m} \cdot \dot{x} - \frac{c \cdot \cos(\varphi(x))}{m} \cdot x + \frac{g}{m} \quad (19)$$

Formel (18) ist die Bewegungsgleichung einer freien gedämpften Schwingung mit Berücksichtigung einer Winkelbeziehung. Es gibt keine Erregerfunktion, keine Störfunktion. Mathematisch liegt eine homogene Differenzialgleichung 2. Ordnung vor.

Die Lösung einer Differenzialgleichung ist immer eine Funktion. Diese Art von Differenzialgleichung kann sowohl analytisch als auch numerisch gelöst werden. In dieser Arbeit wird die Differenzialgleichung numerisch mit einem Simulink Schaltplan gelöst. Das ist in der Regel aufwändiger als nach einer analytischen Lösung zu suchen, aber die numerische Lösung mit Simulink bietet eine Verknüpfung mit dem MATLAB Skript für die Parameterstudie. Was im späteren Verlauf wegen der hohen Anzahl an Lösungsmöglichkeiten sowieso nicht mehr manuell gelöst werden kann.

Der Simulink Gesamtschaltplan kann im Anhang 3 nachgeschlagen werden. In diesem Abschnitt wird auf die Teilelemente eingegangen.

Lösung der Differentialgleichung

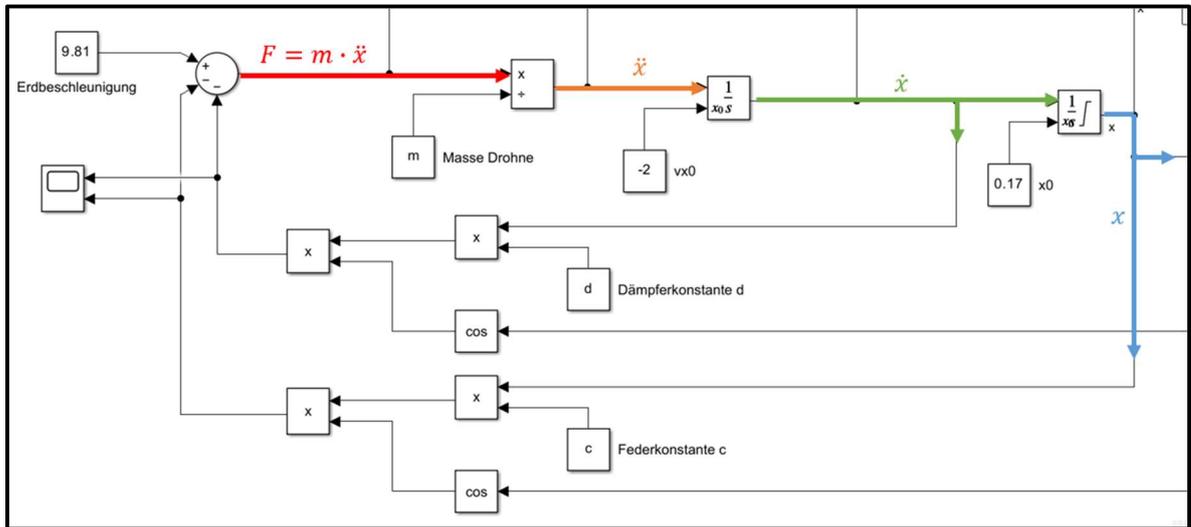


Abbildung 20: Simulink Schaltplan Lösung DGL

Der in Abbildung 20 gezeigte Teil des Simulink Schaltplans beschreibt die Lösung der Differentialgleichung (19) mit dazugehöriger Abbildung 18. Der Schaltplan wird im folgenden Abschnitt im Uhrzeigersinn erläutert.

In der Gleichung (19) befinden sich auf der rechten Seite drei Operatoren. Demnach findet sich das Operatorkästchen in der oberen linken Ecke wieder. Hier werden Dämpferkraft, Federkraft und die Erdbeschleunigung mit jedem Iterationsschritt erneut verrechnet um eine Kraft F_x , die Kraft in Simulationsrichtung, zu erhalten. In Gleichung (19) werden alle Operatoren durch die Masse m geteilt, um alleinstehend die Beschleunigung als Ergebnis zu erhalten. Die Beschleunigung \ddot{x} wird nun doppelt Integriert um zum einen die Geschwindigkeit \dot{x} und den Weg x zu erhalten. Wie in Kapitel 6.2 beschrieben wird die Dämpferkraft in Abhängigkeit der Dämpferkonstante d und der Geschwindigkeit \dot{x} ermittelt. Die Federkraft berechnet sich durch die Federkonstante c und den Weg x .

Um eine Iteration zu erhalten werden die Integrierten Variablen \dot{x} und x mit der Dämpferkonstante d und der Federkonstante c mit jedem Iterationsschritt erneut verrechnet. Lediglich die Erdbeschleunigung bleibt konstant.

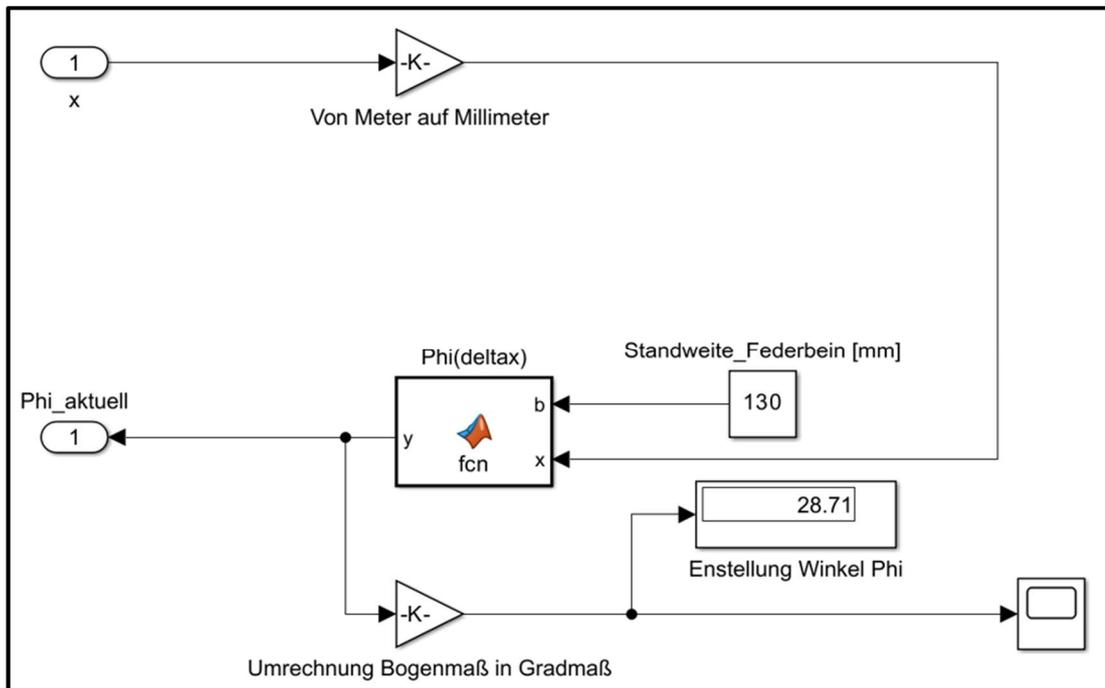
Berücksichtigung des veränderlichen Winkels $\varphi(x)$ nach Gleichung (14)

Abbildung 21: Simulink Schaltplan Winkeländerung

Dieser Teil des Simulink Schaltplan nimmt sich in jedem Iterationsschritt den aktuellen x -Wert, um den aktuellen Winkel $\varphi(x)$ auszurechnen. Der x -Wert, die Absenkungsvariable, wird in Meter aus der Differenzialgleichung entnommen und in Millimeter umgerechnet. Die MATLAB Funktion $\text{Phi}(\text{deltax})$ in der Mitte des Schaltplanes beschreibt die Umrechnung für $\varphi(x)$ nach Gleichung (14).

Die in Gleichung (17) beschriebene Umrechnung wird im Simulink wie in **Abbildung 22** dargestellt umgesetzt.

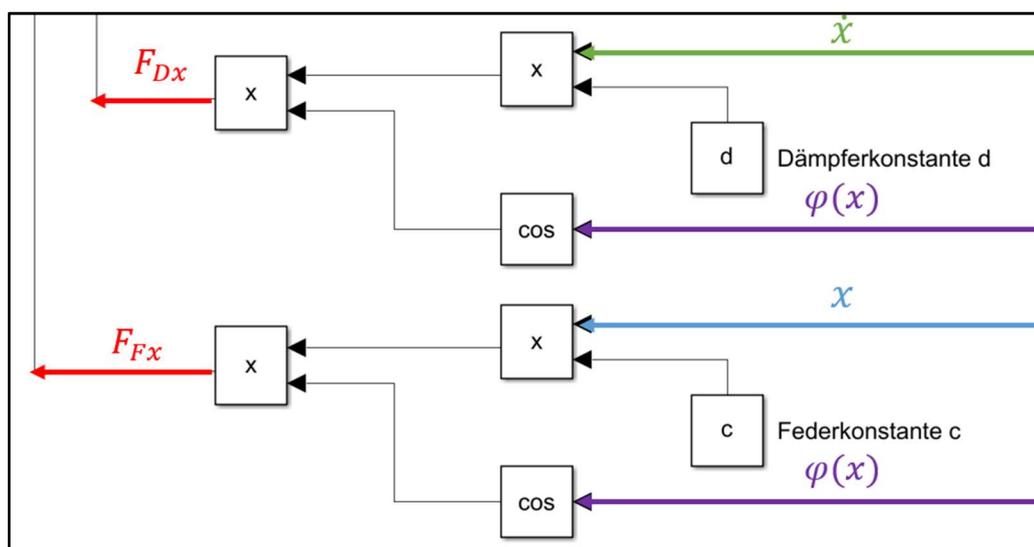


Abbildung 22: Umsetzung Vereinfachung in Simulink

Umrechnung F_x in F_u

Die im Simulink Schaltplan nach der Addition und Subtraktion der drei Operatoren auftauchende Kraft ist die Kraft F_x in x -Richtung. Um die wirkende Kraft auf das Federbein zu bestimmen, wird Gleichung (17) nach F_u umgestellt. Im Simulink Schaltplan ist diese Umrechnung wie in Abbildung 23 dargestellt.

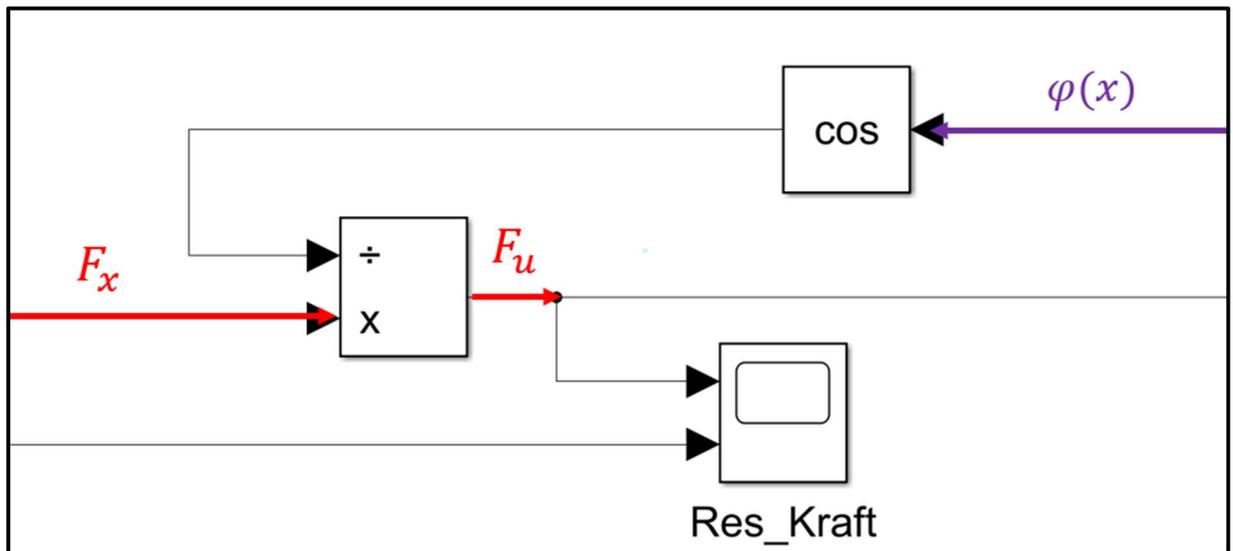


Abbildung 23: Umrechnung Kraft in Federbein

7.2 Parameter für Simulation

Das Simulink Modell berücksichtigt nur ein Federbein. Demnach muss die Masse so aufgeteilt werden, dass auch nur die Masse berücksichtigt wird, die bei Landung eines der drei Federbeine belastet.

In Tabelle 3: Gewichtsanalyse findet sich das überschlägige Gewicht der Landevorrichtung mit $3,45kg$. Aus Tabelle 1: Tabellarischer Vergleich - Drohnenfuhrpark kann das Grundgewicht der ausgewählten Drohne EVO-X8 Heavy von $10kg$ entnommen werden. Um allerdings eine eher konservativere Berechnung zu haben, wird hier auf das MTOW von $20kg$ zurückgegriffen und nicht mit der Addition von Grundgewicht und Gewicht der Landevorrichtung gerechnet. Bei drei Federbeinen ergibt sich hier eine Masse von $\approx 7kg$, die pro Federbein abgebremst werden muss.

Den Startwert x_0 von $170mm$, oder $0,17m$ im Simulink Modell, unseres Designs entnehmen wir aus dem Kapitel kinematische Analyse, Tabelle 4.

Die maximal zulässige Landegeschwindigkeit liegt wie in Kapitel 2 beschrieben bei $1 \frac{m}{s}$ und soll sich erhöhen. Die Parameterstudie wird mit drei verschiedene Landegeschwindigkeiten durchgeführt um die bestmögliche Kombination aus Feder und Dämpferkonstante herauszufinden. Dazu gehören $2 \frac{m}{s}$, $2,5 \frac{m}{s}$ und $3 \frac{m}{s}$.

Das MATLAB Skript für die Parameterstudie kann sich im Anhang 3 genauer angesehen werden. Es durchläuft drei ineinander gebaute Schleifen die jede Kombination aus den drei gewählten Landegeschwindigkeiten mit variabler Federkonstante c und variabler Dämpferkonstante d berücksichtigt. Die Bedingung für die Kombination um als Lösung in Frage zu kommen, ist das die Absenkvariable x zu jeder Zeit > 0 sein soll. Kann eine Kombination diese Bedingung nicht erfüllen, wird sie nicht mehr berücksichtigt.

Alle Kombinationen, die diese Bedingung erfüllen, werden in einer Exceltabelle erfasst. Es wird die Kombination rausgesucht, die die geringste resultierende Kraft beim Landevorgang auf die Drohne ausübt. Diese Suche würde durch die Anzahl an Möglichkeiten manuell zu lange dauern. Es wird ein weiteres kurzes MATLAB Skript mit einer Find-Funktion für den geringsten Wert in einer Spalte verwendet.

Tabelle 5: Parameterauswahl

Parameter	Werte
Landegeschwindigkeit v_0	$2 \frac{m}{s}$, $2,5 \frac{m}{s}$ und $3 \frac{m}{s}$.
Drohnenhöhe x_0	$0.17m$
Masse m	$7kg$
Federkonstante c	$50 - 200 \frac{N}{m}$
Dämpferkonstante d	$50 - 200 \frac{Ns}{m}$
Erdbeschleunigung g	$9,81 \frac{m}{s}$

7.3 Ergebnisse

Lösungen ,die eine Absenkung < 0.17 ergeben, werden durch das MATLAB Skript automatisch in eine Exceltabelle geschrieben. Zusammen mit der Landegeschwindigkeit, der maximalen resultierenden Kraft auf die Drohne mit und ohne Landevorrichtung, der Feder- und Dämpferkonstante der Lösung und die maximale Absenkung in x-Richtung (siehe Abbildung 24).

v0	FoVL	Fmax	xmin	xmax	Federkonstante	Dämpferkonstante
-2	1400	180,264834	0,019897915	0,17	60	90
-2	1400	200,264834	0,033533788	0,17	60	100
-2	1400	220,264834	0,044603973	0,17	60	110
-2	1400	240,264834	0,053707359	0,17	60	120

Abbildung 24: Beispiel Ergebnistabelle

Aus der Simulation gehen drei Konfigurationen hervor, die die geringste Kraftwirkung auf die Drohne zur Folge haben. Diese Konfigurationen sind in Tabelle 6 zusammengetragen. Im Anhang 3 finden sich die grafischen Darstellungen der Simulationsergebnisse.

