

Diplomarbeit

Nr. KFS/04/2017

Entwicklung eines hydraulischen Kippmechanismus am Dreiradkipper

eingereicht im Fachbereich Kraftfahrzeugtechnik der Westsächsischen Hochschule
Zwickau zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieurs (FH)

vorgelegt von: **cand. Ing. Kranz, Marco** **geb. am: 11.04.1980**

Studiengang Kraftfahrzeugtechnik
Studienschwerpunkt Kraftfahrzeugservice

Autorenreferat

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Problematik eines aus dem vergangenen Jahrhundert produzierten Fahrzeuges. In den Anfängen der 1950er Jahre war es nicht üblich, dass Kleinnutzfahrzeuge mit Kippfunktion, über eine sich an Bord befindliche Hydraulikanlage verfügten. Meist wurde die Ladung mit Hilfe der Schwerkraft gekippt. Auch beim Fahrzeug welches Gegenstand dieser Diplomarbeit ist, handelt es sich um einen Schwerkraftkipper. Dass es beim Kippen über dieses Prinzip in der heutigen Zeit zu einigen Problemen führt, soll ebenso aufgeführt werden, wie zahlreiche Verbesserungsvorschläge oder Änderungen. Nach einer ausführlichen Schwachstellenanalyse mit Berechnungen und Skizzen werden die Probleme Schritt für Schritt in Angriff genommen und abgestellt. Durch den Einbau und ausführlichem Test einer hydraulischen Anlage, sind sämtliche konstruktive Fehler abgestellt wurden und machen das Gerät zu einem alltagstauglichen Nutzfahrzeug mit Kippfunktion.

Selbständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig, ohne fremde Hilfe und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt habe. Weiterhin versichere ich, dass diese Diplomarbeit noch keiner anderen Prüfungskommission vorgelegen hat.

Altenburg im Juli 2017

Marco Kranz

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis.....	V
Kurzzeichenverzeichnis.....	VI
Abkürzungsverzeichnis.....	IX
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik.....	2
2.1 Die Werkstatt.....	2
2.2 Das Fahrzeug.....	2
2.2.1 Fahrzeugtechnik.....	2
2.2.2 Technische Daten.....	4
2.3 Der Kippmechanismus.....	5
2.3.1 Berechnung des Gesamtschwerpunktes der Kippmulde.....	5
2.3.2 Berechnung der Masse und Volumen.....	6
2.3.3 Verlagerung des Schwerpunktes beim Kippen.....	9
2.3.4 Schwerpunkt bei halbbeladener Kippmulde.....	11
2.3.5 Bestimmung verschiedener Schüttgutdichten.....	13
2.3.6 Auswertung der Berechnungen.....	14
2.4 Der Kippwinkel.....	15
2.5 Die Kippunkte.....	17
3 Analysen verschiedener Kippvariationen.....	19
3.1 Ermittlung des durchschnittlichen Kippwinkels.....	19
3.2 Variantenvergleich zur Kippwinkelverbesserung.....	20
3.2.1 Variante 1: Veränderung des Endanschlages.....	20
3.2.2 Variante 2: Erhöhung des Kipppunktes 3.....	21
3.2.3 Variante 3: Erhöhung der Kippunkte auf dem Fahrzeugrahmen.....	23
3.2.4 Vergleich der Varianten mit Punktesystem.....	24
3.3 Konstruktionsmöglichkeiten eines neuen Kippmechanismus.....	25
3.3.1 Berechnung der benötigten Hilfskraft.....	25
3.3.2 Berechnung des Mindestkippwinkels.....	25
3.3.3 Konstruktionsvarianten mit einem einfachen Zylinder.....	27
3.3.4 Konstruktionsvariante mit Teleskopzylinder.....	30
4 Konstruktion des Mechanismus mit Teleskopzylinder.....	31
4.1 Vorüberlegungen.....	31
4.2 Bestimmen der genauen Kolbenhublänge.....	31

4.3	Befestigung des Zylinders im Rahmen	32
4.3.1	Aufbau des Zylinders.....	32
4.3.2	Berechnung der Durchbiegung.....	32
4.3.3	Berechnung statischer Festigkeitsnachweis	34
4.3.4	Berechnung der Schweißverbindung.....	34
4.4	Ermittlung des Neigungswinkels und Raumbedarf des Zylinders.....	37
4.5	Gestaltung der Zwischenplatte	37
4.6	Befestigung der Kolbenstange am Wannenboden.....	39
4.7	Gestaltung der Drehgelenkaufnahme	40
4.7.1	Berechnung der Lagerkräfte.....	40
4.7.2	Berechnung der Schweißverbindung.....	42
4.7.3	Berechnung des überschlägigen Bolzendurchmessers	42
4.8	Montage der Schweißteile	43
5	Hydraulik	45
5.1	Berechnung des benötigten Arbeitsdruckes	45
5.2	Varianten zum Pumpenantrieb	46
5.3	Grundlegende Berechnungen.....	48
5.4	Anlagenschutz.....	53
5.5	Betätigung	55
5.6	Montage der hydraulischen Komponenten	56
5.7	Wahl der Hydraulikflüssigkeit.....	59
5.8	Vor- und Nachteile der hydraulischen Konstruktion	60
6	Mechanische und hydraulische Zusammenführung	61
6.1	Berechnung des Schließmaßes.....	62
6.2	Vorbereitungen.....	63
6.3	Der erste Start.....	63
7	Versuche	65
7.1	Komplettentleerung	65
7.2	Teilmengen entladen.....	67
7.3	Senkzeit	68
7.4	Gesamtauswertung der Konstruktion.....	68
8	Zusammenfassung	70
	Quellenverzeichnis	71
	Bildquellenverzeichnis	72
	Anlagenverzeichnis	73

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: mechanische Kippsperre	3
Bild 2: Kippbegrenzung	3
Bild 3: Schwerpunktlage	6
Bild 4: Füllen der waagerechten Kippmulde.....	8
Bild 5: randvolle Mulde	8
Bild 6: Füllhöhe.....	8
Bild 7: Fahrzeug wiegen mit Aufbau	9
Bild 8: Fahrzeug ohne Aufbau	9
Bild 9: eingeschweißter Bolzen.....	9
Bild 10: Skizze mit Kippunkt	10
Bild 11: Neigungswinkelermittlung	10
Bild 12: Kippmulde 22° geneigt.....	11
Bild 13: Schwerpunkt halbvolle Mulde	12
Bild 14: Schwerpunkt halbvolle Kippmulde und 22° geneigt.....	13
Bild 15: beladen mit Buchenholz	14
Bild 16: beladen mit Sand.....	14
Bild 17: Skizze der angreifenden Kräfte bei 22°	14
Bild 18: Kippwinkel	16
Bild 19: Restschüttgut nach Lösen der Kippsperre	17
Bild 20: Verschleißspuren Bolzen (K2)	18
Bild 21: Verschleißspuren Lagerstelle (K3).....	18
Bild 22: Handskizze	20
Bild 23: 3-D Modell mit CATIA	21
Bild 24: Abstand K3 zum Bolzen der Kippwanne	22
Bild 25: nach oben verlagerter Kippunkt (K3).....	22
Bild 26: Kippmechanik mit 100 mm Rahmenerhöhung	23
Bild 27: Freikörperbild.....	25
Bild 28: Teleskopzylinder.....	26
Bild 29: Schubkarre, beladen mit Sand.....	27
Bild 30: Freikörperbild mit veränderter Krafteinleitung	28
Bild 31: Kraftverteilung in Abhängigkeit vom Hebelarm	28
Bild 32: Skizze Scherenmechanismus.....	29
Bild 33: Skizze Kippen über Seilzug	30
Bild 34: Hilfskonstruktion	31
Bild 35: Freikörperbild Querrahmen.....	33
Bild 36: ertragbare Normalspannungen [4]	36
Bild 37: Kollision beim Neigen	37
Bild 38: Gleitlagerbuchse, Stahl, mit Schmiernut	38
Bild 39: Zwischenplatte mit Lagerdeckel.....	39
Bild 40: Zwischenplatte mit Lagerbock	39
Bild 41: Skizze, Kippzustand in Endposition	41
Bild 42: Freikörperbild, Ermittlung der Lagerkräfte.....	41
Bild 43: Schweißverbindung, Zwischenplatten.....	44
Bild 44: Kippmulde, Unterseite	44
Bild 45: Pumpendruckbedarf der jeweiligen Teleskopstufen	46
Bild 46: Mess- und Prüfmittel.....	50
Bild 47: Schema, Versuchsaufbau.....	51
Bild 48: Versuch, Bestimmen des volumetrischen Wirkungsgrad	51
Bild 49: Leistungsdiagramm Dieselmotor 1 NVD [6] S.4	53

Bild 50: Skizze, Entstehung von negativer Last beim Kippen.....	54
Bild 51: Skizze, Federkraft und –längenermittlung.....	55
Bild 52: Skizze, Kippbetätigung	56
Bild 53: Riemenscheibe, Lagerbock, Vielzahnwelle Hydraulikpumpenantrieb.....	58
Bild 54: 3/3-Wegeventil, Position "heben".....	59
Bild 55: Aussparung, Mittelstellung in Armaturentafel.....	59
Bild 56: Skizze, Maßkette	62
Bild 57: Endlage des Teleskopzylinders	64
Bild 58: Diagramm, Systemdrücke beim Kippen	66
Bild 59: Fahrzeug, beladen mit Sand.....	66
Bild 60: komplett entleerte Mulde.....	67

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Werte zur Schwerpunktberechnung.....	5
Tabelle 2: Werte zur Schwerpunktberechnung, halbgefüllt.....	12
Tabelle 3: Massen und Dichten von Schüttgütern	14
Tabelle 4: Kippwinkelbestimmung	20
Tabelle 5: Auszug DIN 1026-1.....	33
Tabelle 6: Messwerte zur Wirkungsgradbestimmung	52
Tabelle 7: Abmaßtabelle.....	61
Tabelle 8: Versuchswerte, Systemdruck.....	65

Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Einheit	Bedeutung
A_i	cm ²	Flächeninhalt einer Teilfläche
A_K	cm ²	Kolbenfläche
A_Q	mm ²	Querschnittsfläche
A_{schw}	mm ²	Schweißnahtfläche
A_{Seite}	cm ²	Flächeninhalt Seitenfläche
F	N	Gesamtkraft im U-Profil
F_2	N	Gegenkraft zur Schwerkraft
F_A	N	Lagerkraft im Punkt A
F_B	N	Lagerkraft im Punkt B
F_F	N	Federkraft
F_K	N	Kolbenkraft
F_{K3}	N	Lagerkraft Drehgelenk
F_{N3}	N	Normalkraft im Punkt 3
F_{QA}	N	Querkraft im Lager A
F_{QB}	N	Querkraft im Lager B
F_{QK3}	N	Querkraft im Drehgelenk
F_S	N	Schwerkraft
I_x	mm ⁴	Flächenträgheitsmoment
K_A	-	Anwendungsfaktor
M_A	Nm	Biegemoment im Punkt A
M_B	Nm	Biegemoment im Punkt B
M_b	Nm (Nmm)	Biegemoment
M_{i_o}	mm	oberes Abmaß
M_{i_u}	mm	unteres Abmaß
P_{an}	kW	Antriebsleistung
Q	dm ³ /min	Volumenstrom
Q_e	dm ³ /min	effektiver Volumenstrom
Q_i	dm ³ /min	theoretisch geförderter Volumenstrom
R_e	N/mm ²	Zugfestigkeit
R_m	N/mm ²	Streckgrenze