Tabelle 6: Simulationsergebnisse für gegebene Landegeschwindigkeit

$v0 \left[\frac{m}{s} \right]$	$F_{oLV} [N]$	$F_u [N]$	$F_x [N]$	$\Delta x [m]$	$c \left[\frac{N}{m} \right]$	$d \left[\frac{Ns}{m} \right]$
2	1400	156	146	0,17	200	90
2,5	2188	253	237	0,17	190	110
3	3150	381	357	0,17	110	130

Mit:

$v0$: Landegeschwindigkeit $\left[\frac{m}{s} \right]$

F_{oLV} : Theoretische Kraftwirkung auf Drohne ohne Landevorrichtung $[N]$

F_{max} : Maximale Kraftwirkung auf Drohne $[N]$

Δx : Maximale Absenkung der Drohne $[m]$

c : Federkonstante $\left[\frac{N}{mm} \right]$

d : Dämpferkonstante $\left[\frac{Ns}{m} \right]$

8 Konstruktion

8.1 CAD-Modell

In diesem Kapitel wird das Design im CAD-Modell vorgestellt und grundlegende Berechnungen für die Dimensionierung wichtiger Bauteile durchgeführt. Die Dimensionierung der Bauteile wird mit der Landegeschwindigkeit von $2,5 \frac{m}{s}$ durchgeführt.

Das CAD-Modell wird in seiner Gesamtheit in Abbildung 25 abgebildet. Lediglich die grüne Platte spiegelt ein vorhandenes Bauteil an der Drohnenunterseite wieder.

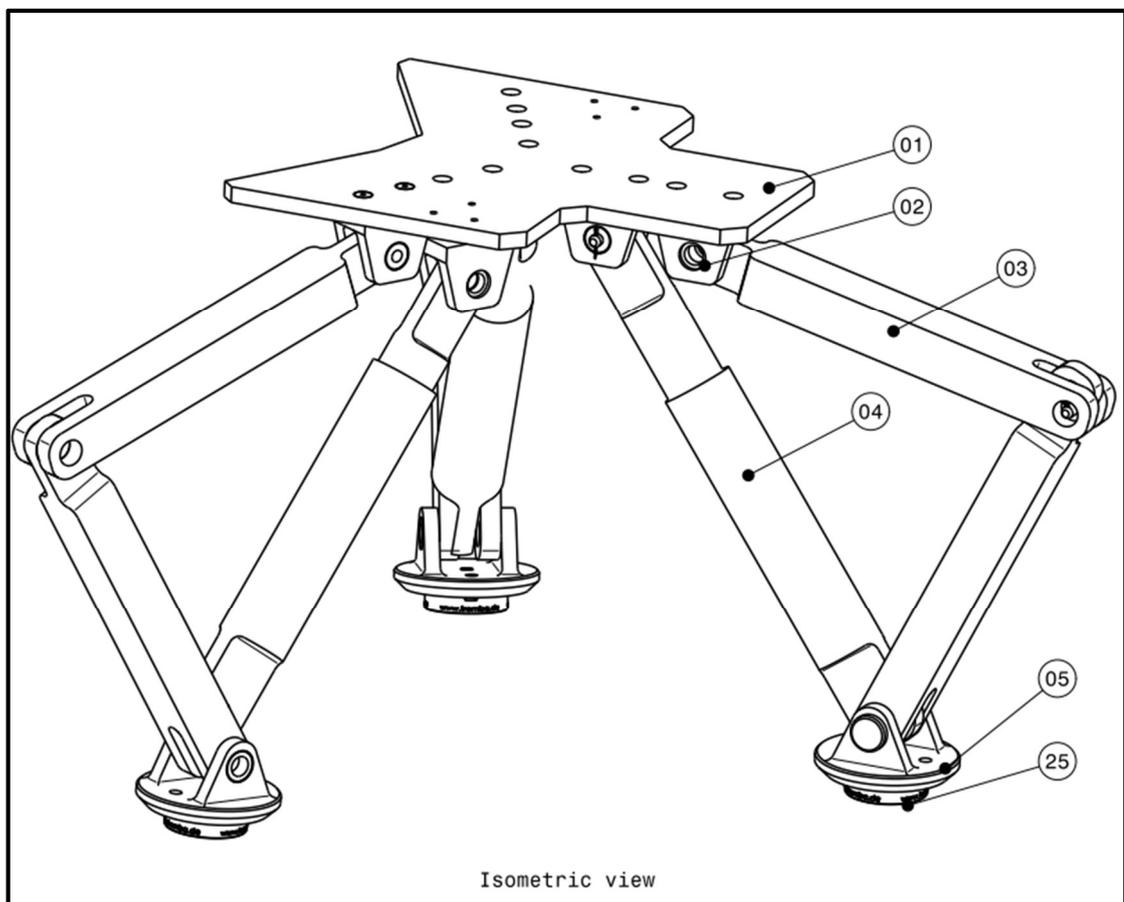


Abbildung 25: CAD-Modell der Landevorrichtung

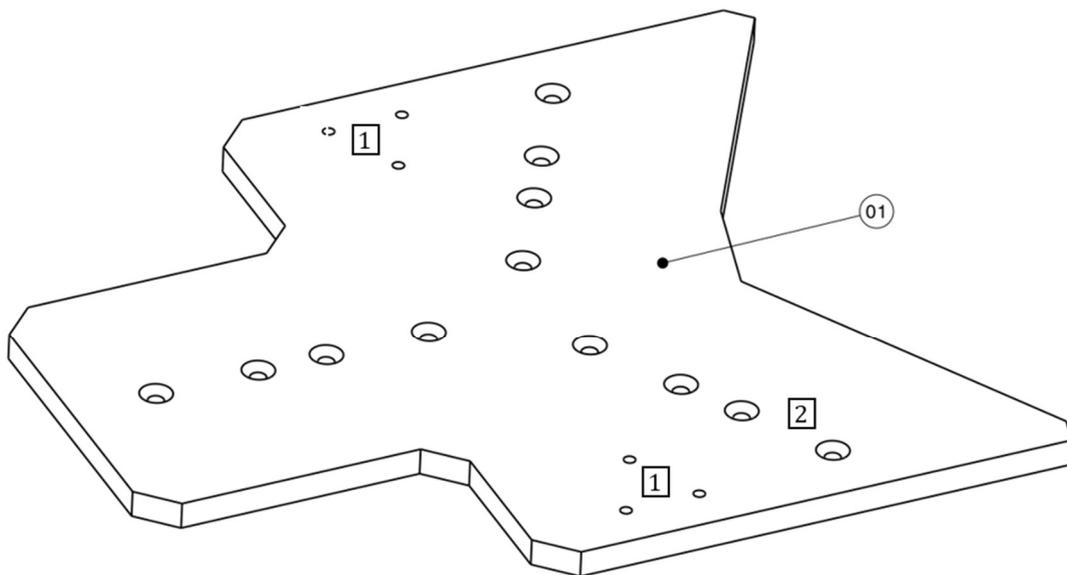
Anbindungsinterface

Beim Design wurde darauf geachtet, viele der bereits vorhandenen Interfaces an der Drohnenunterplatte zu nutzen. Ein Interface zur Anbindung der Landevorrichtung wird dennoch benötigt, da das vorhandene Interface an der Drohne wegen Bauraummangel nicht genügend Änderungsmöglichkeiten bietet.

Abbildung 26 zeigt das Anbindungsinterface, welches sich direkt unter dem Drohnengehäuse befindet. Das Anbindungsinterface wird aus CFK oder GFK Platten gefertigt, welche sich durch die geringe Dichte bei hoher und gerichteter Festigkeit auszeichnen. Gefertigt wird das Anbindungsinterface beim DLR in Braunschweig.

Die in einem Dreieck angeordneten Gewindegänge unter der Positionsnummer **1** bilden die Verbindung mit den in Abbildung 11 dargestellten Interface unserer ausgewählten Drohne. Hier werden die ursprünglichen Schrauben durch eine längere Version ersetzt, um die erforderliche Klemmlänge zu erreichen. RUTHEX Gewindeeinsätze werden eingesetzt, um eine kraftschlüssige Verbindung zu gewährleisten.

Das Anbindungsinterface und das Drohneninterface bieten keinen Bauraum für einen Schraubenkopf in der Zwischenebene, was eine Senkschraube unverzichtbar macht. Diese werden für die Anbringung der Brackets auf der Unterseite benötigt. Positionsnummer **2** zeigt die Senkbohrungen für M4 Senkschrauben.



Isometric view

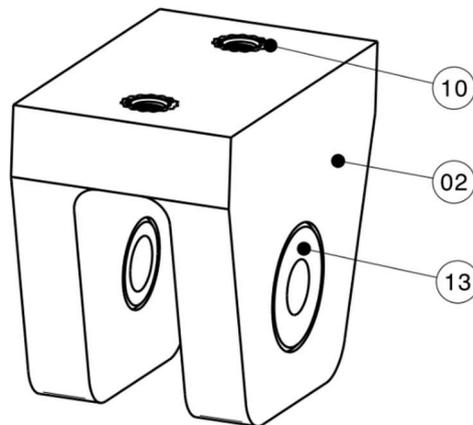
Abbildung 26: Interface Anbindung Landevorrichtung an Drohngeometrie

Mounting Brackets

Abbildung 27 zeigt das Mounting Bracket. Hier werden Torsionsstreben und das Federbein mit dem Anbindungsinterface verknüpft. Das Mounting Bracket wird aus ULTEM 9035 Thermoplast 3D gedruckt. Hergestellt wird das Mounting Bracket beim DLR in Oberpfaffenhofen.

Die Schraubverbindung mit dem Anbindungsinterface wird in Abbildung 30 genauer beschrieben und auf dynamische Festigkeit geprüft. Positionsnummer 10 zeigt den RUTHEX M4 Gewindeeinsatz für die Schraubverbindung. Diese werden nach dem 3D-Drucken in das Bauteil eingeschmolzen, um eine Formschlüssige Krafteinleitung und maximale Sicherheit gegen Axiales rausdrehen zu haben.

Positionsnummer 13 zeigt das Sinterlager nach DIN 1850 Form V für den Bolzen und Realisierung der Gabelverbindung. Die Gabelverbindung ist in Abbildung 31 dargestellt und wird im Anschluss auf Festigkeit geprüft.

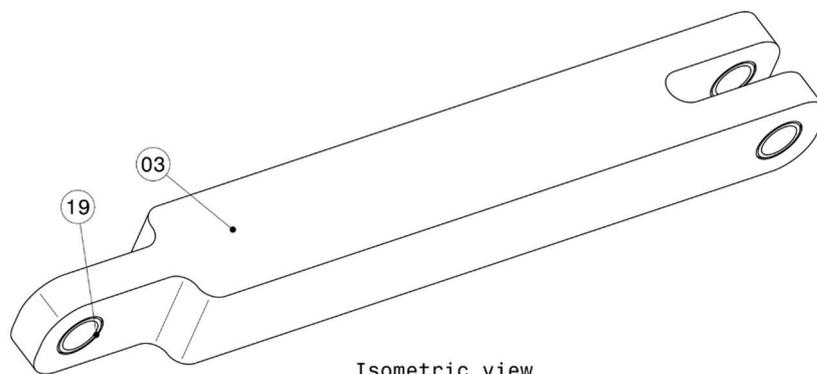


Isometric view

Abbildung 27: Mounting Bracket

Torsionsarm

Die Torsionsstreben (Abbildung 28) werden ebenfalls in Oberpfaffenhofen aus ULTEM 9035 Thermoplast 3D gedruckt. Für die Gabelverbindung werden Sinterlager und eine Messingbuchse verwendet. Die Gabelverbindungen werden in Kapitel 8.3 detaillierter beschrieben und dimensioniert.



Isometric view

Abbildung 28: Torsionsstrebe

Feder-Dämpfersystem

Das Feder-Dämpfersystem wird nicht selber entworfen, sondern wird als Fertigteil zugekauft.

In Kapitel 6.4 Auswahl der Vorzugslösung wird bereits angeschnitten, dass eine Gasdruckfeder der Firma KMS für die Aufnahme der Landekräfte in Betracht gezogen wird. Die KMS Stoßdämpfer GmbH stellt jegliche Arten von Stoßdämpfern her. Eine Gasdruckfeder bietet die Besonderheit, dass sie schnell austauschbar, leicht und die Ausschubkraft bei Bestellung frei wählbar ist. Nach dem Testen und Sammeln erster Erfahrungen kann ein Umtauschen der Gasdruckfeder in Betracht gezogen werden.

Eine klassische Federung mit einer Feder und zugehörigem Dämpfer kann bei Nichterreichen der erwünschten Performance ebenfalls in Betracht gezogen werden. Die Federkonstante und Dämpferkonstante für die Beschaffung kann aus **Tabelle 6** gelesen werden.

Mit der Federbeinkraft von $F_u = 253\text{N}$, dem E-Modul und dem Flächenträgheitsmoment $I = \frac{\pi \cdot d^2}{64}$ kann nach Gleichung (20) die Kolbenstange auf Knicken überprüft werden [LIN15].

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} \geq F_u \quad (20)$$

Ausgewählt wurde eine die KMS Gasdruckfeder der Baureihe 8-19.

Bestellkennung: 8-19-150-390-AU19-AU19-300N (Anhang 2)

Die Ausschubkraft reicht von 50N-700N. Gewählt wird 300N. Der Durchmesser der Kolbenstange beträgt 8mm. Der Hub ist mit 150mm ausgewählt und wird als Stablänge l angenommen. Angenommen wird der Eulerfall 2 (**Abbildung 29**). Mit $l = l_k$ folgt.

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 9,87\text{mm}^2}{(150\text{mm})^2} = 909,18\text{N} \geq 253\text{N}$$

F_{krit} ist größer als F_u . Die Kolbenstange ist mit einem Durchmesser von 8mm ausreichend dimensioniert. Es tritt kein Knicken auf.

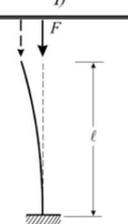
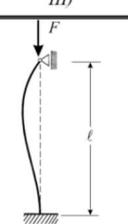
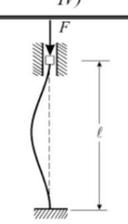
Euler-Fall	I)	II)	III)	IV)
				
Eigenwertgleichung	$\cos \kappa l = 0$	$\sin \kappa l = 0$	$\tan \kappa l = \kappa l$	$\kappa l \sin \kappa l = 2(1 - \cos \kappa l)$
Kleinster Eigenwert	$\kappa l = \frac{\pi}{2}$	$\kappa l = \pi$	$\kappa l = 4,49$	$\kappa l = 2\pi$
Knicklänge l_k	$2l$	l	$\approx 0,7l$	$\frac{l}{2}$

Abbildung 29: Euler-Knickfälle

8.2 Berechnung der Bracket-Interface-Verbindung

Abbildung 30 zeigt den Schnitt der Bracket-Interface-Verbindung. Verwendet wird eine einreihige Schraubverbindung mit zwei Senkkopfschrauben mit Innensechskant ISO 10642 – M4 x 16 – 8.8. Zum Aufbringen der benötigten Klemmkraft wird ein RUTHEX Gewindeeinsatz M4x8.1 aus Messing in das Mounting-Bracket eingeschmolzen.

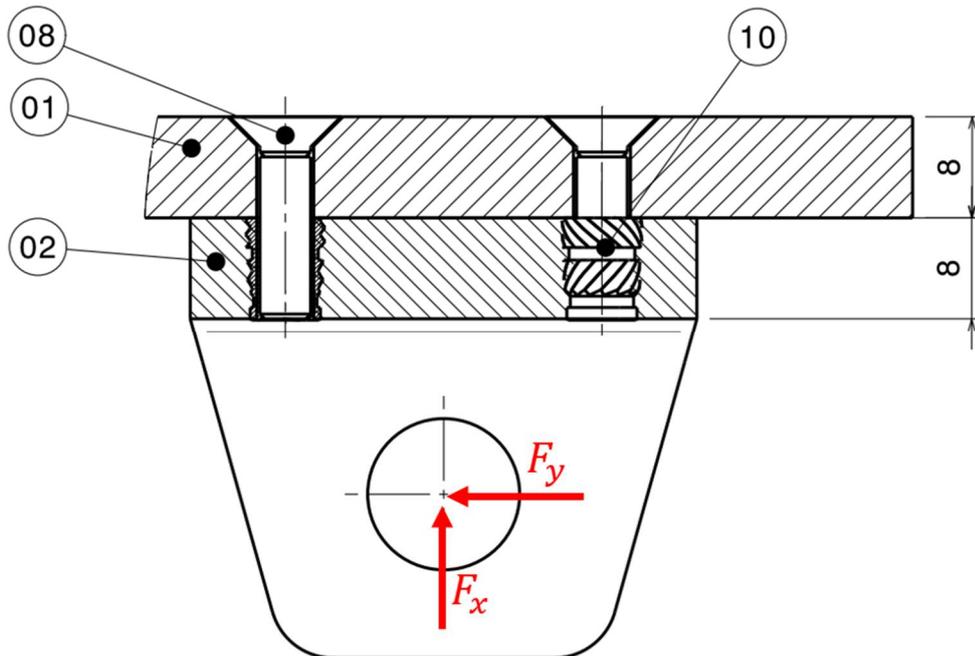


Abbildung 30: Schraubverbindung Anbindungsinterface und Bracket

Tabelle 7: Stückliste Bracket-Interface Verbindung

01	Anbindungsinterface	1 Stk.
02	Mounting Bracket	1 Stk.
08	Senkschraube ISO 10642 M4x16 - 8.8	2 Stk.
10	RUTHEX Gewindeeinsatz M4x8.1 - Messing	2 Stk.

Die Auslegung der Schraubenverbindung wird mit Berechnungen, Normungen und Tabellenwerten aus dem Roloff/Matek Maschinenelemente [RMM09] und dem dazugehörigen Tabellenbuch [RMT09] durchgeführt. Alle in der Berechnung aufgezählten **Tabellen** sind im Anhang 4 beigelegt.

Die Hauptbelastung für die Schraubenverbindung ist eine dynamisch schwellende axiale Druckkraft und Abscherung. Die Kraft ist beim Aufsetzen maximal, erfährt keine Vorzeichenänderung und tritt nur beim Landevorgang auf (Anhang 3, Abbildung 40). Bei dynamischer Betriebskräfte sind die Kraftverhältnisse in der Schraubverbindungen im Spannungsschaubild dargestellt (Siehe Abbildung 43).

Mit Betrachtung des Kräftedreiecks in Abbildung 19 kann die Querkraft F_y wie folgt bestimmt werden.

$$F_y = \sin(\varphi(x)) \cdot F_u$$

Beim Aufsetzen gilt $\varphi(x) \approx 20^\circ$ (Tabelle 4) und $F_u = 253N$ (Tabelle 6). Es folgt:

$$F_y = \sin(20) \cdot 253N$$

$$F_y = 86,5 N$$

Wirkt auf die Schraubenverbindung eine Betriebskraft senkrecht zur Schraubenachse (siehe F_y in Abbildung 30), sollen die Schrauben ein Verschieben der beiden Teile verhindern. Ziel ist es, die für die Schraubenverbindung ungünstige Scherbeanspruchung zu vermeiden. Die dynamische Querkraft F_y muss durch Reibschluss aufgenommen werden, der durch eine entsprechend hohe Vorspannkraft F_V zwischen den Berührungsflächen realisiert wird. Es muss gelten $F_R \geq F_y$, um die Schraubverbindung lediglich in Achsrichtung zu beanspruchen [RMM09].

Die erforderliche Klemmkraft F_{KL} je Schraube und Reibfläche ergibt sich aus Gleichung (21).

$$F_{KL} = \frac{F_y}{\mu \cdot z} \quad (21)$$

Mit

$\mu = 0,3$ (Reibungszahlen **TB 4-1**, Kunststoff auf Kunststoff)

$z = 2$

$$F_{KL} = \frac{86,5N}{0,3 \cdot 2}$$

$$F_{KL} = 144,16N$$

Bei dieser zu dimensionierenden Schraubverbindung ist eine Betriebskraft $F_B = F_x$ in Längsrichtung der Schraube aufzunehmen und eine vorgegebene Klemmkraft F_{KL} , zur Verhinderung unerwünschter Scherbeanspruchung, gefordert. Mit Berücksichtigung des Setzens der Verbindung durch F_Z , der Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen durch den Anziehungsfaktor k_A , dem Kräfteverhältnis für Krafteinleitung durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage Φ_k und dem Krafteinleitungsfaktor n , kann die Montagevorspannkraft F_{VM} bestimmt werden.

$$F_{VM} = k_a \cdot [F_{KL} + F_B \cdot (1 - n \cdot \Phi_k)] + F_Z \quad (22)$$

Mit F_{SP} , der maximal zulässigen Spannkraft auf die Schraube, kann die Bedingung für eine ausreichend dimensionierte Schraube mit der Gleichung (23) aufgestellt werden [RMM09]:

$$F_{SP} \geq F_{VM} \quad (23)$$

F_{SP} kann nach Tabelle **TB 8-14** für verschiedene metrische Gewinde abgelesen werden. **TB 8-14** zeigt keine F_{SP} für M4 Regelgewinde. Es wird F_{SP} für ein M5 Regelgewinde mit einer Sicherheit von 2 und $\mu_{ges} = 0,1$ angenommen.

Demnach gilt:

$$F_{SP} = \frac{7,2kN}{2}$$

$$F_{SP} = 3,6 kN = 3600N$$

Der Anziehungsfaktor k_a kann aus der Tabelle **TB 8-11** abgelesen werden. Je nach Anziehverfahren reicht der Faktor von 1 – 4. Für Das Anziehen mit einem Drehschrauber bringt einen Anziehungsfaktor von 1,7 – 2,5. Als konservative Basis wird gewählt.

$$k_a = 2,5$$

Die Betriebskraft F_B kann aus Tabelle 6 entnommen werden. Es gilt $F_B = F_x = 237 N$. Allerdings handelt es sich hier um eine Druckkraft, die als Negativkraft berücksichtigt wird [RMM09]. Die Belastung der Schraube nimmt ab und die verspannten Teile werden zusätzlich zusammengedrückt. Es gilt:

$$F_B = -237N.$$

Für das Bestimmen der Vorspannverluste F_Z gilt es, die Nachgiebigkeit δ der Schraube und der zu verschraubenden Bauteils zu ermitteln [RMM09].

$$F_Z = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_T} \quad (24)$$

Der Setzbetrag f_z ist ein Tabellenwert aus **TB 8-10**, der von der Rauhtiefe R_z abhängig ist. Für Beanspruchung bei Querkraft und Längskraft sind unterschiedliche Setzbeträge zu wählen. Der Mittelwert bei Beanspruchung mit Längskräfte sind $0,011mm$ [RMM09]. Für Querkraftbeanspruchung liegt der Mittelwert bei $0,0145 mm$ und wird hier, wegen anliegender Querkraft F_y , gewählt.

$$f_z = 0,0145mm$$

Die Nachgiebigkeit der Schraube δ_S und der Bauteile δ_T kann nach Gleichung (25) bestimmt werden.

$$\delta_i = \frac{l_i}{A_{ers} \cdot E_i} \quad (25)$$

Für die E-Module der Komponenten gilt:

Schraube:	$E_S = 210000 \frac{N}{mm^2}$	(S235JR)
Anbindungsinterface:	$E_{T1} = 55000 \frac{N}{mm^2}$	(Kohlenstofffaser)
Mounting-Bracket:	$E_{T2} = 2200 \frac{N}{mm^2}$	(ULTEM 9085)

Für die Nachgiebigkeit der Schraube δ_S wird diese in Einzelemente der Länge l_i unterteilt und mit einem Ersatzzylinder beschrieben. Welche Einzelemente wie berücksichtigt werden, kann in Anhang 4 Abbildung 44 und Abbildung 45 nachvollzogen werden.

Die Nachgiebigkeit δ_T der zu verspannten Teile benötigt einen Ersatzquerschnitt A_{ers} . Je nach Dimensionen der Schraubverbindung existieren unterschiedliche Formeln für die Berechnung dieses Ersatzquerschnitts A_{ers} .

Für vorliegenden Fall gilt $D_A > d_w + l_k$

Mit

$l_k = 8mm$ (Klemmlänge siehe Anhang 4, Abbildung 47)

$d_w = 8,96mm$ (Kopfdurchmesser nach **TB 8-9** [RMT09])

$D_A = 30mm$ (Kleinster Außendurchmesser siehe Anhang 4, Abbildung 46)

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w [(d_w + l_k) - d_w] \cdot [(x + 1)^2 - 1] \quad (26)$$

Mit $x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}$, $d_h = 4,5mm$ (Durchgangsloch für M4 Schrauben)

Übersichtshalber werden die Nachgiebigkeit der Schraubensegmente und Bauteile tabellarisch dargestellt.

Tabelle 8: Nachgiebigkeit der Schraube

Schraube	l_i	A_i	Nachgiebigkeit δ
Schraubkopf	1,6mm	12,6mm ²	$6 \cdot 10^{-7}$
Schaft	2,1mm	12,6mm ²	$7,9 \cdot 10^{-7}$
Freies Gewinde	4,3mm	7,75mm ²	$2,6 \cdot 10^{-6}$
Verschraubtes Gewinde	2mm	7,75mm ²	$1,2 \cdot 10^{-6}$
Nachgiebigkeit Sacklochgewinde	1,32mm	12,6mm ²	$5 \cdot 10^{-7}$
Schraube Gesamt δ_S	-	-	$5,69 \cdot 10^{-6}$

Tabelle 9: Nachgiebigkeit der Bauteile

Bauteile	l_i	A_{ers}	Nachgiebigkeit δ
Anbindungsinterface	6mm	55,48mm ²	$1,96 \cdot 10^{-6}$
Mounting Bracket	6mm	55,48mm ²	$4,9 \cdot 10^{-5}$
Bauteile Gesamt δ_T	-	-	$5,1 \cdot 10^{-5}$

f_Z , δ_S und δ_T können nun in die Gleichung (24) für den Vorspannverlust F_Z eingesetzt werden.

$$F_Z = \frac{14,5 \cdot 10^{-3} mm}{5,69 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} + 5,1 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{N}}$$

$$F_Z = 255,78N$$

Nach Bestimmung der Nachgiebigkeit von Schraube und Bauteilen wird das Kräfteverhältnis nach Gleichung (28) ermittelt.

$$\Phi = n \cdot \Phi_k \quad (27)$$

Der Einleitungsfaktor n wird mit Abbildung 47 im Anhang 4 bestimmt werden. Da eine Querbeanspruchung vorliegt, wird $n = 1$ gewählt. Für Φ_k gilt

$$\Phi_k = \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S} \quad (28)$$

$$\Phi_k = 0,9$$

Die errechneten Werte werden in Gleichung (22) eingesetzt werden.

$$3600N \geq F_{VM} = 2,5 \cdot [144,16N + (-237N) \cdot (1 - 1 \cdot 0,9) + 255,78N]$$

$$3600N \geq 940,6N$$

Damit ist die benötigte Vorspannkraft F_{VM} kleiner als die maximal zulässige Spannkraft auf für eine M4 Schraube. Die Verbindung ist somit ausreichend dimensioniert.

Schraubenkennung: **Senkschraube ISO 10642 – M4 x 16 – 8.8**

8.3 Berechnung und Dimensionierung der Gabelverbindungen

8.3.1 Gabelverbindung Mounting-Bracket mit Federbein

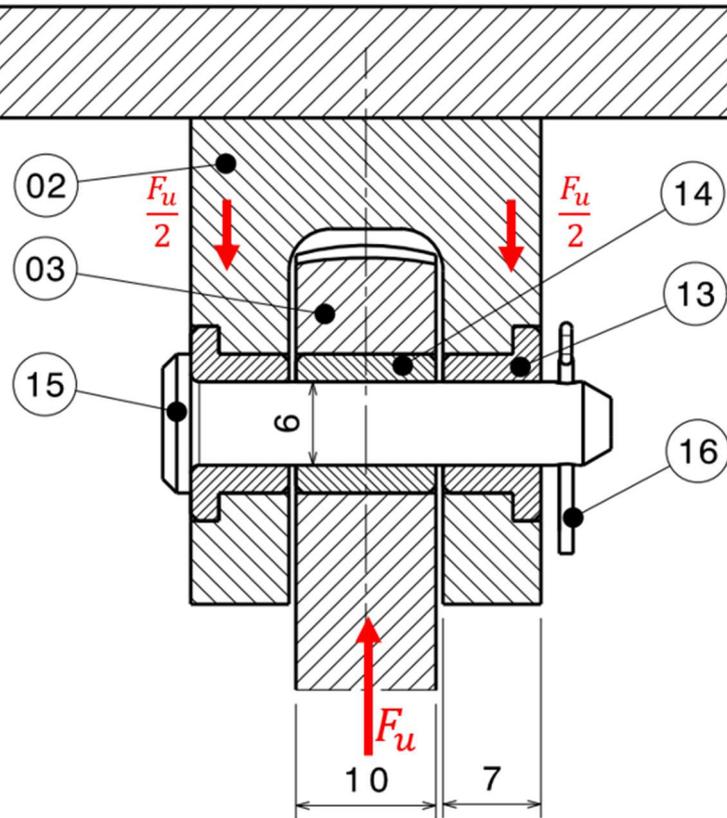


Abbildung 31: Bolzenverbindung Mounting Bracket-Federbein

Tabelle 10: Stückliste Bolzenverbindung Mounting Bracket-Federbein

02	Mouting Bracket	1 Stk.
03	Torsionsstrebe	1 Stk.
13	Buchse DIN 1850 - V6x7 - 14x2 Sint-A51	2 Stk.
14	Buchse DIN 1850 - J6x10 - Sint-A51	1 Stk.
15	Bolzen ISO 2340 - B - 6 x 32 - St	1 Stk.
16	Splint ISO 1234 - 10x12	1 Stk.

Die Auslegung der Bolzenverbindung wird mit Berechnungen, Normen und Tabellenwerten aus dem Roloff/Matek Maschinenelemente [RMM09] und dem dazugehörigen Tabellenbuch [RMT09] durchgeführt. Die Verbindung wird auf das maximale Biegemoment, der größten Schubspannung und der Flächenpressung geprüft. Alle in der Berechnung aufgezählten **Tabellen** sind im **Anhang 4** beigelegt.

Die Belastung der Bolzenverbindung ist, mit derselben Begründung wie bei Schraubenberechnung, dynamisch schwellende Druckkraft F_u .

Bei der Gabelverbindung unterscheidet man zwischen 3 Einbaufällen. Im Vergleich zeigt sich, dass sich mit Einspannen des Bolzens in der Stange (hier Torsionsstrebe) die Biegebeanspruchungen in der Verbindung stark herabsetzen lässt. Nach Einbaufall 3, Übermaßpassung in der Stange und eine Spielpassung in der Gabel, wird die Biegebeanspruchung mit Gleichung (29) bestimmt [RMM09].

$$M_{b \max} = \frac{F_u \cdot t_G}{4} \quad (29)$$

Mit $t_G = 7\text{mm}$

$$M_{b \max} = \frac{253\text{N} \cdot 7\text{mm}}{4} = 442,4 \text{ Nmm}$$

Überschlägige Berechnung Bolzendurchmesser

Der Bolzendurchmesser kann mit einer einfachen Berechnungsgleichung (30) bestimmt werden [RMM09].

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_u}{\sigma_{b \text{ zul}}}} \quad (30)$$

Mit

$$\begin{aligned} k &= 1,2 && \text{(Einspannfaktor für Einbaufall 3 [RMM09])} \\ K_A &= 2 && \text{(Anwendungsfaktor für stoßartige Belastung TB 3-5)} \\ \sigma_{b \text{ zul}} &= 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} && \text{(Maximal zulässiges Biegemoment)} \end{aligned}$$

$\sigma_{b \text{ zul}}$ ist Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ des Bolzens. K_t kann nach **TB 3-11a** für den Bolzen aus Baustahl berücksichtigt werden. Für $d = 10\text{mm}$ ist $K_t = 1$.

R_{mN} für angenommenen Baustahl aus S235JR kann aus **TB 1-1** mit $360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ abgelesen werden. Bei einer schwellenden Belastung kann $\sigma_{b \text{ zul}} = 0,2 \cdot R_m$ angenommen werden [RMM09]. Es folgt, mit einem Sicherheitsfaktor von 1,5:

$$d \approx 1,5 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 253\text{N}}{72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \approx 4,7 \text{ mm}$$

Der nächstgrößere Nenndurchmesser für den Bolzen nach DIN EN ISO 2340 beträgt 5mm .