S	-	Schwerpunkt
T_o	mm	oberes Toleranzmaß
T_u	mm	unteres Toleranzmaß
V	m ³	Volumen
V_{halb}	dm ³	Volumen halbgefüllte Mulde
V_g	dm ³	geometrisches Verdrängungsvolumen
V_{Mulde}	dm ³	Gesamtvolumen Kippmulde
V_{SW}	dm ³	Volumen der Seitenwände
V_{Zyl}	dm ³	Füllvolumen Teleskopzylinder
W_x	mm ³	Widerstandsmoment um x-Achse
a	mm	Länge
a_h	mm	gemessene Kipphöhe
a_{max}	mm	maximale Schweißnahtdicke
b	mm	Länge
b_{Mulde}	dm	Muldenbreite
c_l	mm	Länge Wannenboden
c_{rutsch}	mm	Gesamtlänge Muldenschräge
d	mm	Bolzendurchmesser
d₁	mm	Durchmesser Riemenscheibe 1
d₂	mm	Durchmesser Riemenscheibe 2
f_{max}	mm	maximale Durchbiegung
h	mm	Höhe
h_{füll}	mm	Füllhöhe
h_{kipp}	mm	Auskipphöhe
h_{rutsch}	mm	Höhe der Muldenschräge
k	-	Einspannfaktor
l_{Naht}	mm	Schweißnahtlänge
m	kg	Masse
m_{Mulde}	kg	Gesamtmasse Kippmulde
n	min ⁻¹	Drehzahl
n₁	min ⁻¹	Drehzahl Riemenscheibe 1
n₂	min ⁻¹	Drehzahl Riemenscheibe 2
n_{ist}	min ⁻¹	Istdrehzahl Hydraulikpumpe
n_{soll}	min ⁻¹	Solldrehzahl Hydraulikpumpe
p	bar	Druck

s	mm	Materialstärke U-Profil
S_F	-	Sicherheit gegen Fließen
S_{Schw}	-	Sicherheit Schweißverbindung
t	s	Zeit
t_{min}	mm	Materialstärke
t_{Füll}	s	Füllzeit Teleskopzylinder
v	m/s	Kolbengeschwindigkeit
x	-	Koordinatenbezeichnung
y	-	Koordinatenbezeichnung
x_s	mm	Lage des Schwerpunktes in x-Richtung
y_s	mm	Lage des Schwerpunktes in y-Richtung
x_{si}	mm	Lage eines Teilschwerpunktes x-Achse
y_{si}	mm	Lage eines Teilschwerpunktes y-Achse
α	°	Winkel, Kolbenstange-Normalkraft
α_{kip}	°	Kippwinkel
α_{neig}	°	Neigungswinkel
β	°	Winkel, Kolbenstange-Querkraft
η_{ges}	-	Gesamtwirkungsgrad
η_v	-	volumetrischer Wirkungsgrad
ρ	kg/dm ³	Dichte
σ_{bF}	N/mm ²	Biegefließfestigkeit
σ_{bmax}	N/mm ²	maximale Biegespannung
σ_{bzul}	N/mm ²	zulässige Biegespannung
σ_{ertr}	N/mm ²	ertragbare Spannung
σ_v	N/mm ²	Vergleichsspannung
σ_{vorh}	N/mm ²	vorhandene Spannung
φ	°	Schwenkwinkel Teleskopzylinder
T_{max}	N/mm ²	maximale Schubspannung
T_{Smschw}	N/mm ²	Querkraftschub

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CAD	Computer-Aided-Design
DDR	Deutsche Demokratische Republik
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
i.O.	in Ordnung
ISO	Information Security Office
K1	Kipppunkt 1
K2	Kipppunkt 2
K3	Kipppunkt 3 (Drehgelenk)
L/B/H	Länge/Breite/Höhe
MTS	Minski Traktorny Sawod
S.	Seite
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VEB	Volkseigener Betrieb
WHZ	Westsächsische Hochschule Zwickau

Danksagung

Als Vorwort dieser Arbeit möchte ich eine Danksagung aussprechen. Sie richtet sich an verschiedene Personen. Zum Einen, die mir den Einstieg in das Studium ermöglicht haben und zum Anderen, die mich auf dem Weg durch diese Zeit unterstützt, geholfen und ermutigt haben.

Herr Prof. Dr. Getzlaff, für die Zulassung zum Studium ohne Abitur, Prof. Dr. Fischer und Prof. Dr. Riedel, für die Betreuung dieser Diplomarbeit, Frau Dr. Meißner für die Finanzierungsmöglichkeit des Studiums, meinen Eltern, Schwiegereltern, und Großmutter († 2017) für die Unterstützung jeglicher Art, meiner Partnerin und Kindern für das Aufbringen von Verständnis und Geduld, teilweise sehr wenig Zeit für sie zu haben, meinen Kommilitonen aus der Seminargruppe 5: Patrick Bürgermeister, Martin Gerasch, Anja Schütte, Tom Rasch, Benjamin Rätze, Manuel Schneider und den Kommilitonen aus den anderen Gruppen: Ronny Fleck, Toni Jordan, Sören Bauer und Sebastian Rischke.

Einen besonderen Dank geht an den Kommilitone Randy Greiff für seine unermüdliche Geduld, mir Technische Mechanik und Mathematik beizubringen und meinen Freunden für die Unterstützung auf allen Ebenen.

Für die Durchführung meiner Versuchsreihen möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Kiesgrube Windischleuba bedanken. Für die Besorgung aller benötigten Teile bedanke ich mich bei meinem Vater und meinem ehemaligem Lehrbetrieb BVA-Windischleuba und Sascha Hempel und seiner Edelschmiede.

1 Einleitung

Der Kleindumper Picco I ist ein sehr robustes, störunanfälliges und wartungsarmes Fahrzeug zum Transportieren von Schüttgütern. Die Konstruktion des Fahrzeuges geht weit in die 1950er Jahre zurück. Fertiggestellt und produziert wurde es ab 1957 bis 1970 im VEB Fahrzeugwerk Mölkau bei Leipzig. Durch seine Bedienungsfreundlichkeit und Robustheit war der Dumper in der ehemaligen DDR sehr beliebt und wurde in allen Teilen der Republik vor allem in der Bauindustrie gern genutzt.

Auf unserem privaten Bauernhof ist ein Picco I seit 1992 in Besitz und seitdem ein treuer Helfer im Alltag. Durch den häufigen Gebrauch dieses Gerätes während der vergangenen über 20 Jahre sind nun einige Schwachstellen und Konstruktionsfehler aufgefallen, die in der folgenden Diplomarbeit ingenieurtechnisch erfasst, analysiert und verbessert werden sollen. Sicherlich käme ein Kauf eines moderneren Fahrzeuges in Frage, welches diese Schwachstellen nicht aufweist, doch widme ich mich einer anspruchsvollen Aufgabe, die Kosten des Umbaus in einem ökonomisch sinnvollen Rahmen zu halten und den Kaufpreis eines vergleichbaren, moderneren Fahrzeuges zu unterbieten. Erreicht werden soll dies mit allerhand Eigeninitiative und der Verwendung von bereits vorhandenen, auch teils gebrauchten Ersatzteilen aus dem Lager der privaten Werkstatt auf dem heimischen Bauernhof.

2 Stand der Technik

2.1 Die Werkstatt

Die private Werkstatt, in der das Fahrzeug untersucht und verbessert werden soll, verfügt über eine große Anzahl an allen dafür benötigten Prüf- und Messmitteln, Maschinen und Schweißgeräten. Schrauben in allen handelsüblichen Durchmessern und Längen und die dazugehörigen Muttern sind ebenfalls vorhanden. Zu den Maschinen gehört eine konventionelle Drehmaschine mit Dreibackenfutter, eine Ständerbohrmaschine, eine elektrische Bügelsäge, eine Senkrechtfräsmaschine und sämtliche Kleinlektrogeräte wie: Handbohrmaschine, Winkelschleifer usw. Desweiteren existiert eine Hebebühne und ein Deckenkran. Viele Teile die für diese Diplomarbeit benötigt oder angefertigt werden müssen, können demnach in der privaten Werkstatt von Eigenhand realisiert werden.

2.2 Das Fahrzeug

2.2.1 Fahrzeugtechnik

Der Picco I ist ein dreirädriges, frontantriebenes Fahrzeug, weshalb es im Volksmund auch unter der Bezeichnung „Dreikantfeile“ bekannt ist. Als Antrieb nutzt man einen Einzylinder-Wirbelkammerdieselmotor mit stehendem Zylinder und Luftkühlung durch ein riemengetriebenes Axialgebläse. Geschaltet wird über ein mechanisches Schaltgetriebe mit 4 Vorwärts- und einem Rückwärtsgang. Der 4. Gang ist jedoch werksseitig gesperrt, weil die Endgeschwindigkeit des Fahrzeuges zu hoch wäre und die Fahrsicherheit nicht mehr gewährleistet. Die Kraftübertragung des Verbrennungsmotors zum Getriebe erfolgt über eine Fuß betätigte Einscheibentrockenkupplung und vom Getriebe zur Vorderachse über eine Kreuzgelenkwelle mit Schiebestück. Der Rahmen ist ein geschweißter Kasten aus U-Profilen. Die Lenkung erfolgt über ein 3-Speichen Lenkrad und Lenkspindel auf das Hinterrad, über dessen sich der Fahrersitz befindet. Die Besonderheit der Lenkung ist, dass sich das Hinterrad 90° zur Fahrtrichtung einschlagen lässt und sich somit ein relativ kleiner Lenkradius des Fahrzeuges ergibt. Gefährlich wird die Situation für den Fahrer bei höheren Geschwindigkeiten, da die Fliehkraft des langen Fahrzeuges auf den Fahrer stark ansteigt und dieser Probleme bekommt, sich noch sicher auf dem Sitz zu halten. Es soll schon einige übermütige „Rennfahrer“ vom Sitz geworfen haben. Die Fuß betätigte Betriebsbremse wird hydraulisch auf die beiden Vorderräder übertragen. Die mechanische, über Seilzug betätigte Feststellbremse, ebenfalls. Das Hinterrad ist ungebremst.

Die Vorderachse, der Motor und das Getriebe wurden aus dem VEB Robur Werke in Zittau/ Sachsen bezogen. Die aus 4 mm Stahlblech geschweißte Kippmulde befindet sich vor dem Motor und dem Fahrer direkt über der Vorderachse, die somit die Hauptlast bei beladenem Fahrzeug trägt. Die Mulde ist aus einem Stück, alle Schweißnähte sind geschlossen und es gibt keine Möglichkeit eine Seite zu öffnen. Damit ist Die Mulde auch zum Transport von Flüssigkeiten geeignet. Am Kippen gehindert wird sie von einer

mechanisch entriegelbaren Sperre (Abbildung 1), der Endanschlag ist durch zwei in ihrer Länge unveränderbaren Gliederketten aus Stahl, begrenzt. (Abbildung 2)



Bild 1: mechanische Kippsperre



Bild 2: Kippbegrenzung

2.2.2 Technische Daten

[1] S. 33

1) Motor

Hersteller:	VEB Robur Werke Zittau
Typ:	1 NVD 12,5 SL GD1
Zylinderanzahl:	1
Hubraum:	795 cm ³
Verdichtung:	18 : 1
Leistung:	6,3 kW (8,5 PS) bei 2000 min ⁻¹
max. Drehzahl:	2300 min ⁻¹
Motormasse:	20 kg

2) Getriebe

Bauart:	Zahnrad Schubgetriebe
Übersetzungen:	1.Gang: 6,09 : 1
	2.Gang: 3,09 : 1
	3.Gang: 1,71 : 1
	Rückwärtsgang: 4,95 : 1
Fahrgeschwindigkeiten:	1. Gang: 4 km/h
(bei 2000 min ⁻¹)	2. Gang: 10 km/h
	3. Gang: 20 km/h

3) Maße und Massen

a) Maße

Spurweite vorn:	1320 mm
Radstand:	2010 mm
Fahrzeuglänge:	3340 mm
Fahrzeugbreite:	1550 mm
Ladehöhe über Boden:	1350 mm
Ladevolumen:	700 dm ³

b) Massen

Leermasse:	1060 kg
Nutzlast:	950 kg
zul. Gesamtmasse:	2190 kg
zul. Achslast vorn:	1750 kg
zul. Achslast hinten:	450 kg

2.3 Der Kippmechanismus

Das Entleeren der Kippmulde passiert über die Schwerkraft des Schüttgutes. Dies ist schon der erste Schwachpunkt der Konstruktion. Durch folgende Berechnungen der jeweiligen Schwerpunkte ist zu erkennen, dass es zu Problemen beim Abkippen des jeweiligen Schüttgutes bzw. der Menge des selbigen kommen kann.