Überprüfung der Verbindung auf Biegespannung, Schubspannung und Flächenpressung

Das herrschende Biegespannung bei Beanspruchung wird nach Gleichung (31) berechnet und mit der zulässigen Biegespannung verglichen. Es muss gelten:

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b \max}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b \text{ zul}} \quad (31)$$

$$\sigma_b = \frac{2 \cdot 442,4 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 5^3} \leq \sigma_{b \text{ zul}}$$

$$\sigma_b = 70,784 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mit einem Bolzendurchmesser $d = 6 \text{ mm}$ kann die Biegespannung noch etwas verringert werden.

$$\sigma_b = 40,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die größte Schubspannung für den Vollbolzen wird nach Gleichung (32) ermittelt. Für die zulässige Schubspannung gilt bei schwellender Belastung $\tau_{a \text{ zul}} = 0,15 \cdot R_m = 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Es muss gelten

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_u}{A_s \cdot 2} \leq \tau_{a \text{ zul}} \quad (32)$$

Mit $A_s = \frac{\pi \cdot 6^2}{4}$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{2 \cdot 253 \text{ N}}{50,2 \text{ mm}^2 \cdot 2} \leq 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\max} = 11,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die vorhandene mittlere Flächenpressung p wird mit Gleichung (33) bestimmt. Die zulässige Flächenpressung p_{zul} wird durch die Verschleißrate des Lagerwerkstoffes bestimmt [RMT09].

Für die Lagerbuchsen aus Sinterbronze mit Festschmierstoff gilt nach **TB 9-1**: $p_{\text{zul}} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

$$p = \frac{K_A \cdot F_u}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul}} \quad (33)$$

Mit $A_{\text{proj}} = 2 \cdot d \cdot t_G + d \cdot t_S$

$$p = \frac{2 \cdot 253 \text{ N}}{144 \text{ mm}^2} \leq 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p = 3,51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Bolzenverbindung wurde auf Biegespannung, Schubspannung und Flächenpressung überprüft. Mit einer 1,5fachen Sicherheit des Bolzendurchmessers d und ausreichend Differenz zwischen anliegenden und zulässigen Spannungen ist die Bolzenverbindung ausreichend dimensioniert.

Auf eine Verjüngung des Bolzendurchmessers d wird aus Sicherheitsgründen verzichtet. Eine Änderung nach erfolgreichem Testflug ist vorbehalten.

8.3.2 Gabelverbindung Magnetfuß

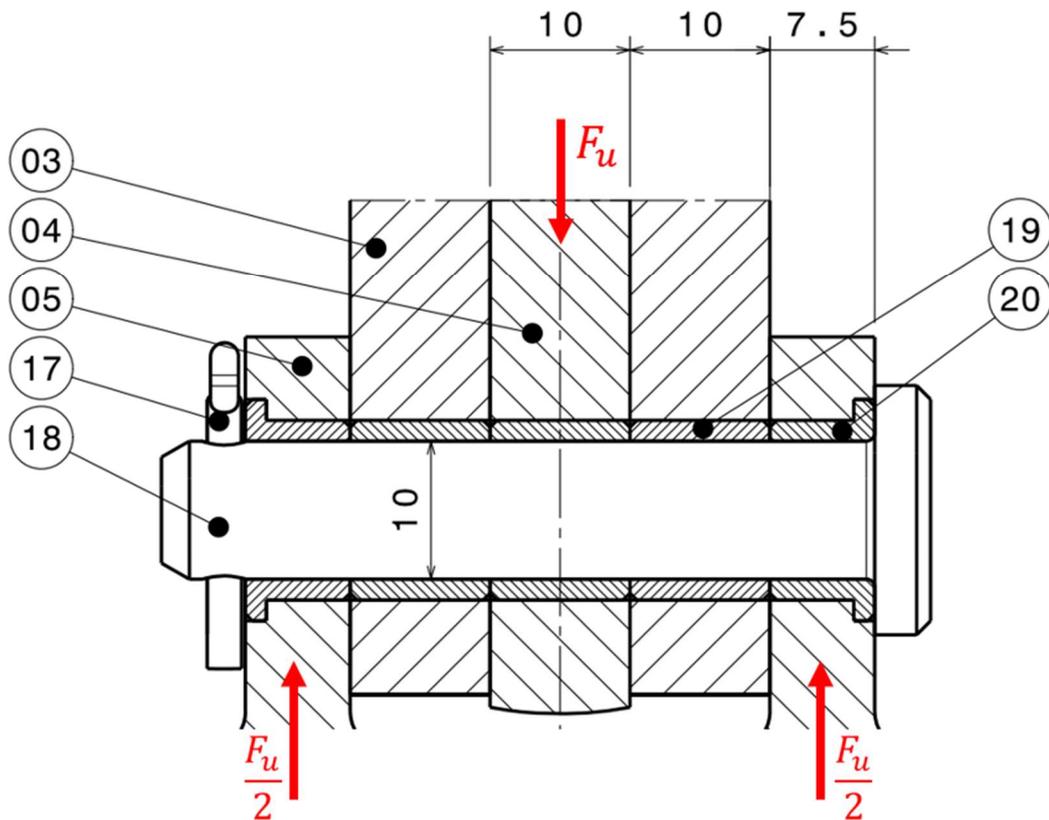


Abbildung 32: Bolzenverbindung Federbein-Fuß-Torsionsstrebe

Tabelle 11: Stückliste Bolzenverbindung Federbein-Fuß-Torsionsstrebe

03	Torsionsstrebe	1 Stk.
04	Federbein	1 Stk.
05	Fuß	1 Stk.
17	Splint ISO 1234 - 25x12	1 Stk.
18	Bolzen ISO 2340 - B - 10 x 55 - St	1 Stk.
19	Buchse DIN 1850 - J10x10 - Sint-A51	3 Stk.
20	Buchse DIN 1850 - V10x13x7,5 - Sint-A51	2 Stk.

Überprüfung der Verbindung auf Biegespannung, Schubspannung und Flächenpressung

Die Überprüfung auf die oben genannten Lastfälle wird wie in Kapitel 8.3.1 durchgeführt. Um unnötige Wiederholungen zu verhindern, wird auf eine ausführliche Berechnung verzichtet. Alle zulässigen Beanspruchungen können und werden aus Kapitel 8.3.1 übernommen.

Die Torsionsstrebe, Positionsnummer 03, nimmt keine Kraft auf und dient nur als Führung. Eine dreischnittige Bolzenverbindung mit deutlich größerem Hebelarm $t_G = 22,5\text{mm}$ zur Gabelverbindung als dieser bei dem Mounting Bracket. Folge ist ein sehr großes maximales Biegemoment in der Verbindung, die demnach die dimensionierende Größe ist (Gleichung (29)). Die Beanspruchung durch das Federbein bleibt $F_u = 253\text{N}$.

$$M_{b\ max} = \frac{253\text{N} \cdot 22,5\text{mm}}{4} = 1423,125\text{Nmm} \quad (30)$$

Der überschlägige Bolzendurchmesser nach Gleichung (30) bringt $d = 3,7$. Bereits bei kleinerem t_G hat dieser Durchmesser nicht ausgereicht. Um die maximale Biegebeanspruchung aufnehmen zu können wird ein Bolzendurchmesser $d = 10\text{mm}$ gewählt.

$$\sigma_b = 28,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (32)$$

$$\tau_{max} = 4,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (33)$$

$$p = 2,024 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (34)$$

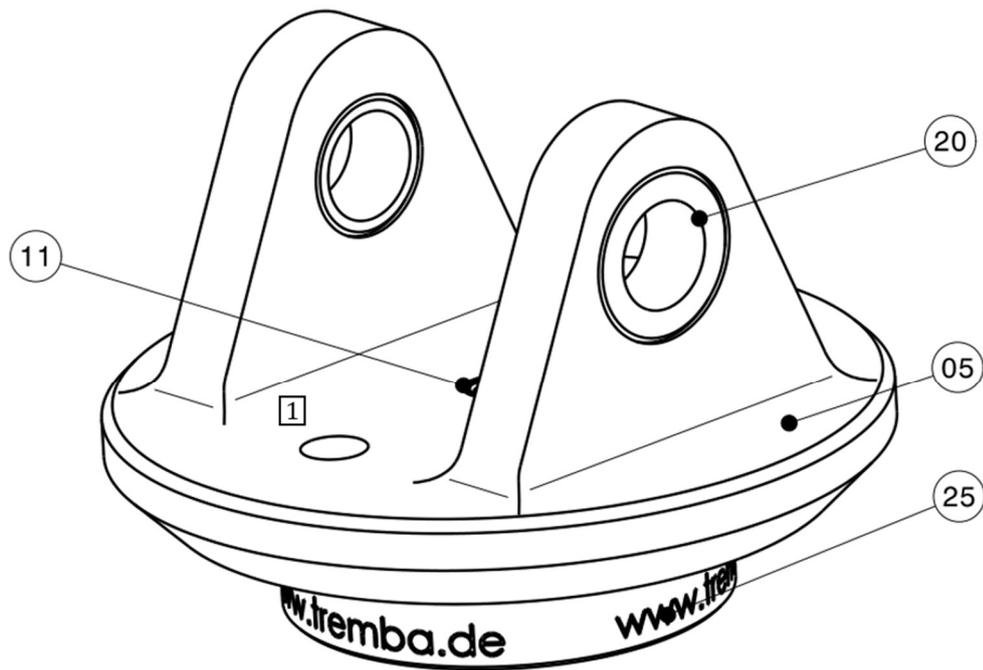
$$A_{proj} = 2 \cdot d \cdot (t_G - 15\text{mm}) + d \cdot t_S = 2 \cdot 10\text{mm} \cdot (22,5\text{mm} - 15\text{mm}) + 10\text{mm} \cdot 10\text{mm}$$

$$A_{proj} = 250\text{mm}^2$$

Die Bolzenverbindung ist ausreichend dimensioniert.

Die Beweglichkeit und Effizienz des Gelenks sind noch zu testen. Änderungen der unter Positionsnummer 19 in Abbildung 32 verwendeten Buchsen könnten die reibungsfreie Funktion des Gelenks verbessern. Die Buchsen Form J könnte durch die Flanschform V ersetzt werden, als Abstandhalter zwischen Stangen und Gabel dienen, und das Gleiten erleichtern.

8.4 Magnetfuß



Isometric view

Abbildung 33: Magnetfuß

Tabelle 12: Stückliste Magnetfuß

05	Fuß	1 Stk.
06	Zylinderschraube ISO 4762-M5x12	1 Stk.
07	Scheibe ISO 7092-5-140 HV-A2	1 Stk.
11	RUTHEX Gewindeeinsatz M5x9.5 - Messing	1 Stk.
20	Buchse DIN 1850 - V10x10 - Sint-A51	2 Stk.
25	Tremba Elektromagnet GT0-40-0.5011	1 Stk.

In diesem Kapitel wird auf die Montage (Abbildung 34), auf die Auswahl und auf die Eigenschaften des Elektromagneten eingegangen. Des Weiteren werden Komponenten angegeben, die für die Inbetriebnahme des Elektromagneten benötigt werden.

Abbildung 33 zeigt den Magnetfuß. Der Fuß stellt die Verbindung zwischen Magnet und Drehgelenk sicher. Positionsnummer **1** zeigt das Durchgangsloch, das die Kabel des Elektromagneten als Führung dienen soll. Der Fuß wird vorerst beim DLR in Oberpfaffenhofen aus ULTEM 3D gedruckt. Da es sich um ein sehr wichtiges Bauteil handelt, ist diese Auswahl mit Vorbehalt. Alternativ würde eine Aluminiumlegierung der 7er Reihe zum Einsatz kommen.

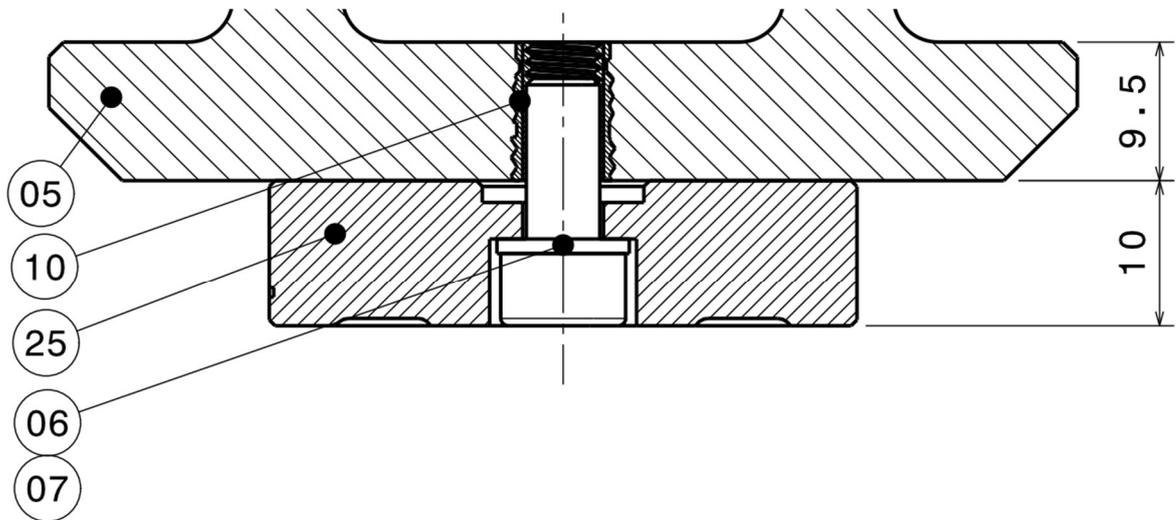


Abbildung 34: Magnetanbindung

Die Montage des Elektromagneten erfolgt mit einer Schraubverbindung. Im Fuß ist ein RUTHEX Gewindeeinsatz M5x9.5 eingesetzt und bietet der M5 Zylinderschraube mit einer Einschraublänge von 7,5mm genügend Gewindegänge, um eine feste Verbindung herzustellen, da gilt [TBM14]

$$\text{Mindesteinschraublänge} = 1,5 \cdot \text{Nenn Durchmesser}$$

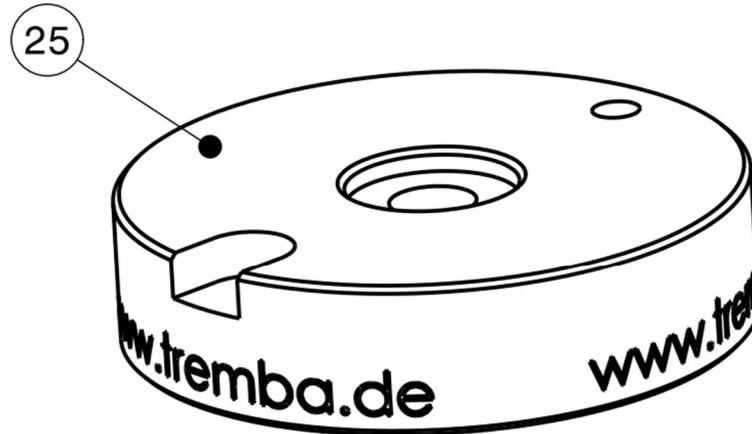
Anders als bei dem früheren unter Kapitel 4.4 beschriebenen Dornier Modell QH-50 + Landeplattform, wird der Elektromagnet samt Energiequelle und zusätzlichen Komponenten mit der Drohne mitfliegen.

Die Firma Tremba GmbH bietet zwei extraflache Magneten an, die speziell für die Robotik und Transportsysteme entwickelt wurden. Diese sind besonders flach und bieten eine sehr hohe Kraftvolumenrelation (Tabelle 13 und Abbildung 35).

Die spezifischen Werte der Elektromagnete gelten nur für den Betriebszustand und bei einem vollflächigen Kontakt der Anzugsplatte und 0mm Luftspalt. Um diesen speziellen Arbeitsbedingungen entgegen zu wirken, wird der Elektromagnet vorerst überdimensioniert und die Charakteristik beim Testflug beobachtet. Es wird der GTO-40-0.5011 Elektromagnet gewählt.

Tabelle 13: Auswahl Elektromagnete

	Nennleistung [W]	Kraft (100%) [N]	Durchmesser [mm]	Standardspannung [V]
GTO-25-0.5001:	2	195N	25	6, 12 und 24
GTO-40-0.5011	3	500N	40	6, 12 und 24



Isometric view

Abbildung 35: Tremba Elektromagnet GTO-40-0.5011

Der Elektromagnet wird mit Anbringen eines elektrischen Stromes I angeschaltet. Dieser soll aus einem zusätzlichen Akku, oder aus dem Akku der Drohne genommen werden.

Mit der Nennleistung P aus Tabelle 13 und der Standardspannung U der Magnete kann die Stromstärke I nach Gleichung (34) bestimmt werden.

$$P = U \cdot I \quad (34)$$

Um den Stromverbrauch und die Akkuauslastung zu senken, gerade wenn kein zusätzlicher Akku mitgeflogen wird, muss die Stromstärke geringgehalten werden. Die Spannung im Schaltkreis bestimmt der Elektromagnet. Nach Tabelle 13 wählbar mit 6V, 12V oder 24V.

Für den GTO-40 Elektromagnet würde eine Stromstärke von 0,25 A benötigt werden, um mit einer Spannung $U = 12V$ die Nennspannung $P = 3W$ zu erreichen.

Es wird ein Schalter verwendet, um die Stromzufuhr für den Magneten an- und auszuschalten. Der Schalter kann ein Transistor oder Mikrocontroller (Arduinio oder Rasperry Pi) sein. Da die Spannung des Akkus für den Transistor oder Mikrocontroller zu hoch sind, benötigen beide Varianten einen zusätzlichen Spannungswechsler. Alle Komponenten werden oben am Drohnengehäuse platziert und nicht unten am Magnetfuß. Die Kabelführung erfolgt durch das Durchgangsloch (siehe Positionsnummer 1 in Abbildung 33) und über die Torsionsstreben nach oben.

Auf die genaue Auswahl der Komponenten wird in dieser Arbeit verzichtet.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Bachelorarbeit beschäftigte sich mit der Konstruktion und Simulation einer Drohnen-Landevorrichtung, die aufgrund der steigenden Bedeutung von Drohnen in verschiedenen Anwendungsbereichen notwendig geworden ist. Ziel war es, eine technologisch durchdachte Lösung zu entwickeln, um die kinetische Energie bei einer Landung im maritimen Umfeld zuverlässig und ohne Schäden an der Drohne zu gewährleisten.

Im Verlauf der Forschungsarbeit wurde eine Vorzugslösung anhand der zuvor festgelegten Anforderungen konzipiert. Dabei lag der Fokus auf der kinetischen und kinematischen Analyse, sowie die Gewichtsanalyse. Das Endgewicht der Landevorrichtung beläuft sich auf $3,07\text{kg}$. Die Leichtbauanforderung wurde somit sogar unterschritten.

Im Anschluss wurde der Landevorgang der Vorzugslösung mit Simulink simuliert und die ideale Feder- und Dämpferkonstante für gegebene Landegeschwindigkeit ermittelt. Es hat sich gezeigt, dass eine Landegeschwindigkeit mit diesem Design von bis zu $3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ erreicht werden kann. Wobei die weitere Konstruktion mit einer Landegeschwindigkeit von $2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ durchgeführt wurden und der optimalen Federkonstante von $c = 190 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und der optimalen Dämpferkonstante $d = 110 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$.

Zudem kann mit dem Vergleich zwischen der Theoretischen Kraftwirkung ohne Landevorrichtung F_{oVL} und der tatsächlichen Kraftwirkung F_u auf die Drohne eine Kraftreduktion von fast 90% festgehalten werden.

Die Gasdruckfeder von KMS Stoßdämpfer GmbH mit der Kennung 8-19-150-390-AU19-AU19-300N wurde für erste Testflüge ermittelt.

Die Kompatibilitätsbedingung konnte zwar erfüllt werden, allerdings ist ein Anbindungsinterface nötig gewesen um dieses zu realisieren (Abbildung 26). Der Bauraum und das Interface der Drohne von Werk aus hat keine zuverlässige Anbindung zugelassen.

Für den weiteren Entwurf wurden wichtige Gabelverbindungen und Schraubverbindung mit aus der Simulation gewonnenen Kräften auf ihre Festigkeit überprüft und mit dem Ergebnis der Zulässigkeit abgeschlossen.

Zum Abschluss wurde ein Elektromagnet für den Magnetfuß gewählt. Ein Tremba Elektromagnet GTO-40-0.5011 sorgt für eine Anzugskraft von bis zu 500N bei 100%iger Kontaktfläche und 0mm Luftspalt. Diese Bedingung hört sich kritisch an, wird aber durch die zulässige Landegeschwindigkeit von bis zu $3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ voraussichtlich keine Probleme bereiten. Um diesen Umstand zusätzlich Abzusichern bietet der Elektromagnet genügend Anziehungskraft bei 50% der Leistung um die Drohne auf dem Schiffdeck zu halten.

Mit dem Fertigstellen dieser Arbeit wurde ein Grundstein für die Erweiterung des Anwendungsgebietes von Multikoptern gelegt. Es folgt eine Testphase in der die Gasdruckfeder und der Elektromagnet auf Performance geprüft werden. Falls Änderungen vorgenommen werden müssen, ermöglicht das Design einen schnellen und unkomplizierten Wechsel der Komponenten. Die Teile werden bei Zulieferern bestellt und/oder beim DLR zur Fertigung beauftragt.

Im Anhang 1 findet sich die Stückliste der Landevorrichtung mit allen Bau- und Normteilen die für den Zusammenbau der Landevorrichtung benötigt werden.

10 Bildquellenverzeichnis

- INK23 Ingenieurkurse(2023): Stabilität und Knickung - Die Eulerschen Knickfälle
URL: <https://www.ingenieurkurse.de/technische-mechanik-elastostatik/stabilitaet-und-knickung/eulersche-faelle-der-stabknickung.html>
- RMM09 H. Wittel, D. Muhs, D. Jannash, J. Voßiek (2009): Roloff/Matek
Maschinenelement: Normung, Berechnung, Gestaltung, Vieweg+Teubner, 19.
Auflage
- SNO23 Vorspannkräfte und Anziehungsmomente für Metrische Schrauben
URL: <https://www.schrauben-normen.de/anziehungsmomente.html>

11 Literatur-/Quellenverzeichnis

- BES16 B. Sauer (2016): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1 - Schrauben und Schraubenverbindungen, Springer Verlag, 1. Auflage
- BHS09 Bernhard Schlecht (2009): Maschinenelemente 2 - Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen, Pearson Studium 2. Auflage
- ESA23 European Space Agency, Lunar Landing Configuration
https://www.esa.int/Science_Exploration/Human_and_Robotic_Exploration/Lunar_Lander/Lander_configuration (22.10.2023, 17:00)
- FMH09 Walter Bittner (2009): Flugmechanik der Hubschrauber - Technologie, das flugdynamische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit. 3. Auflage
- LIN15 M. Linke, E. Nast (2015): Festigkeitslehre für den Leichtbau - Ein Lehrbuch zur Technischen Mechanik – Stabilität, Springer Verlag, 1. Auflage
- MIT23 MITcalc, Spring Calculations – Theorie and Fundamentals
<https://www.mitcalc.com/doc/springs/help/en/springs.htm> (28.10.2023, 12:30)
- NTN72 William F. Rogers (1972): Apollo Experience Reports – Lunar Module Landing Gear Subsystem
- RKS20 R. Kyle Schmidt (2020): The Design of Aircraft Landing Gear
- RMM09 H. Wittel, D. Muhs, D. Jannash, J. Voßiek (2009): Roloff/Matek Maschinenelement: Normung, Berechnung, Gestaltung, Vieweg+Teubner, 19. Auflage
- RMT09 H. Wittel, D. Muhs, D. Jannash, J. Voßiek (2009): Roloff/Matek Maschinenelemente: Tabellenbuch , Vieweg+Teubner, 19. Auflage
- SHB68 Siegfried Hildebrand (1968): Feinmechanische Bauelemente, Hanser-Verlag 1968
- TBM14 Europa Lehrmittel (2014): Tabellenbuch Metall 46. Auflage
- TOS23 Saif M. (08.07.2023), The Engineers Post - 15 Types of Springs
<https://www.theengineerspost.com/types-of-springs/> (28.10.2023, 12:30)
- WIK1 Wikipedia: Landevorrichtung
<https://de.wikipedia.org/wiki/Landevorrichtung> (24.10.2023, 16:30)
- WIK2 Wikipedia: Dornier GEAMOS/SEAMOS
URL: https://de.wikipedia.org/wiki/Dornier_GEAMOS/SEAMOS (22.12.23, 22 Uhr)
- WON08 Wolfgang Nolting (2008): Klassische Mechanik - Grundkurs Theoretische Physik. 8. Auflage

Anhang 1

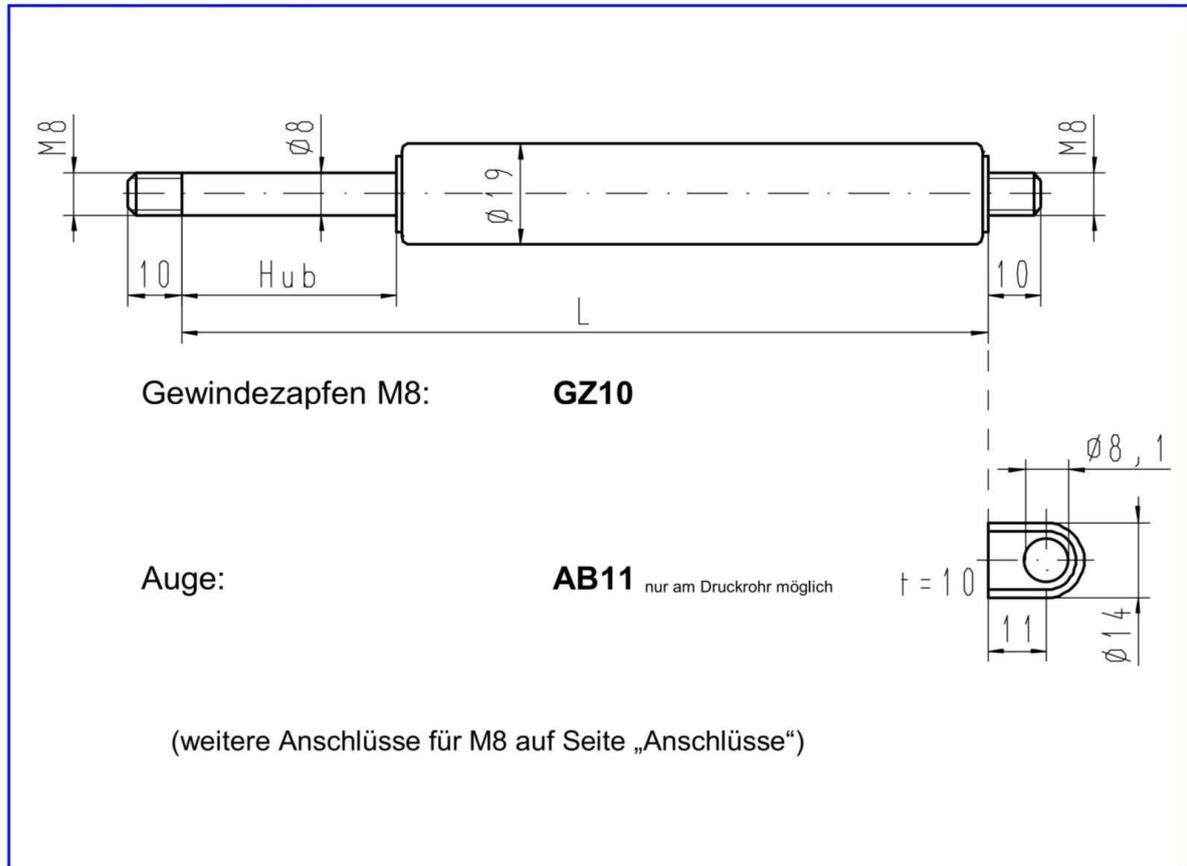
Tabelle 14: Stückliste Landevorrichtung

01	Anbindungsinterface	1 Stk.
02	Mounting-Bracket	6 Stk.
03	Torsionsstreben	6 Stk.
04	KMS Gasdruckfeder 8-9-150-390-AU19-AU19-300N	3 Stk.
05	Fuß	3 Stk.
06	Zylinderschraube ISO 4762-M5x12 - 8.8	3 Stk.
07	Scheibe ISO 7092-5-140 HV-A2	3 Stk.
08	Senkschraube ISO 10642 M4x16 8.8	12 Stk.
10	RUTHEX Gewindeeinsatz M4x8.1 - Messing	18 Stk.
11	RUTHEX Gewindeeinsatz M5x9.5 - Messing	3 Stk.
13	Buchse DIN 1850 - V6x7 - 14x2 Sint-A51	18 Stk.
14	Buchse DIN 1850 - J6x10 - Sint-A51	9 Stk.
15	Bolzen ISO 2340 - B - 6 x 32 - St	9 Stk.
16	Splint ISO 1234 - 10x12	6 Stk.
17	Splint ISO 1234 - 25x12	3 Stk.
18	Bolzen ISO 2340 - B - 10 x 55 -St	3 Stk.
19	Buchse DIN 1850 - J10x10 - Sint-A51	9 Stk.
20	Buchse DIN 1850 - V10x13x7,5 - Sint-A51	6 Stk.
25	Tremba Elektormagnet GT0-40-0.5011	3 Stk.
26	Mikrocontroller Arduinio	3 Stk.
27	Spannungswechsler	3 Stk.

Anhang 2

GASDRUCKFEDER**KMS****Baureihe 8-19**

Ausschubkraft:	50 N bis 700 N
Progression:	30 %
Kolbenstange:	Ø 8 mm, Stahl, hartverchromt
Druckrohr:	Ø 19 mm, Stahl, schwarz lackiert
Anschlüsse:	Stahl, blau verzinkt bzw. schwarz lackiert



Baulänge [mm]	$L = 2 \times \text{Hub} + 70$
Gesamtlänge [mm]	$GL = \text{Baulänge } L + \text{Einzellängen der Anschlüsse}$
Standardhublängen [mm]	40, 50, 60, 70, 80, 100, 120, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 250, 300, 350, 400, 500
Bestellbeispiel	8-19-300-730-WG30-PF30-650N
	8-19 Baureihe 300 Hub in mm 730 ausgefahrene Länge in mm (GL) WG30 Anschluss Kolbenstange PF30 Anschluss Druckrohr 650N Ausschubkraft
Extras	<ul style="list-style-type: none"> • Ölkammer • Ventil • Schutzrohr • schwimmender Kolben ($GL = GL + 0,7 \times \text{Hub}$) • Einschubsicherung ($GL = GL + 30\text{mm}$) • ausfahrend ohne Dämpfung • Edelstahl-Ausführung V2A