2.3.1 Berechnung des Gesamtschwerpunktes der Kippmulde

Da es sich bei der Form der Kippmulde um ein einfaches, zusammengesetztes Gebilde aus einem gleichschenkligen Dreieck und einem Rechteck handelt, ist die Berechnung ohne großen Aufwand möglich. (Bild 3, Seite 6)

Schwerpunkt in x-Richtung:

$$x_s = \frac{\sum(x_{si} \cdot A_i)}{\sum A_i} \quad (1)$$

Schwerpunkt in y-Richtung:

$$y_s = \frac{\sum(y_{si} \cdot A_i)}{\sum A_i} \quad (2)$$

Dazu folgende Tabelle (1) um die einzelnen, einzusetzenden Werte zu bestimmen.

Tabelle 1: Werte zur Schwerpunktberechnung

Fläche	A in [cm ²]	x _{si} in [cm]	y _{si} in [cm]	x _{si} · A _i in [cm ³]	y _{si} · A _i in [cm ³]
Dreieck	2450	83,33	46,66	204.159	114.317
Rechteck	4200	30	35	126.000	147.000
Σ	6650	-	-	330.159	261.317

Die Werte eingesetzt in Formel (1) und (2):

$$x_s = \frac{330.159 \text{ cm}^3}{6.650 \text{ cm}^2} = 49,65 \text{ cm} \sim 50 \text{ cm}$$

$$y_s = \frac{261.317 \text{ cm}^3}{6.650 \text{ cm}^2} = 39,3 \text{ cm} \sim 40 \text{ cm}$$

und eingezeichnet in eine einfache Skizze. (Abbildung 3)

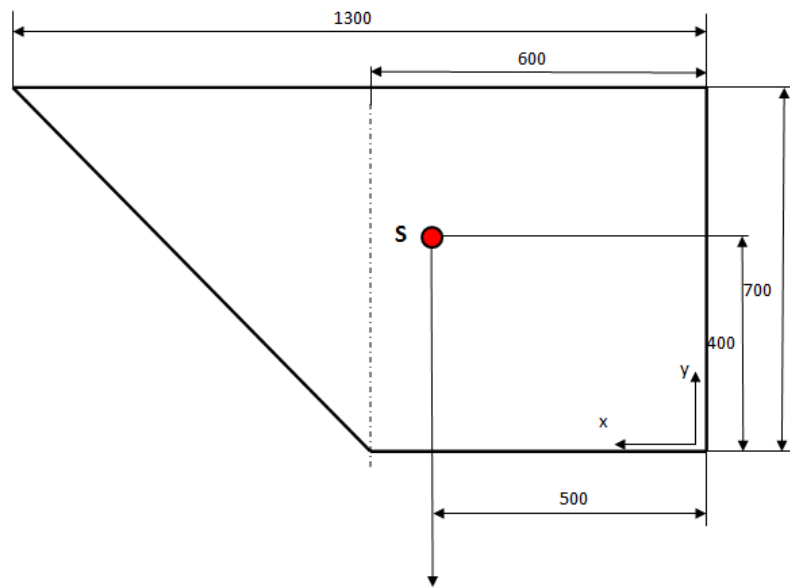


Bild 3: Schwerpunktlage

2.3.2 Berechnung der Masse und Volumen

Die Gesamtmasse der Mulde lässt sich aus der Gesamtfläche, der Blechstärke und der Dichte berechnen. Die Blechdicke beträgt 4 mm. Die Wanne ist aus Stahl.

Flächeninhalte der einzelnen Teilflächen:

Schräge:	$130 \text{ cm} \cdot 100 \text{ cm} = 13.000 \text{ cm}^2$
Rückwand:	$130 \text{ cm} \cdot 70 \text{ cm} = 9.100 \text{ cm}^2$
Boden:	$130 \text{ cm} \cdot 60 \text{ cm} = 7.800 \text{ cm}^2$
Seitenwände:	$2 \cdot 70 \text{ cm} \cdot 60 \text{ cm} = 8.400 \text{ cm}^2$
	<u>$+ 70 \text{ cm} \cdot 70 \text{ cm} = 4.900 \text{ cm}^2$</u>
Σ	43.200 cm^2

Masse:

$$m_{\text{Mulde}} = V_{\text{SW}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad (3)$$

$$m_{\text{Mulde}} = 432 \text{ dm}^2 \cdot 0,04 \text{ dm} \cdot 7,85 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$m_{\text{Mulde}} = 136 \text{ kg}$$

Die Wanne hat im oberen Rand eine Verstärkung aus einem Rundstab eingeschweißt und im hinteren Bereich ein Blech, um den Motor und das Getriebe vor herunterfallendem Schüttgut beim Beladen zu schützen. Aus diesen Gründen sind schätzungsweise noch

10...15 % an Mehrmasse aufzuschlagen. Somit ergibt sich eine neue Masse von ca.: 150 kg.

Volumen:

$$V_{Mulde} = A_{Seite} \cdot b_{Mulde} \quad (4)$$

$$V_{Mulde} = \left(\frac{(7 \text{ dm} \cdot 7 \text{ dm})}{2} + (6 \text{ dm} \cdot 7 \text{ dm}) \right) \cdot 13 \text{ dm} = 864,5 \text{ dm}^3$$

Das berechnete Volumen hat gegenüber der Angabe in den technischen Daten (S.4) eine Abweichung von 23 %. Um mit genauen Werten von Volumen und sich daraus ergebenden Massen der Ladung weiter zu rechnen, muss das exakte Fassungsvermögen der Kippmulde ermittelt werden. Eine sehr genaue Messung und der daraus resultierenden Daten ist das Auslitern der Kipperwanne mit einer Flüssigkeit.

Benötigte Mittel:

- Wasserwaage
- Wasseranschluss (Brunnen) mit ca. 1000 Liter Wasser
- Wasserzähler
- 10 Liter Wassereimer
- 3/4" Wasserschlauch

Versuchsdurchführung:

Zuerst muss festgestellt werden, ob der gebrauchte Wasserzähler noch geeignet ist und exakte Werte anzeigt. Dazu wird die Eingangsseite des Zählers mit dem Wasseranschluss und einem Schlauch verbunden. Die Ausgangsseite ebenfalls mit einem Schlauch, der in den 10 Liter Eimer gehängt wird. Die Leitungen werden entlüftet und der aktuelle Zählerstand wird sich notiert oder gemerkt. Anschließend wird der Eimer nach öffnen des Hahns mit Wasser gefüllt. Hat der Wasserstand die 10 l Marke im Eimer erreicht, sollte sich der Zählerstand ebenfalls um 10 l erhöht haben.

Zählerstand Anfang: 59,285 m³

Zählerstand Ende: 59,295 m³

Die eingefüllte Menge beträgt demnach 10 Liter.

Nach dem ersten Durchgang des Versuches ist die Tauglichkeit des Wasserzählers festgestellt und es kann mit dem Auslitern der Kippmulde begonnen werden. Das Fahrzeug wird dazu auf einer waagerechten Fläche abgestellt und das Ende des Schlauches vom Eimer in die Mulde gehängt. Anfangszählerstand notieren und Wasser Marsch. Jetzt wird gewartet bis der Behälter voll ist. (Abbildungen 4 und 5, S.8)



Bild 4: Füllen der waagerechten Kippmulde



Bild 5: randvolle Mulde

Zählerstand leere Mulde: 59,300 m³

Zählerstand volle Mulde: 60,132 m³

Das eingefüllte Volumen beträgt demnach 832 Liter bei einer Füllhöhe von 700 mm. (Bild 6)



Bild 6: Füllhöhe

Da es dennoch Abweichungen vom berechneten zum tatsächlichen Volumen gibt, ist es empfehlenswert auch die berechnete Leermasse der Kippmulde ebenfalls genau zu ermitteln. Durch wiegen des Fahrzeuges, einmal mit und einmal ohne Kippaufbau lässt

sich die Masse exakt feststellen. Dazu wird das Fahrzeug auf eine geeichte Nutzfahrzeugwaage gestellt. (Abbildungen 7 und 8)



Bild 7: Fahrzeug wiegen mit Aufbau



Bild 8: Fahrzeug ohne Aufbau

Masse mit Aufbau:	1.040 kg
Masse ohne Aufbau:	880 kg
Resultierende Masse der Mulde:	160 kg

2.3.3 Verlagerung des Schwerpunktes beim Kippen

Möchte man nun die Mulde kippen, muss sie bis zum Endanschlag zwei Kippunkte überwinden. Der Kippunkt 1 (K1) ist ein im Rahmen eingeschweißter Rundstahlbolzen mit 30 mm Durchmesser. (Abbildung 9) Dieser befindet sich 400 mm in x-Richtung vom rechten Rand unter der Kippmulde. Da der errechnete Schwerpunkt bei 500 mm liegt, ist klar, dass sie durch den Hebelarm von 100 mm nach vorn kippt. (Abbildung 10, S. 10)

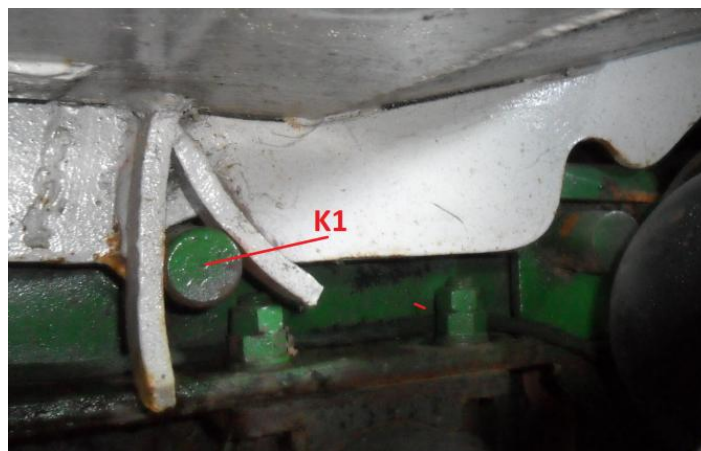


Bild 9: eingeschweißter Bolzen

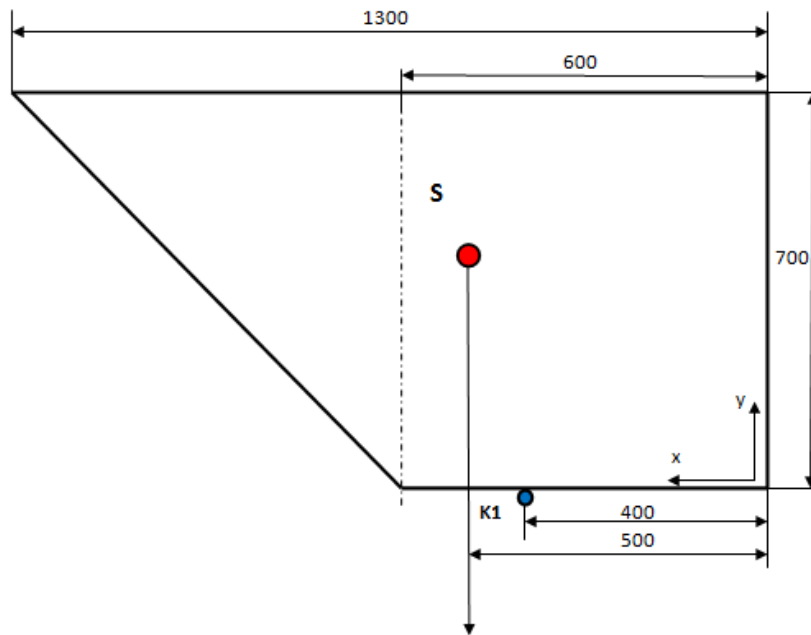


Bild 10: Skizze mit Kippunkt

Nun muss sie den zweiten Kippunkt (K2) überwinden, einen ebenfalls 30 mm Rundstahlbolzen, bei 600 mm und 40 mm tiefer eingeschweißt. Beim Erreichen von K2 hat sich die Mulde bereits um 220 mm angehoben. (Bild 11) Der daraus entstehende Neigungswinkel kann einfach über die Beziehung Höhe zur Länge über den Sinussatz berechnet werden. (Formel 5)