Anhang 3

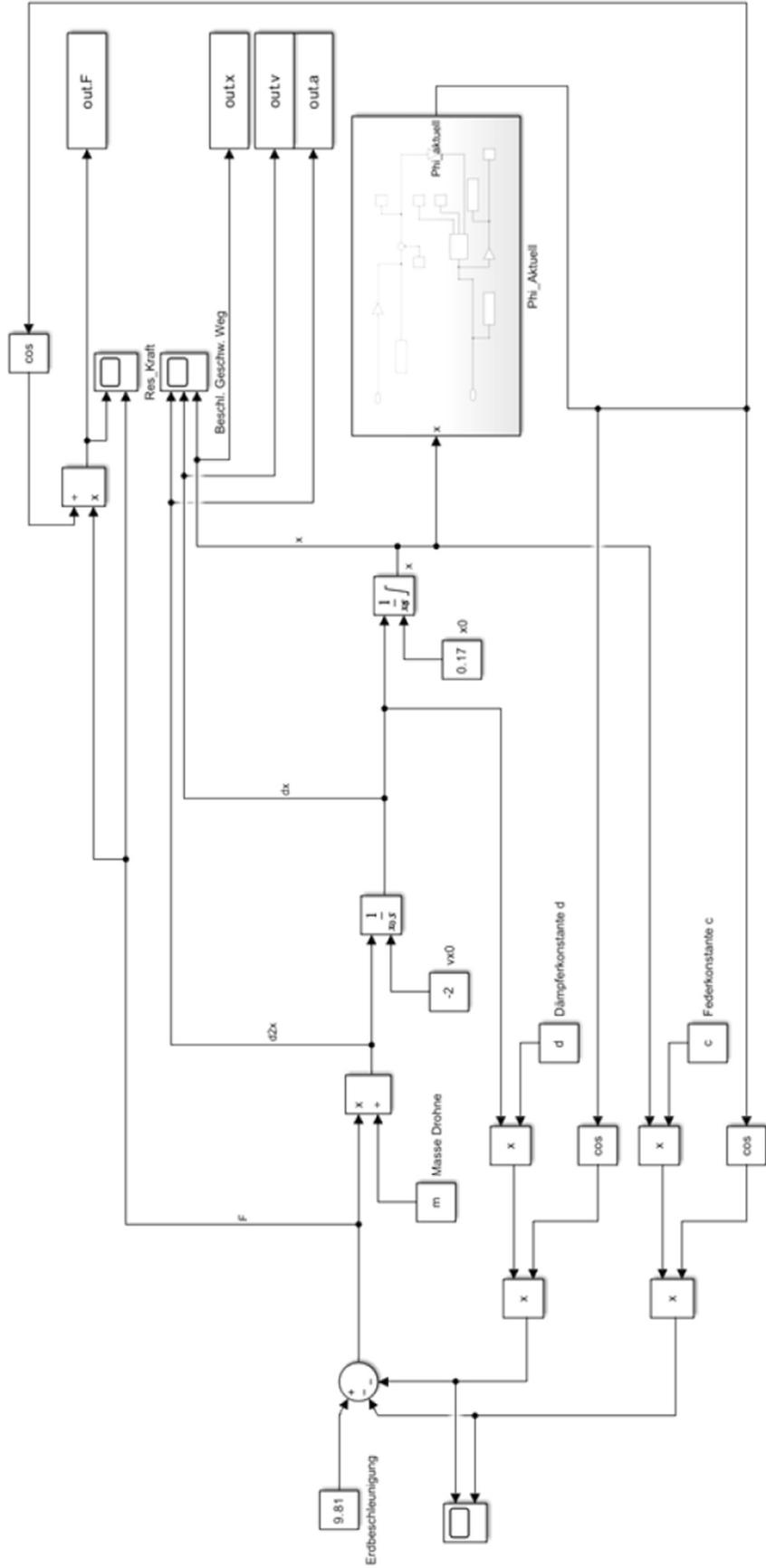


Abbildung 36: Simulink Schaltplan

```

close all
clear all

dV = [50:10:200];           %Schrittweite Dämpfer und Federkonstanen
v0V= [-2:-0.5:-3];        %Schrittweite Landegeschwindigkeiten

lxoben=0.17                %Startpunkt
lxunten=0                  %Maximale Einfederung erreicht
m = 7;                    %Abzubremsende Masse pro Federbein
v0 = 1;                   %Landegeschwindigkeit
Ekin = m*0.5*(v0)^2;
FoVL = Ekin/0.01          %Theoretische Kraftwirkung auf Drohne ohne LV

d = 10;                    %Dämpferkonstante
c = 10;                    %Federkonstante

for i = 1:length(v0V)
    disp(v0V(i))

    for j = 1:length(dV)    %Schleife für Federkonstante

        for p = 1:length(dV) %Schleife für Dämpferkonstante

            v0=v0V(i);
            c=dV(j);
            d=dV(p);

            sim("Einfedern_Testen.slx",5)

            if find(ans.x.Data<lxunten,1)
            elseif find(ans.x.Data>lxoben,1)
                continue
            else
                dX = ans.x.Data;|
                dF = ans.F.Data;
                xmax = max(dX);
                xmin = min(dX);
                Fmax = max(dF);
                Ekin = m*0.5*(v0)^2;
                FoVL = Ekin/0.01;

                L = [v0,FoVL,Fmax,xmin,xmax,c, d,]
                writematrix(L, 'Auswertung_4.xlsx', 'WriteMode', 'append');

            end

        end

    end

end

end

end

```

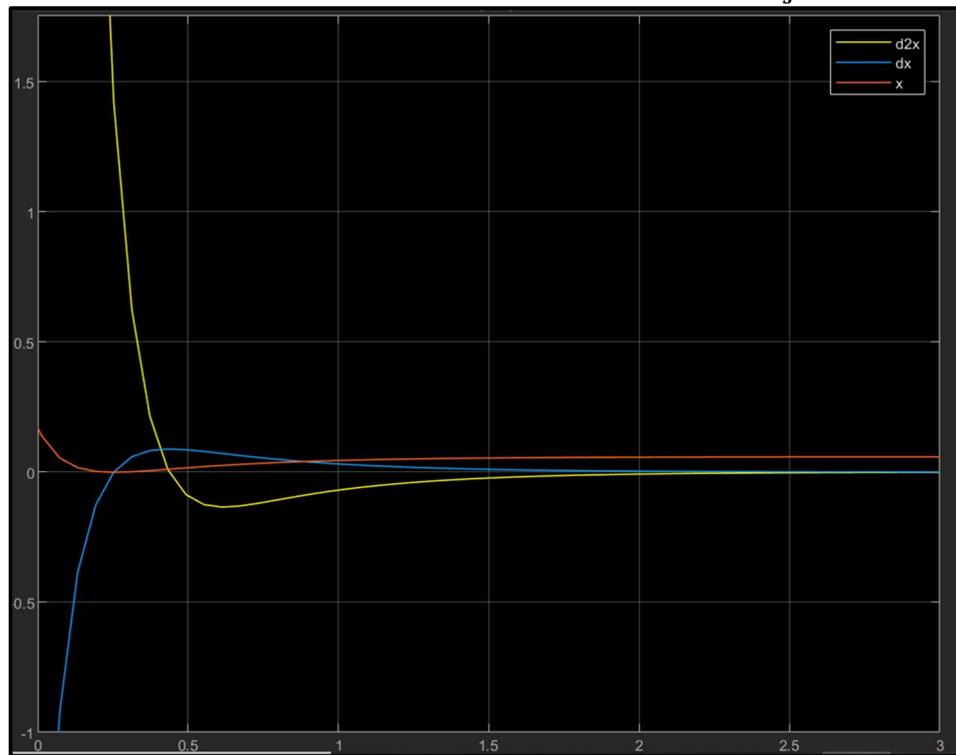
Simulationsergebnisse Landegeschwindigkeit $2 \frac{m}{s}$ 

Abbildung 37: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 2 m/s

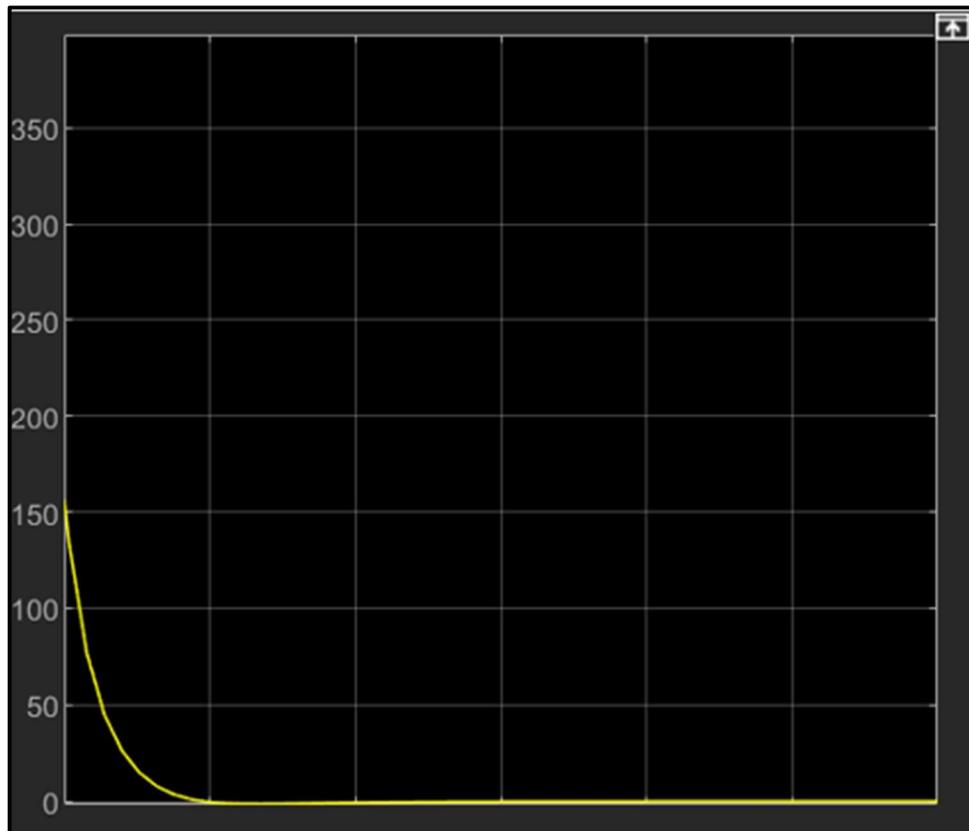


Abbildung 38: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 2 m/s

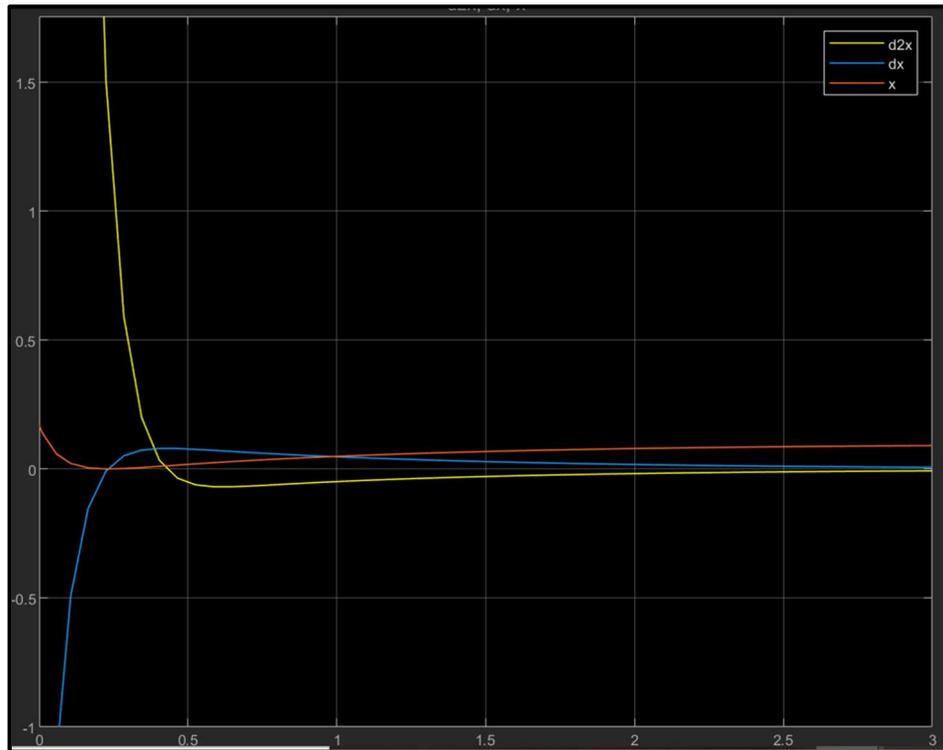
Simulationsergebnisse Landegeschwindigkeit $2,5 \frac{m}{s}$ 

Abbildung 39: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 2,5 m/s

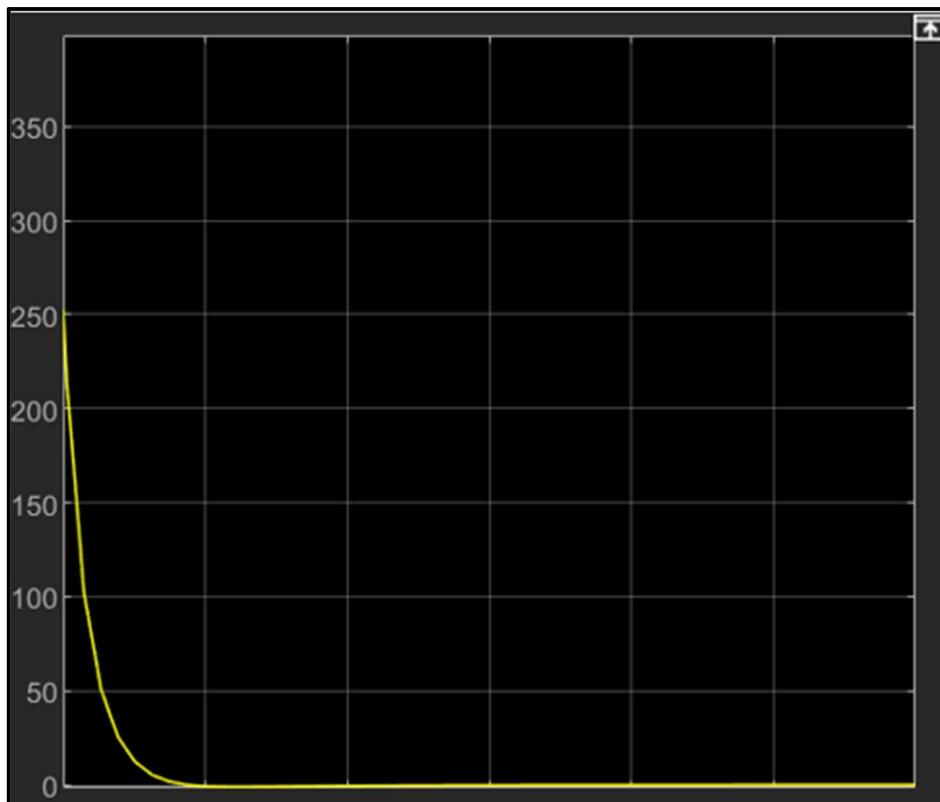


Abbildung 40: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 2.5

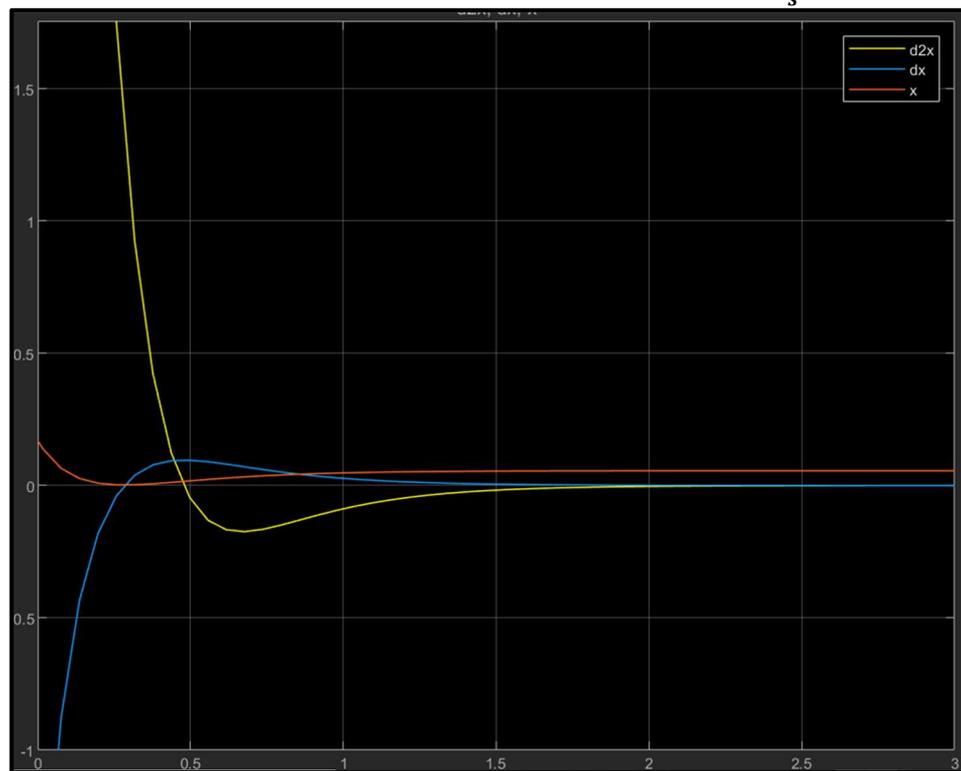
Simulationsergebnisse Landegeschwindigkeit $3 \frac{m}{s}$ 