Berechnung des Neigungswinkels:

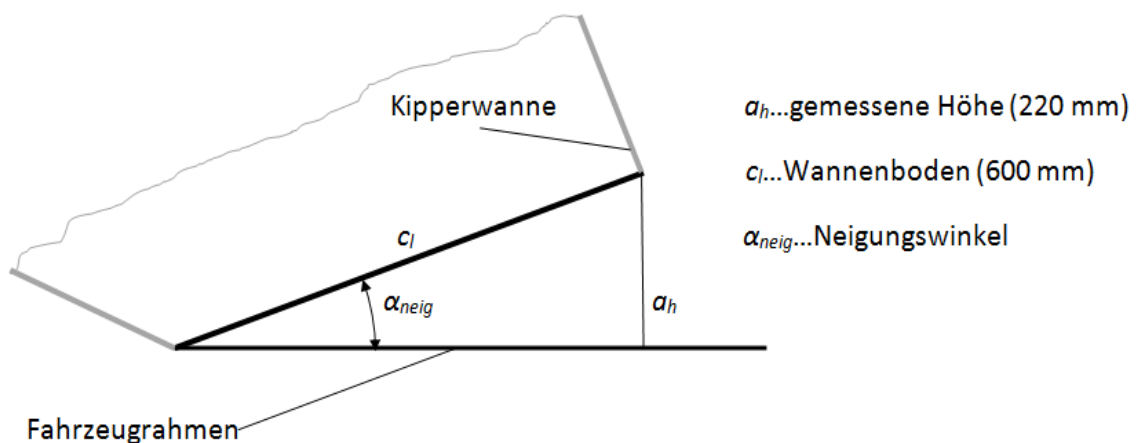


Bild 11: Neigungswinkelermittlung

$$\sin \alpha_{neig} = \frac{a_h}{c_l} \tag{5}$$

$$\alpha_{neig} = \frac{220 \text{ mm}}{600 \text{ mm}}$$

$$\alpha_{neig} = 21,5^\circ \approx 22^\circ$$

Mit diesem Winkel kann man sich jetzt eine maßstabsgetreue Zeichnung anfertigen und den gekippten Zustand im Winkel von 22° einzeichnen. Zeichnet man nun den Schwerpunkt erneut ein und lotet ihn senkrecht wie die Normalkraft nach unten, ergibt sich ein Maß von 70 mm zum Punkt K2. Man kann den Abstand natürlich auch am Fahrzeug messen. Die Kraft am Schwerpunkt S_{22° hat demzufolge einen Hebelarm von 70 mm, der die Wanne zum Kippen bringt. (Abbildung 12)

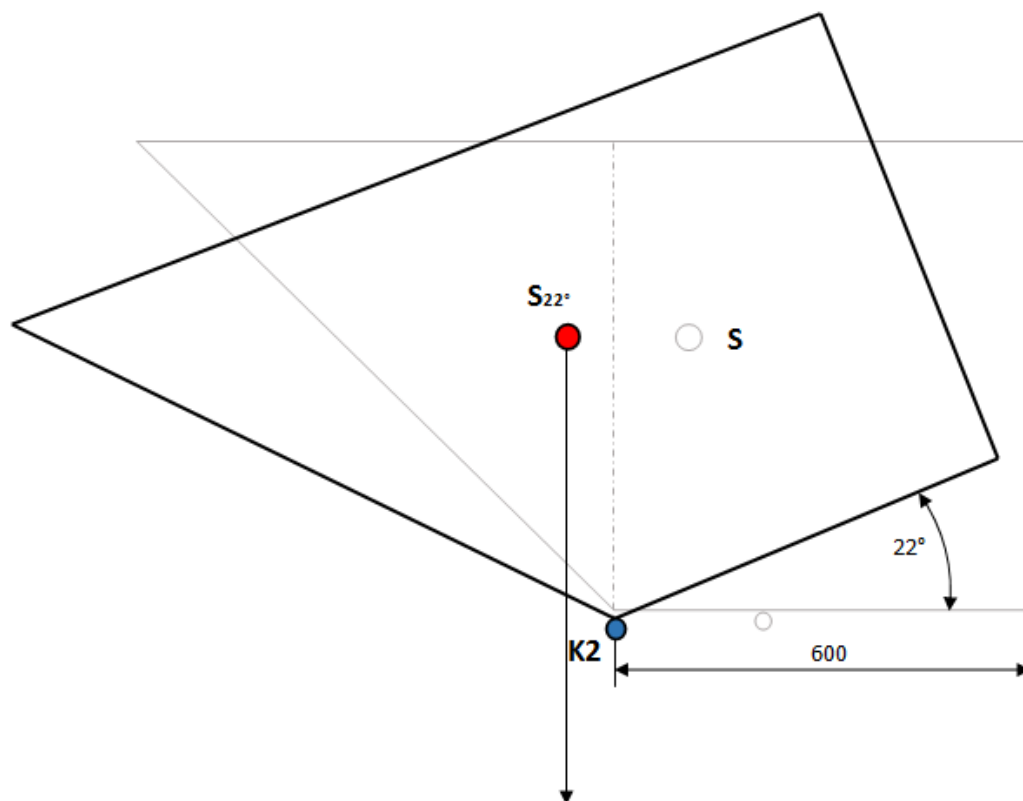


Bild 12: Kippmulde 22° geneigt

2.3.4 Schwerpunkt bei halbeladener Kippmulde

Der Schwerpunkt der Ladung bei nur halbeladenem Fahrzeug ist entscheidend für das Entleeren des Schüttgutes. Wie folgende Berechnung zeigt, ist der Schwerpunkt S_{halb} vom Betrag in x- und y-Richtung kleiner als S. Die erforderlichen Werte zur Berechnung sind in der Tabelle (2, S.12) eingetragen.

Tabelle 2: Werte zur Schwerpunktberechnung, halbgefüllt

Fläche	A in [cm ²]	x _{si} in [cm]	y _{si} in [cm]	x _{si} · A _i in [cm ³]	y _{si} · A _i in [cm ³]
Dreieck	1250	71,66	23,3	87.784	28.543
Rechteck	2100	30	17,5	63.000	36.750
Σ	3325	-	-	150.784	65.293

Eingesetzt in die Formeln (1) und (2), ergeben sich Werte von:

$$x_{s \text{ halb}} = \frac{150.784 \text{ cm}^3}{3325 \text{ cm}^2} = 45,3 \text{ cm} \sim 45 \text{ cm}$$

$$y_{s \text{ halb}} = \frac{65.293 \text{ cm}^3}{3.325 \text{ cm}^2} = 19,6 \text{ cm} \sim 20 \text{ cm}$$

Dies bedeutet, dass der Schwerpunkt S_{halb} gegenüber K1 noch einen minimalen Hebel von 50 mm hat, und die Mulde ein Stück kippt (Abbildung 13).

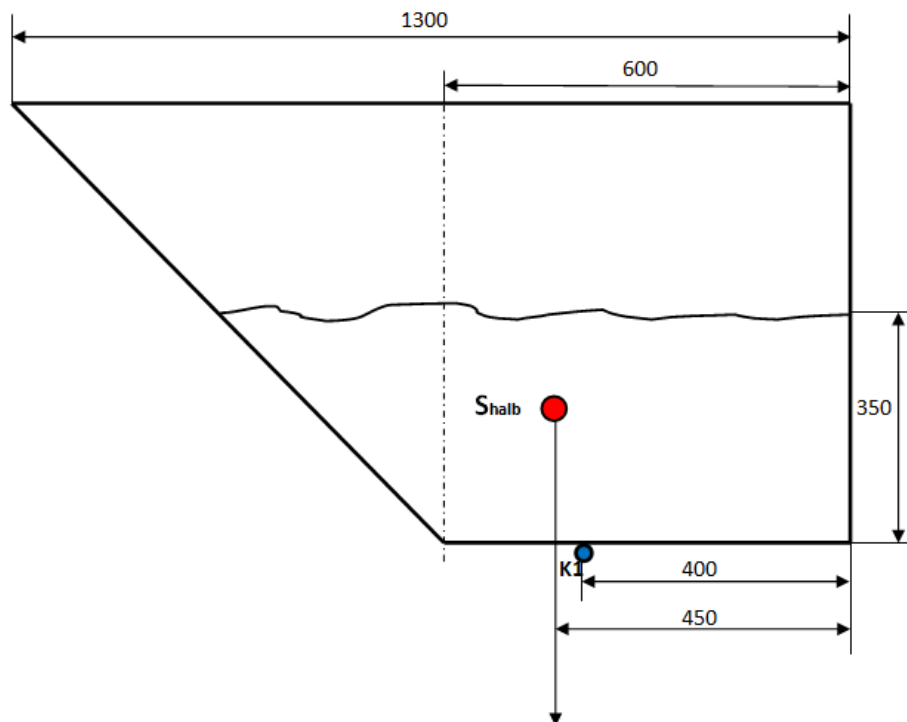


Bild 13: Schwerpunkt halbvolle Mulde

Zeichnet man jedoch S_{halb} in die Skizze mit 22° Neigungswinkel (weil ja auch die halbvolle Mulde K2 überwinden muss), sieht man, dass sich der nun ergebene Schwerpunkt $S_{\text{halb}22^\circ}$ in negativer x-Richtung von K2 befindet. Sein Hebelarm beträgt 70 mm. Nun stehen sich S_{22° und $S_{\text{halb}22^\circ}$ gegenüber. Nimmt man nun verschiedene Massen des Schüttgutes, die sich aus der Dichte ergeben, ist gut zu erkennen bzw. zu berechnen, dass sich die Kippmulde entleert oder eben nicht. (Abbildung 14, S.13)

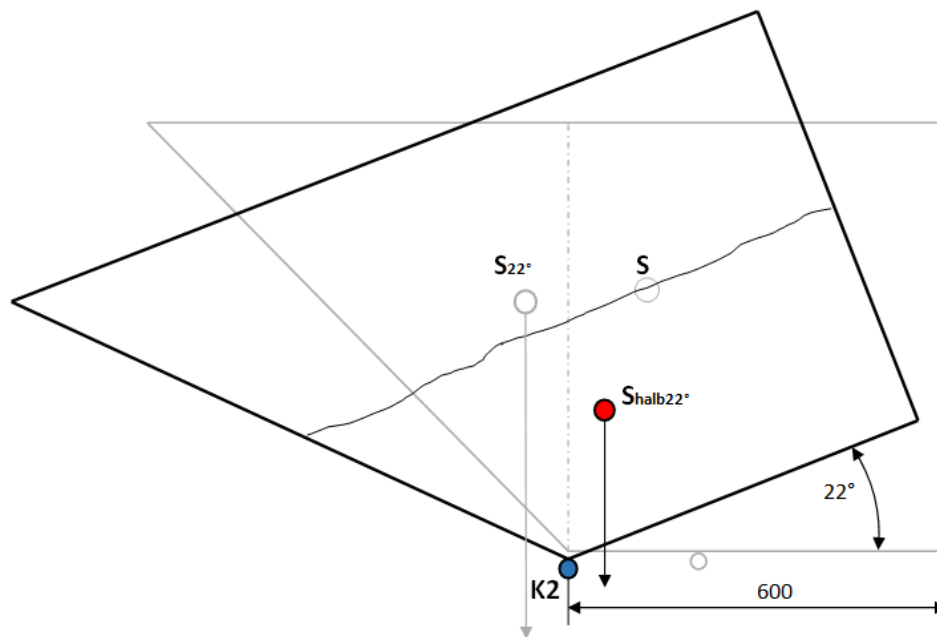


Bild 14: Schwerpunkt halbvolle Kippmulde und 22° geneigt

2.3.5 Bestimmung verschiedener Schüttgutdichten

Um die Dichten und der sich daraus ergebenden Massen zu bestimmen, wieder ein kleiner Versuch. Die Dichte (ρ) eines Stoffes berechnet sich aus der Masse zum Volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (6)$$

Das Volumen des Kippers ist bekannt, die Massen können wieder auf der Waage bestimmt werden. Ein kleiner Ausflug mit dem Fahrzeug in die Kiesgrube ermöglicht die Bestimmung der Dichten von vielen dort vorhandenen, typischen Schüttgütern. Die Vorgehensweise wird nun mit jedem geladenen Gut die Gleiche sein. Zuerst wird die Mulde gestrichen voll mit einem Bagger beladen, aber nicht angedrückt und anschließend auf die Waage gefahren und das Fahrzeug wird gewogen. Anschließend wird der Kipper entleert und das nächste Schüttgut aufgeladen. Um wirklich realistische Ergebnisse zu erzielen, wird in diesem Versuch auf eine Messung mit kleineren Volumen (z.B. Eimer) verzichtet sondern das reelle Versuchsfahrzeug benutzt. (Bild 15 und 16, S.14)



Bild 15: beladen mit Buchenholz



Bild 16: beladen mit Sand

Tabelle 3: Massen und Dichten von Schüttgütern

Schüttgut	Masse m in [kg]	Dichte ρ in [kg/dm ³]
Heu/Stroh	37	0,04
Mist	245	0,29
Rindenmulch	379	0,46
Buchenholz (gehackt)	441	0,53
Mutterboden (trocken)	848	1,02
Schotter	1090	1,31
Sand	1173	1,41
Kies	1358	1,63
Beton (frisch)	1911	2,3

2.3.6 Auswertung der Berechnungen

Um nun auszurechnen, bei welcher Masse bzw. Dichte sich die halbvolle Mulde noch auskippen lässt, bedienen wir uns bei der „goldenen Regel der Mechanik“.

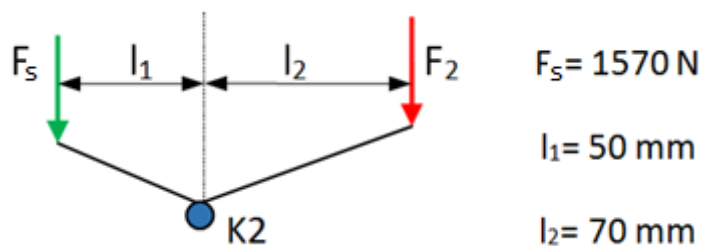


Bild 17: Skizze der angreifenden Kräfte bei 22°

$$F_s \cdot l_1 = F_2 \cdot l_2 \tag{7}$$

$$\rightarrow F_2 = \frac{F_s \cdot l_1}{l_2}$$

Mit Werten:

$$F_2 = \frac{(1570 \text{ N} \cdot 0,05 \text{ m})}{0,07 \text{ m}} = 1121 \text{ N} \sim 114 \text{ kg}$$

Das Volumen der halbvollen Mulde V_{halb} ist nicht automatisch die Hälfte des Gesamtvolumens. Da nur die halbe Höhe von 700 mm als halbvoll angenommen wird, muss das Volumen neu berechnet werden.

$$V_{\text{halb}} = \left(\frac{(3,5 \text{ dm} \cdot 3,5 \text{ dm})}{2} + (6 \text{ dm} \cdot 3,5 \text{ dm}) \right) \cdot 13 \text{ dm} = 353 \text{ dm}^3$$

Eingesetzt in (6):

$$\rho = \frac{114 \text{ kg}}{353 \text{ dm}^3} = 0,32 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

Also alle Schüttgüter mit einer Dichte $> 0,32 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ lassen sich im halbbeladenen Zustand nicht mehr über die Schwerkraft entleeren. Hierzu ist fremde Hilfe notwendig. Da laut Tabelle 3 nahezu alle Schüttgüter eine höhere Dichte haben, ist klar dass es jedes Mal zu Problemen beim Abkippen kommt, wenn man die Mulde nicht vollgeladen hat. Der Fahrer muss das Fahrzeug anbremsen, absteigen und mit einem Hebel (z.B. Brechstange) beim Kippen nachhelfen. Eine andere Möglichkeit ist jetzt mit starker Beschleunigung und eingelegtem Rückwärtsgang anzufahren und die Mulde zum Kippen zu bringen. Noch eine andere Variante wäre, das Fahrzeug rückwärts zu bewegen und anschließend stark vorwärts beschleunigen und kurz vor dem gewünschten Ort der Entleerung die Entriegelung zu lösen und eine Vollbremsung einzuleiten. Jedoch landet das Schüttgut bei beiden Varianten niemals dort, wo man es haben möchte. Außerdem werden die Komponenten Motor, Getriebe, Kupplung und Bremsen unnötig belastet und führen früher zum Ausfall als bei normalen für das Gerät vorgesehenen Belastungen.

Das sich die Lage des Schwerpunktes je nach Höhe der Beladung ändert sollte klar sein. Der Versuch mit der halbgefüllten Kippwanne soll nur eine Beispielrechnung sein. Es kann bei dem ein oder anderen geladenen Gut vorkommen dass es im dreiviertel beladenen Zustand zum Auskippen kommt und bei anderen nicht. Aber für jeden Winkel und jede Masse den Kippzustand zu analysieren und zu berechnen würde an dieser Stelle zu weit gehen. Es ist in dieser Schwachstellenanalyse klar zu erkennen welches Problem auftritt, wenn die Mulde nicht vollgeladen ist.

2.4 Der Kippwinkel

Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, kann über verschiedene Art und Weise die Ladung abgekippt werden. In allen Fällen tritt jedoch das Problem des zu geringen Kippwinkels auf. Hat die Mulde ihren fest vorgegebenen Endanschlag (K3) erreicht, hat die Schräge der Rutsche in der Mulde nach Einsetzen der gemessenen Werte h_{rutsch} und c_{rutsch} in die Formel (5) einen Winkel von 25°. (Bild 18, S.16)

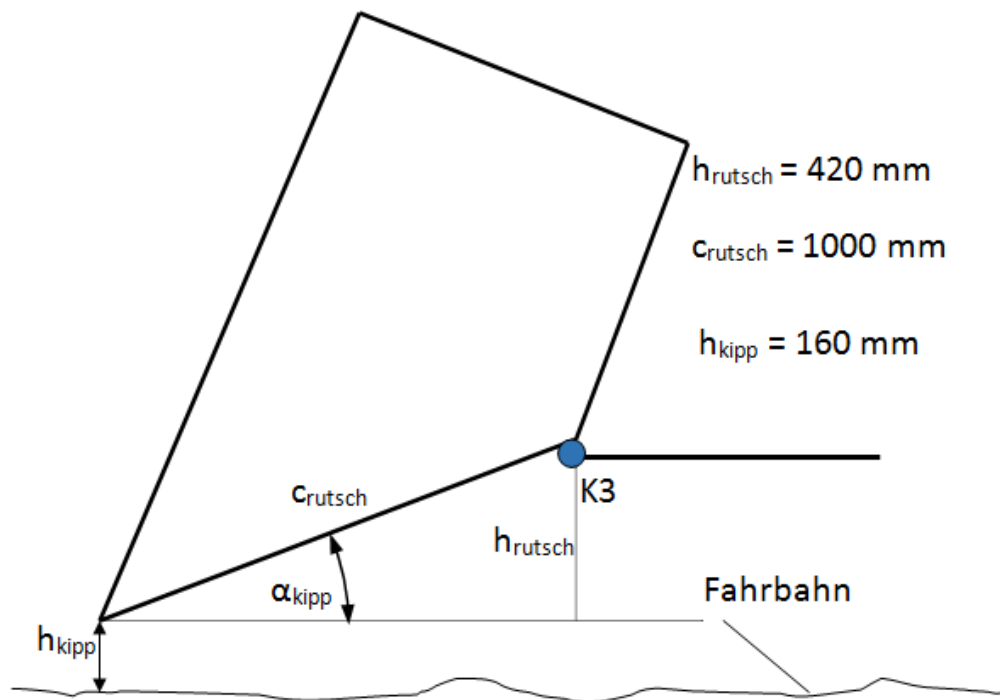


Bild 18: Kippwinkel

$$\sin \alpha_{kipp} = \frac{420 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}$$

$$\alpha_{kipp} = 25^\circ$$

Dieser viel zu flache Winkel und die noch dazukommende geringe Auskipphöhe (h_{kipp}) von 160 mm am Ende der Rutsche (Bild 18) führen dazu, dass die Ladung niemals (es sei denn, es ist eine Flüssigkeit) in ihrer kompletten Menge entleert werden kann. Wieder muss der Fahrer absteigen und mit einer Schaufel mühsam die Ladung aus der Kippmulde befördern oder verschleißfördernde „Kunststücke“ mit dem Fahrzeug veranstalten um das Schüttgut loszuwerden. Das Problem dabei ist wieder, dass die komplette Menge nicht auf einem Haufen, sondern auf 1...2 Meter verteilt liegt.

Desweiteren ist es nicht möglich, nur eine Teilmenge abzukippen. Durch das schlagartige Verlagern des Schwerpunktes nach dem Entriegeln der Kipp Sperre schießt die Kippmulde nach vorn und entleert sich sofort mit einem Mal. Es bleibt zwar eine Restmenge in der Mulde liegen (Bild 19, S.17), aber da der Fahrer die Mulde von Hand ausheben und zurückkippen muss, ist es durch die hohe Masse des Restschüttgutes unmöglich die Wanne mit menschlicher Körperkraft anzuheben.



Bild 19: Restschüttgut nach Lösen der Kippsperre

2.5 Die Kippunkte

Da dieser Kippmechanismus über mehrere Punkte abrollt, ist es nicht möglich, eine klassische Bolzen/Buchsen-Drehverbindung als Lager zu verwenden. In diesem Fall reiben zwei Stahlflächen ohne jegliche Schmierung und ständig dem Schmutz, der herunterfallenden Ladung ausgesetzt, aufeinander. Hoher Verschleiß ist an diesen Stellen vorprogrammiert bzw. schon vorangeschritten. (Abbildung 20 und 21, S.18) Die Kippunkte K1 und K2 weisen schon erhebliche Verschleißspuren auf. Hierbei fand schon eine Verformung der Bolzen und der Gegenpunkte in der Kippmulde statt. Starke Korrosion mit Materialabtrag ebenfalls.

Ein weiter Nachteil dieser „offenen“ Verbindungen ist, dass die Kippmulde außer durch ihre Eigenmasse und der Kippsperre nicht auf dem Fahrzeugrahmen gehalten wird. Da das Fahrzeug über keinerlei Fahrwerksfederung bzw. -dämpfung verfügt, kommt es bei Fahrten im unbeladenen Zustand auf unebenen Fahrbahnen zum wiederholten kurzzeitigen Abheben und Aufschlagen (Scheppern) der Stahlwanne auf dem Fahrzeugrahmen. Dies führt zu einer erheblichen Lärmbelästigung für den Fahrer und die Umwelt.