Abbildung 41: Lösung DGL Landegeschwindigkeit 3 m/s

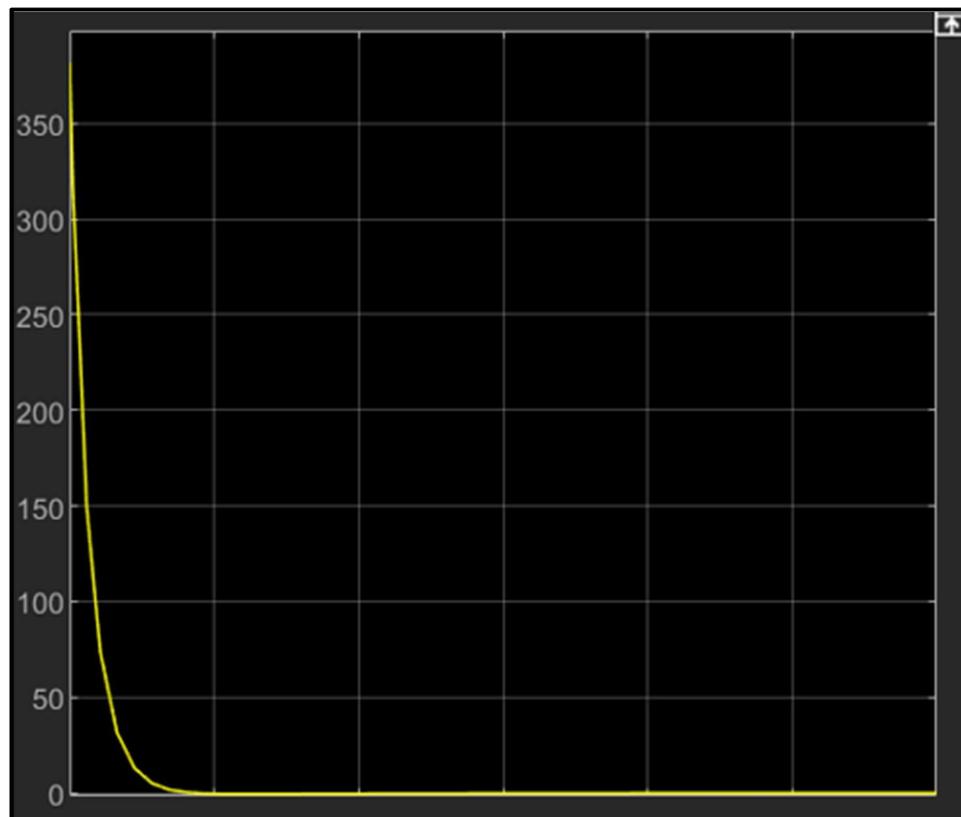


Abbildung 42: Kräftewirkung auf Drohne pro Fuß 3 m/s

Anhang 4

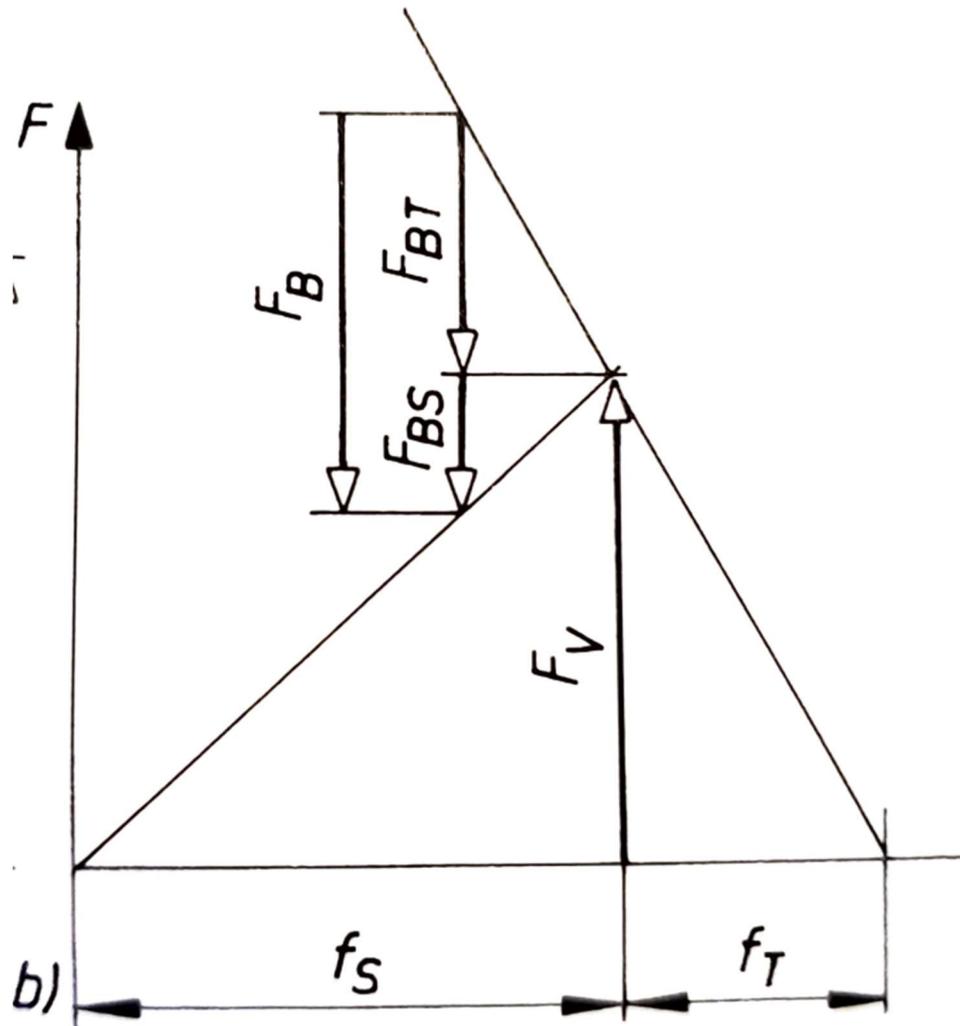


Abbildung 43: Verspannungsschaubild bei dynamischer Druckkraft [RMM09]

TB 4-1 Reibungszahlen

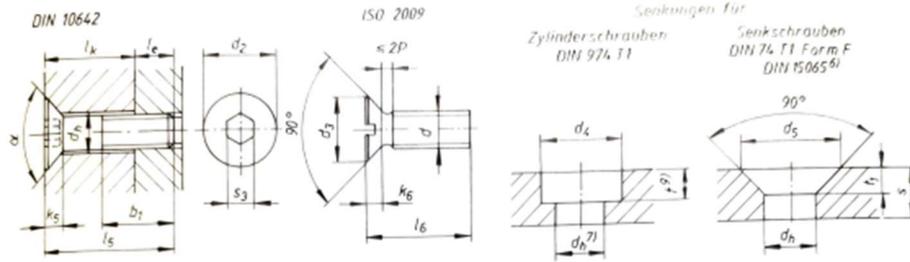
- a) Haft- und Gleitreibungszahlen
Anhaltswerte für den Maschinenbau

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

¹⁾ Die Haftreibungszahl μ_0 einer Werkstoffpaarung ist meist geringfügig größer als die Gleitreibungszahl μ . Sie ist nur für den Grenzfall des Übergangs in die Bewegung definiert.

²⁾ Bei technisch üblichen, geringen Verunreinigungen.

TB 8-9 Fortsetzung



16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30		
10642	2009	10642	2009	10642	10642	2009	974T1				15065	74T1	15065	74T1		DIN EN ISO DIN
Kopfdurchmesser		Kopfhöhe		Schlüsselweite	Nennlängenbereich ^{1) 4)}		Senkdurchmesser ⁸⁾				für DIN EN ISO 2009 ¹⁰⁾	für DIN EN ISO 10642	für DIN EN ISO 2009	für DIN EN ISO 10642	Gewinde	
Reihe 1		Reihe 4			Reihe 5		Reihe 6									
d_2	d_3	k_5	k_6	s_3	l_5	l_6	d_4	d_4	d_4	d_4	d_5	d_5	$\approx t_1$	$\approx t_1$	d	
6,72	5,5	1,86	1,65	2	8 ... 30 (25)	5 ... 30 (30)	6,5	7	9	8	6,3	7,5	1,6	1,8	M3	
8,96	8,4	2,48	2,7	2,5	8 ... 40 (25)	6 ... 40 (40)	8	9	10	10	9,4	10	2,6	2,4	M4	
11,2	9,3	3,1	2,7	3	8 ... 50 (30)	8 ... 50 (45)	10	11	13	13	10,4	12,5	2,6	3,1	M5	
13,44	11,3	3,72	3,3	4	8 ... 60 (35)	8 ... 60 (45)	11	13	15	15	12,6	14,5	3,1	3,6	M6	
17,92	15,8	4,96	4,65	5	10 ... 80 (45)	10 ... 80 (45)	15	16	18	20	17,3	19	4,3	4,6	M8	
22,4	18,3	6,2	5	6	12 ... 100 (50)	12 ... 80 (45)	18	20	24	24	20	23,5	4,7	6	M10	
26,88	-	7,44	-	8	20 ... 100 (60)	-	20	24	26	33	-	28	-	7	M12	
-	-	8,4	-	-	25 ... 100 (65)	-	24	26	30	40	-	32	-	8	M14	
33,6	-	8,8	-	10	30 ... 100 (70)	-	26	30	33	43	-	35	-	8,5	M16	
40,32	-	10,16	-	12	35 ... 100 (90)	-	33	36	40	48	-	41,5	-	9,5	M20	
-	-	-	-	-	-	-	40	43	48	58	-	-	-	-	M24	
-	-	-	-	-	-	-	50	54	61	73	-	-	-	-	M30	

TB 8-10 Richtwerte für Setzbetrag und Grenzflächenpressung (nach VDI-2230)

a) Richtwerte für Setzbeträge bei massiven Schraubenverbindungen

		Längskraft			Querkraft		
Rautiefe der Oberfläche Rz in μm		<10	10 ... <40	40 ... <160	<10	10 ... <40	40 ... <160
f_z in μm	im Gewinde	3	3	3	3	3	3
	je Kopf- oder Mutterauflage	2,5	3	4	3	4,5	6,5
	je innere Trennfuge	1,5	2	3	2	2,5	3,5
	Summe ¹⁾	9,5	11	14	11	14,5	19,5

¹⁾ Setzbetrag für Durchsteckschraube mit einer inneren Trennfuge.

TB 8-11 Richtwerte für den Anziehfaktor k_A (nach VDI 2230)

Anziehverfahren	Streuung der Vorspannkkräfte	Bemerkungen	Anziehfaktor k_A
Längungsgesteuertes Anziehen mit Ultraschall	$\pm 2\%$ bis $\pm 10\%$	kleinerer Wert bei direkter mechanischer größerer bei indirekter Ankopplung	1,05 bis 1,2
Streckgrenzgesteuertes oder drehwinkelgesteuertes Anziehen von Hand oder motorisch	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Schrauben werden mit $F_{V_{\min}}$ berechnet, d. h. $F_{V_{\min}} = F_{VM}$	1,2 bis 1,4
Hydraulisches Anziehen	$\pm 9\%$ bis $\pm 23\%$	kleinerer Wert für Schrauben $l_k/d \geq 5$ größerer Wert für Schrauben $l_k/d \leq 2$	1,2 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und versuchsmäßiger Bestimmung der Anziehdrehmomente am Originalverschraubungsteil	$\pm 17\%$ bis $\pm 23\%$	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstell- und Kontrollversuchen (z. B. 20) und geringe Streuung des abgegebenen Momentes	1,4 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und Bestimmung der Anziehdrehmomente durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)	für $\mu_G = \mu_K = 0,04-0,10$ $\pm 23\%$ bis $\pm 33\%$	kleinerer Wert für messende Drehmomentschlüssel bei gleichmäßigem Anziehen und für Präzisionsdrehschrauber größerer Wert für Signalgebende oder ausknickende Drehmomentschlüssel	1,6 bis 2,0
	für $\mu_G = \mu_K = 0,08-0,16$ $\pm 26\%$ bis $\pm 43\%$		1,7 bis 2,5
Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber Anziehen von Hand ohne Messung des Anziehmomentes	$\pm 43\%$ bis $\pm 60\%$	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment), spielfreie Impulsübertragung	2,5 bis 4,0

Nr	Bereich der Nachgiebigkeit	Modellierung-Durchmesser für A_{ers}	Modellierungs-Länge l_i
1	im Schraubenkopf	d Gewinde-Neendurchmesser	0,5 d Sechskantschr. 0,4 d Zylinderkopfschr.
2	Schaft 1	d_1 Schaftdurchmesser	Schaftlänge l_1
3	Schaft 2	d_2 Schaftdurchmesser	Schaftlänge l_2
4	nicht eingeschr. Gewindeteil	d_3 Gewinde-Kerndurchmesser	freie Gewindelänge l_3
5	eingeschraubtes Gewinde	d_3 Gewinde-Kerndurchmesser	0,50 d
6a	+ Nachgiebigkeit Sacklochgewinde	d Gewinde-Neendurchmesser	0,33 d
6b	oder Nachgiebigkeit Muttergewinde	d Gewinde-Neendurchmesser	0,40 d

Abbildung 44: Modellierungs-Durchmesser und Modellierungs-Länge für δ_s [RMM09]

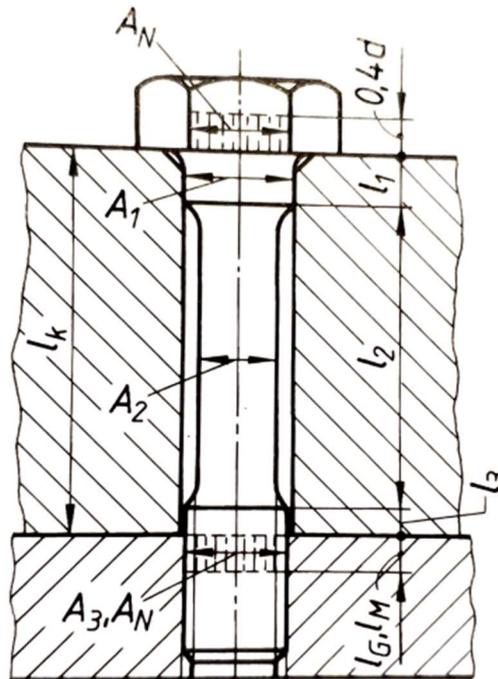


Bild 8-9 Mitfedernde
Einzelemente einer
Dehnschraube

Abbildung 45: Einzelemente der Schraube [RMM09]

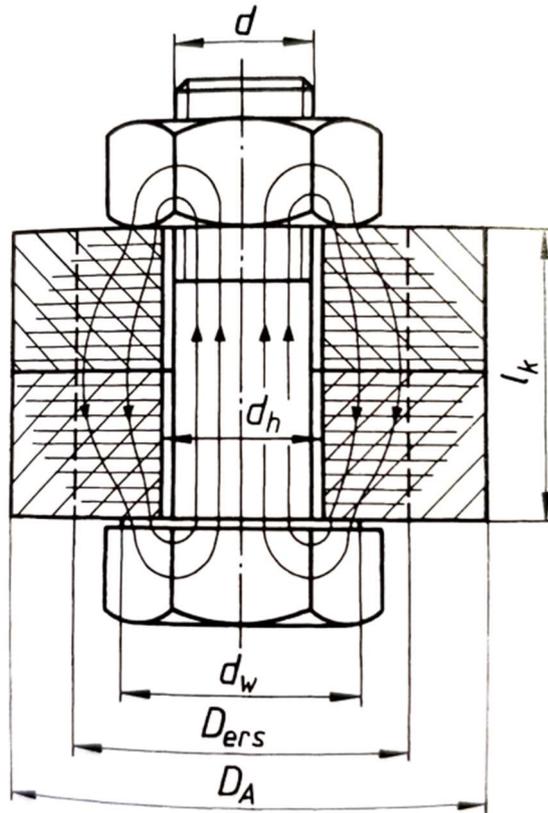


Abbildung 46: Gedrückte Bereiche in einer Durchsteckverschraubung [RMM09]