Bild 20: Verschleißspuren Bolzen (K2)

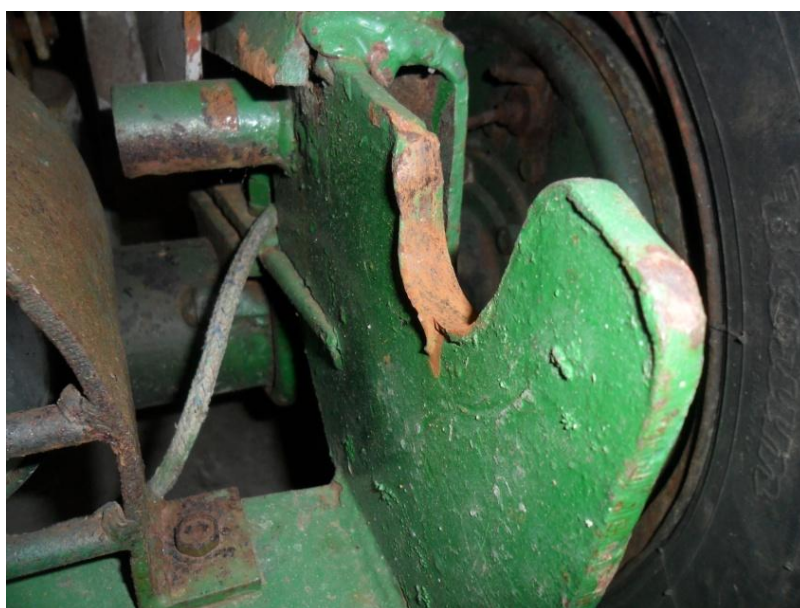


Bild 21: Verschleißspuren Lagerstelle (K3)

3 Analysen verschiedener Kippvariationen

In den folgenden Abschnitten werden nun die Schwachstellen im Einzelnen untersucht, nach verschiedenen Lösungsvarianten gesucht, verbessert und abgestellt. Im ersten Teil wird das Hauptproblem des zu flachen Kippwinkels der Mulde in Angriff genommen. Um den ausreichenden Winkel zu bestimmen, wird sich an den zahlreichen Kipperherstellern der Fahrzeugindustrie orientiert. Auch hierzu ist ein Ausflug in die benachbarte Kiesgrube wieder hilfreich. Viele Arten von Schüttgütern durch verschiedene Arten von Kipperausführungen werden hier täglich abgekippt. Eines haben jedoch alle Kipperformen gemeinsam: Die Ladung soll möglichst restlos entleert werden und kompakt auf einem Haufen liegen. Untersucht werden nun zwei Arten von Kippern. 1. Hinterkipper, 2. Seitenkipper. Beim Hinterkipper, gerade bei Sattelaufliegern mit Ladevolumen von 30...40 m³ ist es jedoch auch nicht möglich, das sich die komplette Ladung ohne das Fahrzeug zu bewegen, entleeren lässt. Dazu müsste das Schüttgut in eine Grube gekippt werden. Beim Seitenkipper besteht dieses Problem meist nicht.

3.1 Ermittlung des durchschnittlichen Kippwinkels

Zur Ermittlung des Winkels wird wieder die Beziehung der Kipplänge (c) zur Höhe (a) über den Sinussatz genutzt. Um ein rechtwinkliges Dreieck am Kippaufbau möglichst schnell und einfach zu erzeugen, muss das Versuchsfahrzeug auf einer waagerechten Fläche stehen. Bei einer festgelegten Länge der Kippfläche wird nun mit einem Magnet das Lot angebracht, welches die Höhe ermitteln soll.

Benötigte Prüf- und Messmittel:

- Gliedermaßstab (2 m)
- Wasserwaage
- Magnet mit Schnur

Versuchsdurchführung:

Das Fahrzeug, welches sich auf einer zuvor ausgewählten waagerechten Fläche befindet, wird zunächst auf seine Kippart untersucht. Bei einem Seitenkipper wird auf einer Länge von 2 Meter, die mit dem Gliedermaßstab gemessen wird, gegenüber der Kippseite der Magnet mit dem Lot an der Kippmuldenunterseite angebracht. Beim anschließenden Kippvorgang wird darauf geachtet, dass die Schnur nicht an irgendwelchen Fahrzeugteilen hängen bleibt. Hat die Kippmulde ihren Endanschlag erreicht, wird die Länge des Lotes zum Fahrzeugrahmen gemessen und notiert. Anschließend wird noch die Auskipphöhe gemessen und ebenfalls notiert. Beim Hinterkipper ist die Versuchsdurchführung identisch, nur wird das Lot an der Fahrzeuglängsseite angebracht. Die Ergebnisse werden in eine Tabelle eingetragen und ausgewertet. Die Werte sind in die Formel (5) einzusetzen. Am Ende wird der durchschnittliche Winkel bestimmt.

$c = 200 \text{ cm} = \text{konstant}$, außer Multicar Seitenkipper ($c = 100 \text{ cm}$)

Tabelle 4: Kippwinkelbestimmung

Kipptyp (Hersteller)	Höhe (a) [cm]	Winkel [°]	Auskipphöhe [cm]
Seitenkipper (Meiler)	162	54	80
Seitenkipper (Multicar)	85	58	60
Hinterkipper (Multicar)	171	58	60
Seitenkipper (HW 80)	160	53	90
Hinterkipper (Meiler)	185	68	75
Hinterkipper (Kögel)	175	61	80
Hinterkipper (Fliegl)	175	61	80
Durchschnitt	-	59	-

Nach der Bestimmung des Kippwinkels von 59° wird nun die bestmögliche Variante zur Realisierung dieses Winkels am Versuchsfahrzeug analysiert.

3.2 Variantenvergleich zur Kippwinkelverbesserung

3.2.1 Variante 1: Veränderung des Endanschlages

Durch die Verringerung des Abstandes des Endanschlages (K3) zwischen Fahrbahn und Rahmen um 30 mm, würde die Mulde auf jeden Fall ihren Kippwinkel verbessern. Welcher Winkel maximal erreichbar wäre, bevor die Mulde die Fahrbahn berührt, soll eine Lösung durch eine Simulation mit dem CAD Programm CATIA zeigen. Dazu wird der Mechanismus mit allen dafür benötigten Abmessungen am Fahrzeug abgenommen und in eine Skizze eingetragen. (Bild 22) Anhand dieser Skizze wird anschließend ein 3-D Modell am Rechner erstellt und kann kinematisch simuliert und anschließend ausgewertet werden (Bild 23, S. 21).

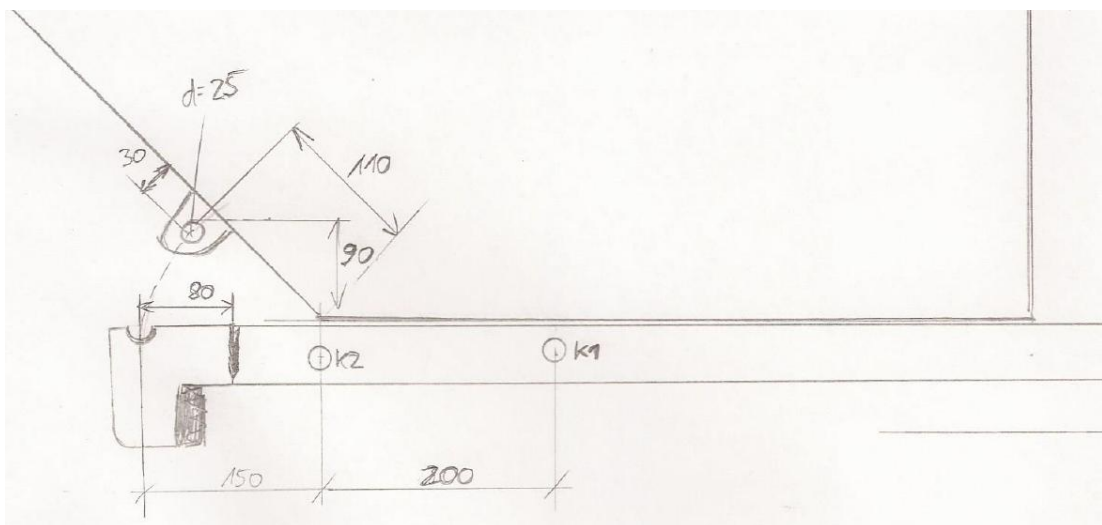


Bild 22: Handskizze

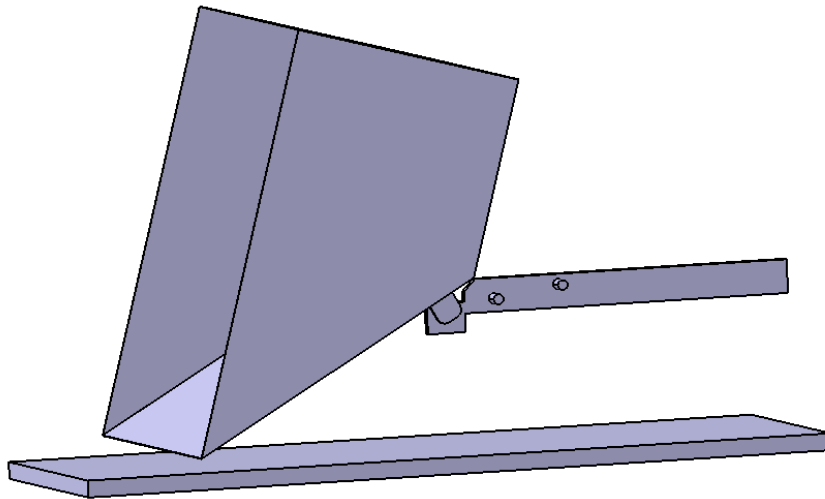


Bild 23: 3-D Modell mit CATIA

Auswertung dieser Variante:

Kippwinkel vergrößert sich von 25° auf 30°.

Vorteile:

- + wenig Arbeitsaufwand
- + System Schwerkraftkipper kann bestehen bleiben
- + keine zusätzlichen Teile notwendig
- + keine Kosten

Nachteile:

- benötigter Kippwinkel wird nicht erreicht
- Auskipphöhe sinkt auf 0 mm
- Problem der halbgefüllten Mulde bleibt bestehen
- Verschleiß der Kippunkte setzt sich fort

3.2.2 Variante 2: Erhöhung des Kipppunktes 3

Der Vorteil beim Konstruieren mit CATIA ist, dass man sehr schnell eine einfache Konstruktion durch Ändern der Maße herstellen und auswerten kann. Der Kippunkt 3 (K3) wird nun erstmalig zu einem „echten“ Kippunkt, weil sich die Mulde bei dieser Variante nicht in der Endposition befindet, sondern sich um diesen Punkt drehen wird. Das maximal auszunutzende Maß zwischen Rahmen und Anschlagbolzen der Kippmulde beträgt 150 mm. (Bild 24, S.22) Ändert man dieses Maß in der Konstruktion von Variante 1 und wertet das Ergebnis ebenfalls aus, erhält man einen Kippwinkel von 44°. Der benötigte Winkel von 59° ist dabei nicht realisierbar, weil die Wanne bei diesem Neigungswinkel schon den Boden berührt. Die Auskipphöhe ist dann ebenfalls 0 mm.



Bild 24: Abstand K3 zum Bolzen der Kippwanne

Um diese zu erhöhen müssen die Gelenke der Drehverbindung noch weiter oben als 150 mm angebracht werden. Das maximal auszunutzende Maß, ohne den Fahrzeugrahmen zu ändern, ist 240 mm. (Bild 25)

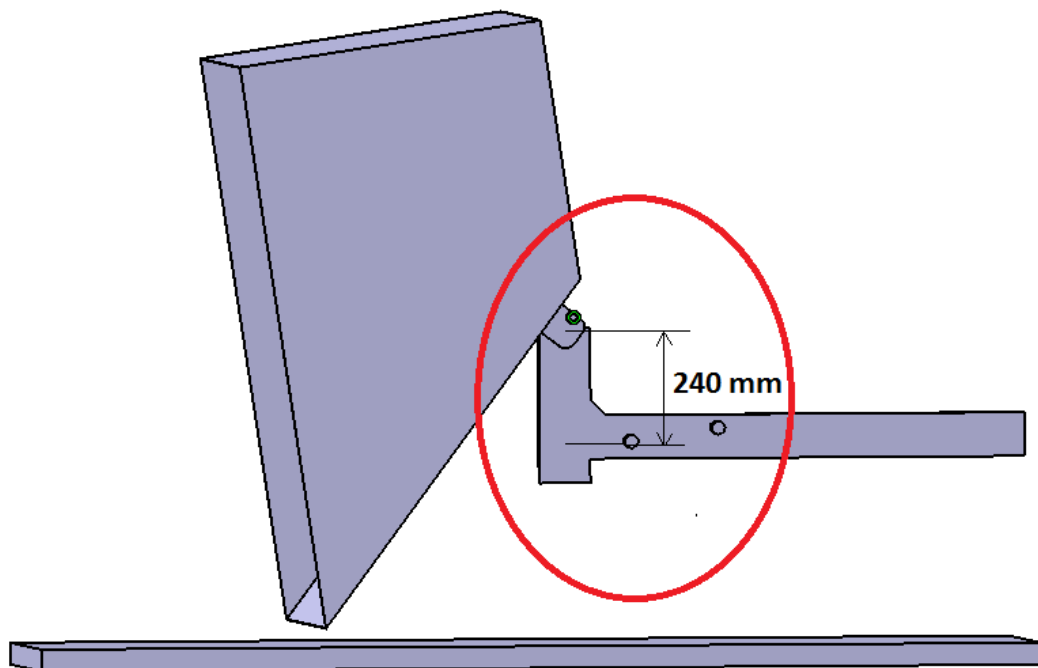


Bild 25: nach oben verlagertes Kippunkt (K3)

Der Anschlagbolzen muss gegen einen an anderer Position ersetzt werden. Da es sich auch bei diesem Drehgelenk um eine halboffene Verbindung handelt, ist sowieso eine Verbesserung und Erneuerung vorgesehen. Der theoretische Kippwinkel verbessert sich auf 90° und die Auskipphöhe beträgt 20 mm. Der durchschnittliche Kippwinkel von 59° hat die Höhe von 170 mm zur Folge. Also nur 10 mm mehr als der Urzustand. Eine Höhe von

600 mm zu erreichen, ist auf Grund der Reifengröße gar nicht möglich und wegen des geringen Volumens von $0,8 \text{ m}^3$ auch gar nicht nötig. Angestrebt werden sollen aber ca. 200 mm.

Auf den ersten Blick ist außerdem zu erkennen, dass der Punkt K3 weit vor dem Schwerpunkt S liegt (exakt: 350 mm) und somit sich die Wanne nicht mehr von selbst auskippen kann. Beim Entriegeln der Kipp Sperre würde sich nichts tun. Eine Hilfskraft ist notwendig.

Vorteile: + Kippwinkel erreicht Maximum
+ verschleißarmes Drehgelenk kann verwendet werden
+ originale Fahrzeugoptik bleibt nahezu erhalten

Nachteile: - Hilfskraft ist notwendig
- erhöhter Arbeitsaufwand
- Entstehung von Kosten
- Auskipphöhe wird nicht erreicht

3.2.3 Variante 3: Erhöhung der Kippunkte auf dem Fahrzeugrahmen

Eine weitere Möglichkeit den Kippwinkel zu vergrößern, ist die komplette, bestehende Kippmechanik etwas höher auf dem Fahrzeugrahmen anzubringen. Dazu müsste die Mulde demontiert und ein U-Profil auf dem bestehenden Rahmen angebracht werden. Der Endanschlag (K3) bleibt bestehen. Ein Beispiel mit einer Rahmenerhöhung von 100 mm würde einen Kippwinkel von 40° ergeben und eine Kipphöhe von 0 mm. (Bild 26) Die Probleme der halbgefüllten Mulde und Leeren von Teilmengen bleiben jedoch bestehen. Hinzu kommen noch die veränderte Fahrzeugoptik und die Änderung der Fahrzeughöhe von 1350 mm auf 1450 mm. Das ist ein großer Nachteil beim Beladen des Fahrzeuges von Hand.

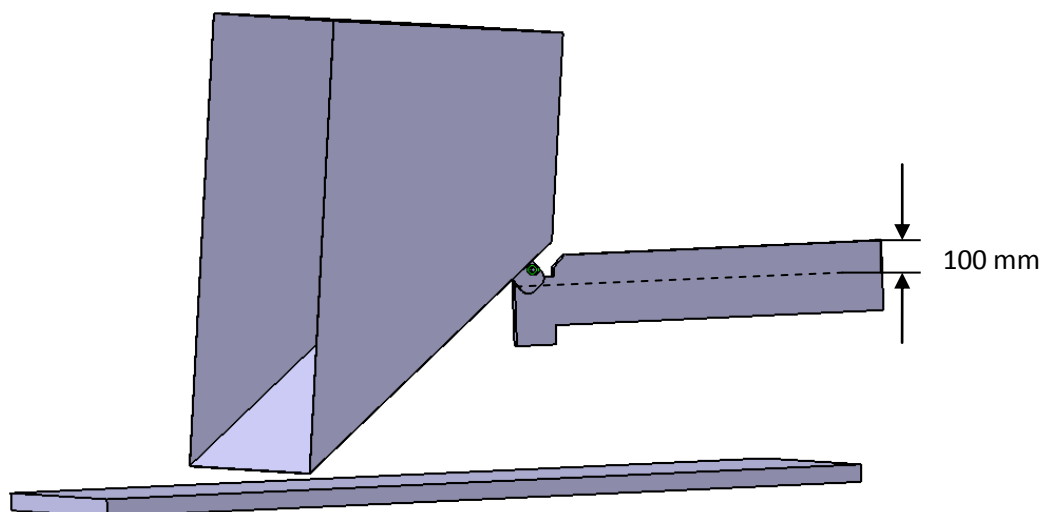


Bild 26: Kippmechanik mit 100 mm Rahmenerhöhung

Vorteile: + System Schwerkraftkipper bleibt bestehen
 + wenig Arbeitsaufwand
 + Kippwinkel verbessert sich
 + niedrige Kosten

Nachteile: - Ladehöhe vergrößert sich
 - Originaloptik geht verloren
 - halbvolle Mulde entleert sich nicht
 - Auskipphöhe nicht ausreichend

3.2.4 Vergleich der Varianten mit Punktesystem

Die wichtigsten Kriterien bei der Lösungssuche sind die beschriebenen Schwachstellen zu beseitigen und zwar mit möglichst geringen Kosten. Deshalb bekommen diese Punkte auch eine höhere Wichtung. Desweiteren ist es wichtig, dass die Optik des Fahrzeuges nicht großartig verändert wird, weil die „Dreikantfeile“ als eine Art Kulturgut der DDR bezeichnet werden kann und es schade wäre, dieses durch eine komplette Änderung des Fahrzeugaussehens zu verschandeln. Der Arbeitsaufwand bzw. Teilmengen auskippen ist nicht so entscheidend und wird deshalb nicht so stark gewichtet bewertet.

Dazu eine Tabelle mit den wichtigsten Kriterien deren Gewichtung und Punktevergabe nach VDI 2225: (von 0...unbefriedigend bis 4...sehr gut) [2] S.171

Tabelle 5: Bewertung mit Punktesystem

	Gewichtung	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Erreichen des Kippwinkels	0,2	0	4	2
Ausreichende Kipphöhe	0,2	0	2	0
Umbaukosten	0,25	4	1	3
Arbeitsaufwand	0,05	4	1	2
Veränderung der Optik	0,1	4	3	1
Auskippen von Teilmengen	0,05	0	4	0
Kippen halbgefüllter Mulde	0,15	0	4	0
Summe	1	1,6	2,6	1,35

Variante 2 stellt sich demnach als Beste heraus. Jetzt muss nach einem Weg der Umsetzung im Fahrzeug gesucht werden.

3.3 Konstruktionsmöglichkeiten eines neuen Kippmechanismus

3.3.1 Berechnung der benötigten Hilfskraft

Wie schon erwähnt, ist zum Entleeren der Mulde nach Variante 2 eine Hilfskraft nötig. Diese kann über verschiedene Arten realisiert werden. Dazu muss zunächst die Kraft berechnet werden, welche nötig ist, die Mulde im beladenen Zustand zu kippen. Das schwerste Schüttgut aus der Testreihe in Tabelle 3, ist frischer Beton mit einer Masse von 1911 kg. Dazu kommt noch die Masse der Kippmulde mit 160 kg. Um den größtmöglichen Hebel, und damit die niedrigste Kraft auszunutzen, muss diese am hintersten Ende der Kippwanne angreifen. Eine Skizze soll bei der Berechnung helfen. F_{Hub} ist dabei die interessante Größe. An diesem Punkt soll die Mulde angehoben werden. (Bild 27)

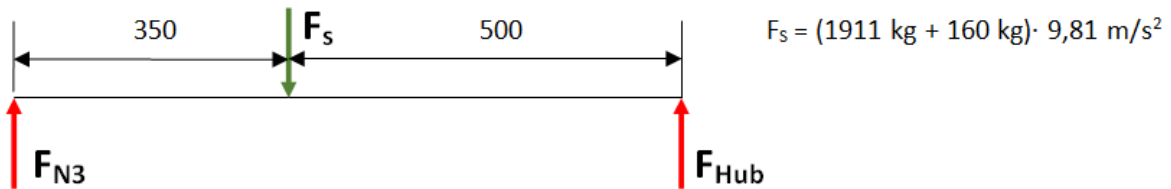


Bild 27: Freikörperbild

$$\uparrow: 0 = F_{N3} + F_{Hub} - F_s$$

$$\curvearrowright F_2: 0 = F_1 \cdot 850 \text{ mm} - F \cdot 350 \text{ mm}$$

$$\rightarrow F_{Hub} = 8365 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{N3} = 11952 \text{ N}$$

Diese Kraft kann über eine sehr große Druckfeder aufgebracht werden, ist aber aufgrund der Tatsache, dass der Fahrer die Wanne von selbst zurückkippen muss und außerdem nicht mehr absteigen möchte, ausgeschlossen. Durch einen pneumatischen Zylinder könnte man die Kraft ebenfalls aufbringen. Die Antriebsmaschine verfügt aber über keinen Kompressor bzw. Druckluftspeicher. Außerdem ist der Wirkungsgrad von Druckluftanlagen mit ca. 10% sehr schlecht. Die in der Praxis gebräuchlichste Lösung eine Kraft zum Kippen zu erzeugen, ist über einen hydraulischen Zylinder. Alle Kipperhersteller verwenden in ihren Aufbauten Hydraulikzylinder. Diese gibt es in den verschiedensten Größen und Ausführungen. Der Zylinder kann mit einer klassischen Bolzen-Buchsen-Verbindung auf dem Fahrzeugrahmen bzw. mit der Kippermulde verbunden werden.

3.3.2 Berechnung des Mindestkippwinkels

Soll der längste Hebel ausgenutzt werden, benötigt man zwar die geringste Kraft, dafür aber den weitesten Weg. Die Hublängen des benötigten Zylinders können am 3-D Modell gemessen werden. Sie beträgt in diesem Fall bei 59° Neigungswinkel ~1370 mm. Einen

Zylinder mit dieser Hublänge zu besorgen, ist kein Problem doch spielen die anfallenden hohen Kosten für diesen, eine wichtige Rolle. Die Zeit des Kippvorgangs nimmt ebenfalls den Maximalwert an. Die Einbaulage des Hydraulikzylinders ist senkrecht, der Abstand vom Muldenboden bzw. Fahrzeugrahmen zur Fahrbahn beträgt 520 mm. Daraus folgt, wenn die Hubhöhe 1370 mm beträgt, der Zylinder ebenfalls diese Länge aufweisen muss. Diese Möglichkeit der Einbaulage ist aufgrund der Fahrzeugabmaße nicht gegeben. Ein teleskopartig ausfahrbarer Hydraulikzylinder würde das Problem der Zylinderlänge lösen. Diese lassen sich in mehrere Teillängen zerlegen und zusammenfahren. Teleskopzylinder sind eine sehr verbreitete und oft verwendete Art in der Kippertechnik, jedoch nicht als Ersatzteil im heimischen Lager vorrätig und müsste deshalb käuflich erworben werden. (Bild 28)



Bild 28: Teleskopzylinder

Beim kinematischen Simulieren der Kippvorrichtung stellt sich die Frage, ob überhaupt ein so großer Winkel von 59° nötig ist um das Schüttgut restlos loszuwerden. Ab 45° Neigungswinkel der Rutsche steht der Wannenboden schon senkrecht. Außerdem ist der Abstand zum Rahmen mit 1370 mm sehr groß. Ein Modellversuch soll aufzeigen, welcher Winkel ausreichend ist, um gebräuchliche Schüttgüter restlos abzukippen. Als Modell soll eine handelsübliche Schubkarre dienen. (Bild 29, S.27) „Modellversuche unter Ausnutzung der Ähnlichkeitsmechanik und sonstige experimentelle Untersuchungen gehören zu den wichtigsten Informationsquellen des Konstrukteurs.“ [3] S.353 Die Muldenform der Schubkarre ist identisch mit der vom Picco I. Der volumetrische Maßstab beträgt 1:7. Voraussetzung für verwertbare Ergebnisse ist, dass die Oberfläche des Modells ebenfalls aus Stahlblech ist und die Ladung langsam und ohne Schwung ausgekippt wird. Eine Hilfsperson wird dabei die Schubkarre langsam anheben, eine andere Person kann wieder über die Beziehung Rutschenlänge zur gemessenen Höhe, den Winkel berechnen. Notiert werden die Höhen, wenn die Karre restlos entleert wurde. Jeder Versuch wird dreimal durchgeführt. Die Werte für das jeweilige Schüttgut werden erneut in eine Tabelle eingetragen und das Ergebnis ausgewertet.