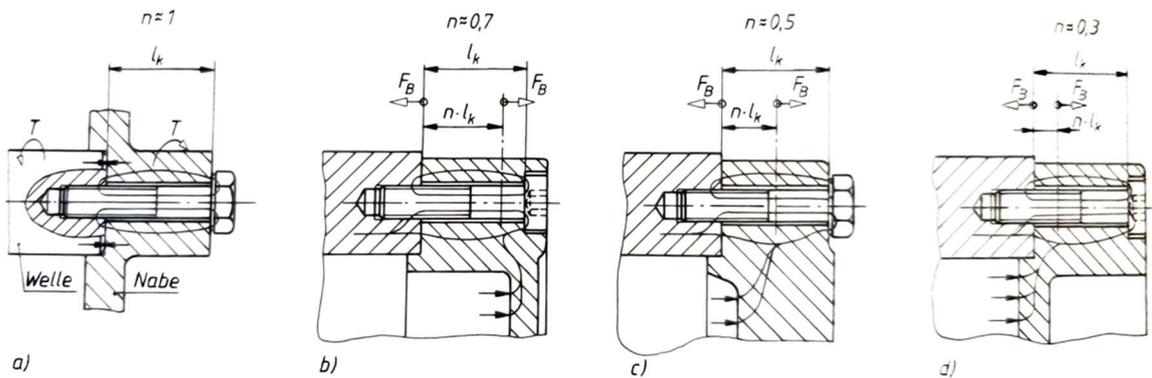


Bild 8-14 Kräfteinleitungsfaktoren für typische Konstruktionsfälle.

a) Querbeanspruchte, reibschlüssige Schraubenverbindung, b) Deckelverschraubung mit weit von der Trennfuge liegendem Kraftangriffspunkt (ungünstig), c) und d) mit näher zur Trennfuge rückendem Kraftangriffspunkt (günstiger)

Abbildung 47: Auswahl Kräfteinleitungsfaktor n [RMM09]

TB 8-14 Spannkraft F_{sp} und Spannmomente M_{sp} für Schaft- und Dehnschrauben bei verschiedenen Gesamtreibungszahlen $\mu_{Ges}^{1)}$

Regel- bzw. Feingewinde	μ_{Ges} = μ_{G} = μ_{K}	Schaftschrauben						Dehnschrauben ($d_T \approx 0,9 d_s$)					
		Spannkraft F_{sp} in kN			Spannmoment M_{sp} in Nm			Spannkraft F_{sp} in kN			Spannmoment M_{sp} in Nm		
		bei Festigkeitsklasse ²⁾						bei Festigkeitsklasse ¹⁾					
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M5	0,08	7,6	11,1	13,0	4,4	6,5	7,6	5,3	7,8	9,1	3,1	4,5	5,3
	0,10	7,4	10,8	12,7	5,2	7,6	8,9	5,1	7,6	8,9	3,6	5,3	6,2
	0,12	7,2	10,6	12,4	5,9	8,6	10,0	5,0	7,3	8,6	4,1	6,0	7,0
	0,14	7,0	10,3	12,0	6,5	9,5	11,2	4,8	7,1	8,3	4,5	6,6	7,7
M6	0,08	10,7	15,7	18,4	7,7	11,3	13,2	7,5	11,0	12,9	5,4	7,9	9,2
	0,10	10,4	15,3	17,9	9,0	13,2	15,4	7,3	10,7	12,5	6,2	9,1	10,7
	0,12	10,2	14,9	17,5	10,1	14,9	17,4	7,0	10,3	12,1	7,0	10,3	12,0
	0,14	9,9	14,5	17,0	11,3	16,5	19,3	6,8	9,9	11,6	7,7	11,3	13,2
M8	0,08	19,5	28,7	33,6	18,5	27,2	31,8	13,8	20,3	23,8	13,1	19,2	22,5
	0,10	19,1	28,0	32,8	21,3	31,8	37,2	13,4	19,7	23,1	15,2	22,3	26,1
	0,12	18,6	27,3	32,0	24,6	36,1	42,2	13,0	19,1	22,3	17,1	25,2	29,5
	0,14	18,1	26,6	31,1	27,3	40,1	46,9	12,5	18,4	21,5	18,9	27,8	32,5
M8 x 1	0,08	21,2	31,1	36,4	19,3	28,4	33,2	15,5	22,7	26,6	14,1	20,7	24,3
	0,10	20,7	30,4	35,6	22,8	33,5	39,2	15,0	22,1	25,8	16,6	24,3	28,5
	0,12	20,2	29,7	34,7	26,1	38,3	44,9	14,6	21,4	25,1	18,8	27,7	32,4
	0,14	19,7	28,9	33,9	29,2	42,8	50,1	14,1	20,7	24,3	20,9	30,7	35,9
M10	0,08	31,0	45,6	53,3	35,9	52,7	61,7	22,1	32,5	38,0	25,6	37,6	44,0
	0,10	30,3	44,5	52,1	42,1	61,8	72,3	21,5	31,5	36,9	29,8	43,7	51,2
	0,12	29,6	43,4	50,8	47,8	70,2	82,2	20,8	30,5	35,7	33,6	49,4	57,8
	0,14	28,8	42,3	49,5	53,2	78,1	91,3	20,1	29,5	34,6	37,1	54,5	63,8
M10 x 1,25	0,08	33,1	48,6	56,8	37,2	54,6	63,9	24,2	35,5	41,5	27,2	39,9	46,7
	0,10	32,4	47,5	55,6	43,9	64,5	75,4	23,5	34,5	40,4	31,9	46,8	54,8
	0,12	31,6	46,4	54,3	50,2	73,7	86,2	22,8	33,5	39,2	36,2	53,2	62,2
	0,14	30,8	45,2	53,0	56,0	82,3	96,3	22,1	32,4	37,9	40,2	59,0	69,0
M12	0,08	45,2	66,3	77,6	62,7	92,0	108	32,3	47,5	55,6	44,9	65,9	77,1
	0,10	44,1	64,9	75,9	73,5	108	126	31,4	46,1	54,0	52,3	76,8	89,8
	0,12	43,1	63,3	74,1	83,6	123	144	30,4	44,7	52,3	59,1	86,8	102
	0,14	41,9	61,6	72,1	93,1	137	160	29,4	43,1	50,6	65,3	95,9	112
M12 x 1,25	0,08	50,1	73,6	86,2	66,3	97,4	114	37,3	54,8	64,1	49,4	72,5	84,8
	0,10	49,1	72,1	84,4	78,8	116	135	36,4	53,4	62,5	52,3	85,6	100
	0,12	48,0	70,5	82,5	90,5	133	155	35,3	51,9	60,7	66,6	97,8	114
	0,14	46,8	68,8	80,5	101	149	174	34,2	50,3	58,9	74,2	109	127
M14	0,08	62,0	91,0	106	99,6	146	171	44,5	65,3	76,4	71,5	105	123
	0,10	60,6	88,9	104	117	172	201	43,2	63,4	74,2	83,4	122	143
	0,12	59,1	86,7	101	133	195	229	41,8	61,4	71,9	94,3	138	162
	0,14	57,5	84,4	98,8	148	218	255	40,4	59,4	69,5	104	153	179
M16	0,08	84,7	124	145	153	224	262	61,8	90,8	106	111	164	191
	0,10	82,9	122	142	180	264	309	60,1	88,3	103	131	192	225
	0,12	80,9	119	139	206	302	354	58,3	85,7	100	148	218	255
	0,14	78,8	116	135	230	338	395	56,5	82,9	97,0	165	242	283
M16 x 1,5	0,08	91,4	134	157	159	233	273	68,6	101	118	119	175	205
	0,10	89,6	132	154	189	278	325	66,9	98,3	115	141	207	243
	0,12	87,6	129	151	218	320	374	65,1	95,6	112	162	238	278
	0,14	85,5	125	147	244	359	420	63,1	92,7	108	181	265	310
M20	0,08	136	194	227	308	438	513	100	142	166	225	320	375
	0,10	134	190	223	363	517	605	97	138	162	264	376	440
	0,12	130	186	217	415	592	692	94	134	157	300	427	499
	0,14	127	181	212	464	661	773	91	130	152	332	473	554
M20 x 1,5	0,08	154	219	257	327	466	545	117	167	196	249	355	416
	0,10	151	215	252	392	558	653	115	163	191	298	424	496
	0,12	148	211	246	454	646	756	112	159	186	342	488	571
	0,14	144	206	241	511	728	852	108	154	181	384	547	640
M24	0,08	196	280	327	529	754	882	143	204	239	387	551	644
	0,10	192	274	320	625	890	1041	140	199	233	454	646	756
	0,12	188	267	313	714	1017	1190	135	193	226	515	734	859
	0,14	183	260	305	798	1136	1329	131	187	218	572	814	953
M24 x 2	0,08	217	310	362	557	793	928	165	235	274	422	601	703
	0,10	213	304	355	666	949	1110	161	229	268	502	715	837
	0,12	209	297	348	769	1095	1282	156	223	261	576	821	961
	0,14	204	290	339	865	1232	1442	152	216	253	645	919	1075

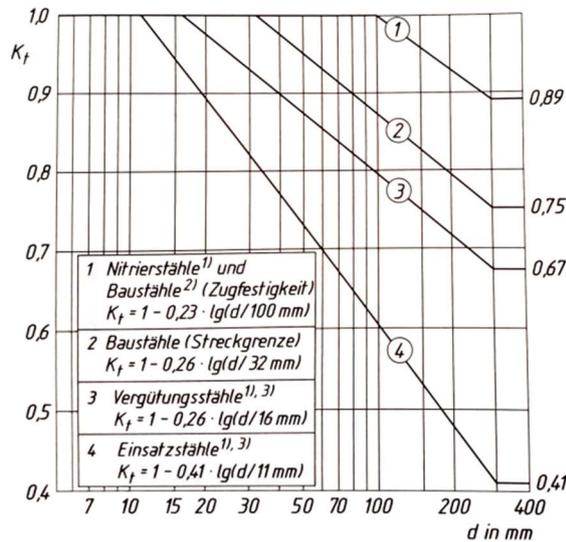
TB 1-1 Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte in N/mm^2 für die Normabmessung d_N
 Schwingfestigkeitswerte nach DIN 743-3¹⁾²⁾ (Richtwerte)
 Elastizitätsmodul $E = 210\,000\ N/mm^2$, Schubmodul $G = 81\,000\ N/mm^2$

Kurzname	Stahlsorte Werkstoff- nummer	A % min.	R_{eN} min.	R_{mN} $R_{p0,2N}$ min.	σ_{d1WN} ($\sigma_{d1,5kN}$)	σ_{d2WN} ($\sigma_{d2,5kN}$)	τ_{dWN} ($\tau_{d1,5kN}$)	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
a) Unlegierte Baustähle, warmgewalzt, nach DIN EN 10025-2 Lieferzustand: +N oder +AR Normabmessung $d_N = 16\ mm$									
S235JR S235J0 S235J2	1.0038 1.0114 1.0117	26	360	235	140 (235)	180 (280)	105 (165)	[1]	Wärmegewalzte, unlegierte Qualitätsstähle ohne Eignung zur Wärmebehandlung, die durch Zugfestigkeit und Streckgrenze gekennzeichnet und für die Verwendung bei Umgebungstemperatur in geschweißten, genieteten und geschraubten Bauteilen bestimmt sind, unberuhigter Stahl nicht zulässig
S275JR S275J0 S275J2	1.0044 1.0143 1.0145	23	430	275	170 (275)	215 (330)	125 (190)	1,05	Stahlsorten mit Werten für die Kerbschlagarbeit (z. B. J2: Kerbschlagarbeit 27J bei $-20^\circ\ C$) Standardwerkstoff im Maschinen- und Stahlbau, bei mäßiger Beanspruchung; Flach- und Langerzeugnisse; gut bearbeitbar, Schweiß-eignung verbessert sich bei jeder Sorte von Gütegruppe JR bis K2
S355JR S355J0 S355J2 S355K2	1.0045 1.0553 1.0577 1.0596	22	510	355	205 (355)	255 (425)	150 (245)		Bei mittlerer Beanspruchung; gut bearbeitbar und umformbar, gute Schweiß-eignung; z. B. Wellen, Achsen, Hebel, Schweißteile
S450J0	1.0590	17	550	450	220 (400)	275 (505)	165 (310)		Standardwerkstoff für hoch beanspruchte Tragwerke im Stahl-, Kran- und Brückenbau; hohe Streckgrenze, beste Schweiß-eignung; hoch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau
S185 E295 E335 E360	1.0035 1.0050 1.0060 1.0070	18 20 16 11	310 490 590 690	185 295 335 360	– 195 (295) 235 (335) 275 (360)	– 245 (355) 290 (400) 345 (430)	– 145 (205) 180 (230) 205 (250)	 1,1 1,7	nur für Langerzeugnisse (Profile, Stäbe, Rohre) Stahlsorten ohne Werte für die Kerbschlagarbeit (Erzeugnisse aus diesen Stählen dürfen nicht mit CE gekennzeichnet werden) untergeordnete Maschinenteile bei geringer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Ge-länder, Treppen gut bearbeitbar; meist verwendeter Maschinenbaustahl bei mittlerer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Wellen, Achsen, Bolzen für höher beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile, pressschweißbar; z. B. Wellen, Ritzel, Spindeln höchst beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile in naturhartem Zustand, pressschweißbar; z. B. Nocken, Walzen, Gesenke, Steuerungsteile

TB 3-11 Faktoren K für den Größeneinfluss

a) Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl



- 1) Bei Nitrier-, Vergütungs- und Einsatzstählen ist K_t für Zugfestigkeit und Streckgrenze gleich.
- 2) ist auch für dynamische Festigkeitswerte zu verwenden.
- 3) für Cr-Ni-Mo-Einsatzstähle gelten die Werte der Vergütungsstähle.

TB 3-5 Fortsetzung

c) für Schweiß-, Niet-, Stift- und Bolzenverbindungen

Betriebsart	Art der Maschinen bzw. der Bauteile (Beispiele)	Art der Stöße	Anwendungsfaktor K_A
gleichförmige umlaufende Bewegungen	elektrische Maschinen, Schleifmaschinen, Dampf- und Wasserturbinen, umlaufende Verdichter	leicht	1,0 ... 1,1
gleichförmige hin- und hergehende Bewegungen	Dampfmaschinen, Verbrennungskraftmaschinen, Hobel- und Drehmaschinen, Kolbenverdichter	mittel	1,2 ... 1,4
umlaufende bzw. hin- und hergehende stoßüberlagerte Bewegungen	Kunststoffpressen, Biege- und Richtmaschinen, Walzwerksgetriebe	mittelstark	1,3 ... 1,5
stoßhafte Bewegungen	Spindelpressen, hydraulische Schmiedepressen, Abkantpressen, Profilscheren, Sägegatter	stark	1,5 ... 2,0
schlagartige Beanspruchung	Steinbrecher, Hämmer, Walzwerkskaltcheren, Walzenstände, Brecher	sehr stark	2,0 ... 3,0

TB 9-1 Richtwerte für die zulässige mittlere Flächenpressung (Lagerdruck) p_{zul} bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (z. B. Gelenke, Drehpunkte)

 p_{zul} wird durch die Verschleißrate des Lagerwerkstoffes bestimmt. ()-Werte gelten für kurzzeitige Lastspitzen

Bei Schwellbelastung gelten die 0,7-fachen Werte.

Zeile	Gleitpartner (Lager-/Bolzenwerkstoff) ¹⁾	p_{zul} in N/mm ²
	<i>bei Trockenlauf (wartungsfrei):</i>	
1	PTFE Composite ^{2)/St}	80 (250)
2	iglidur X ^{3)/St} gehärtet	150
3	iglidur G ^{3)/St} gehärtet	80
4	DU-Lager ^{4)/St}	60 (140)
5	Sinterbronze mit Festschmierstoff/St	80
6	Verbundlager (Laufschicht PTFE)/St	30 (150)
7	PA oder POM/St	20
8	PE/St	10
9	Sintereisen, ölgetränkt (Sint-B20)/St	8
	<i>bei Fremdschmierung:</i>	
10	Tokatbronze ^{5)/St}	100
11	St gehärtet/St gehärtet	25
12	Cu-Sn-Pb-Legierung/St gehärtet	40 (100)
13	Cu-Sn-Pb-Legierung/St	20
14	GG/St	5
15	Pb-Sn-Legierung/St	3 (20)

¹⁾ Harte und geschliffene Bolzenoberfläche ($R_a \approx 0,4 \mu\text{m}$) günstig.

²⁾ Kunststoffbeschichteter Stahlrücken
Hersteller: SKF.

³⁾ Thermoplastische Legierung mit Fasern und Festschmierstoffen.

Hersteller: igus GmbH, Bergisch Gladbach

⁴⁾ Auf Stahlrücken (Buchse, Band) aufgesinterter Zinnbronzeschicht, deren Hohlräume mit PTFE und Pb gefüllt sind.
Hersteller: Karl Schmidt GmbH, Neckarsulm.

⁵⁾ Mit Bleibronze beschichteter Stahl
Hersteller: Kugler Bimetal, Le Lignon/Genf.