Bild 29: Schubkarre, beladen mit Sand

Tabelle 6: Mindestkippwinkelbestimmung

Schüttgut	Höhe [cm]	Winkel [°]
Sand	550	51
Kies	510	46
Mutterboden (trocken)	590	57
Rollsplit	490	44
Buchenholz (gehackt)	500	45
Durchschnitt	-	49

Die Auswertung des Versuchs ergibt, dass ein Winkel von $\sim 49^\circ$ ausreichend ist, gebräuchliche Schüttgüter vollständig abzukippen. Der Abstand vom Ende des Muldenbodens zum Fahrzeugrahmen verringert sich damit auf 1300 mm. Die Kipphöhe beträgt nun: 225 mm.

3.3.3 Konstruktionsvarianten mit einem einfachen Zylinder

Die kostengünstigste Variante einen Hydraulikzylinder zu erwerben, ist ein einfacher, doppelwirkender Zylinder. Gebrauchte Teile sind sehr preiswert zu bekommen. Folgende Überlegungen sollen eine Möglichkeit zur Verwendung eines solchen Hydraulikzylinders im Fahrzeug aufzeigen.

1. Drücken mit mehr Kraft und kürzerem Hebel

Der Hubweg des Zylinders kann erheblich verkürzt werden, wenn man den Angriffspunkt der Kraft in Richtung Wannenbodenmitte verlegt. (Bild 30, S.28) Die aufzubringende Kraft vergrößert sich mit verkürzen des Hebelarms. (Abbildung 31, S.28) Soll der Kipper nach vorn auskippen, muss noch vor dem Schwerpunkt angegriffen werden. F_{Hub} bei $x=450$ mm eingeleitet, würde nach Einsetzen der Werte in Gleichung (7) eine Kraft von 17777 N ergeben. Die Hubhöhe (\sim Zylinderlänge) lässt sich im 3-D Modell leicht messen und

beträgt an diesem Punkt: 650 mm. Die Rahmenhöhe von 520 mm lässt diese Variante nicht zu.

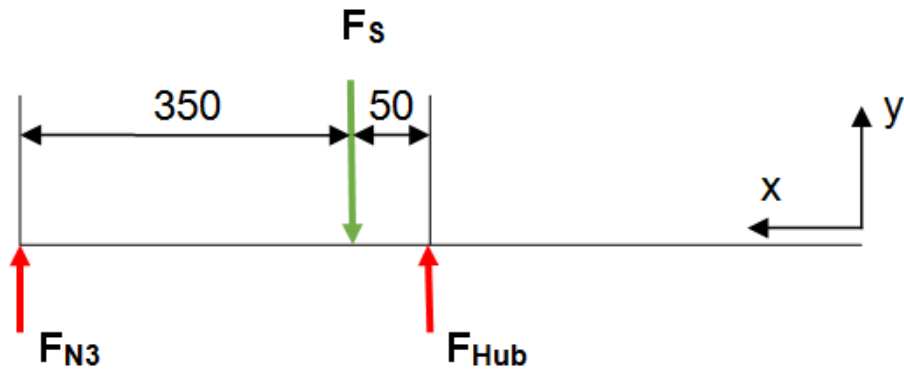


Bild 30: Freikörperbild mit veränderter Krafteinleitung

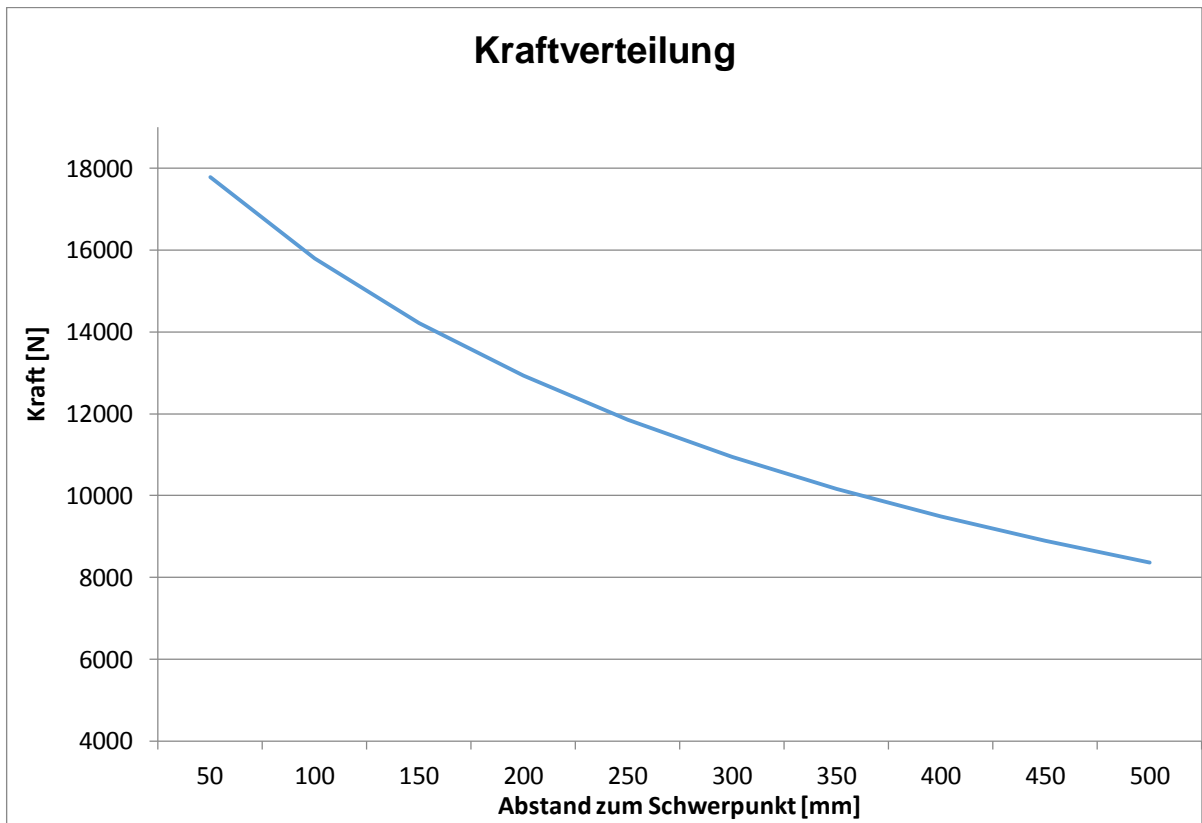


Bild 31: Kraftverteilung in Abhängigkeit vom Hebelarm

2. Scherenkonstruktion

Ein Heben über einen Mechanismus, wie bei einer Hebebühne oder Gabelhubwagen ist auch über einen einfachen Zylinder möglich, der im Fahrzeugrahmen waagrecht eingebaut werden kann, und damit gar nicht sichtbar wäre. Die Kraft des Zylinders wird über einen Scherenmechanismus auf die Mulde übertragen. Dieser verschwindet ebenfalls im Fahrzeugrahmen und ist im ungekippten Zustand nicht sichtbar. Wird der Zylinder

ausgefahren, öffnet sich die Schere. Die beiden Enden stützen sich am Rahmen bzw. am Muldenboden ab. Unter Zwang bewegt sich der Kippaufbau nach oben. (Bild 32)

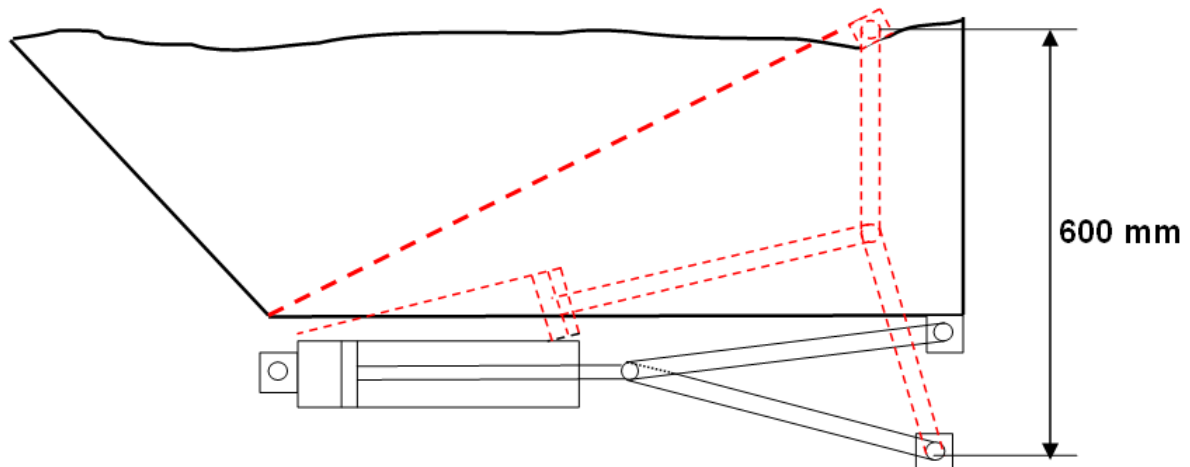


Bild 32: Skizze Scherenmechanismus

Bei minimalstem Kraftaufwand ist der Angriffspunkt ebenfalls am Muldenende anzusetzen. Die Länge des Muldenbodens beträgt 600 mm. Wird der Zylinder am vorderen Querrahmen befestigt, und ist 300 mm lang (halbe Bodenlänge) kann er noch ca. 250 mm ausfahren. Das bedeutet: die Schenkel des Scherenmechanismus können auch nur 300 mm lang sein. Bei einer gestreckten Länge beider Schenkel sind das gerade mal 600 mm. Die erforderliche Länge ist: 1300mm.

Resultat: Kippwinkel wird nicht erreicht. Die Kraft näher am Schwerpunkt angreifen zu lassen, ist dabei nicht sinnvoll, weil sich der Hub des Zylinders (bzw. die Baulänge) dadurch verkürzt und sich der Winkel damit nicht verbessert.

3. Ziehen über Ketten- oder Seilzug

Eine weitere Möglichkeit, die Mulde zum Kippen zu bringen ist, sie am vorderen Bereich der Rutsche, vor dem Kippunkt mit einem Seil oder einer Kette nach unten zu ziehen. Die Kette/ das Seil wird unter dem vorderen Querrahmen über ein Ritzel/ eine Rolle umgelenkt. Über eine geschmierte Buchse oder Rillenkugellager kann der Reibwert dieser Lagerstelle gering gehalten werden. Ein einfacher im Rahmen integrierter Hydraulikzylinder zieht den Strang nach hinten, die Mulde kippt nach vorn. Der benötigte Weg, den der Zylinder zurücklegen muss, ist gegenüber den anderen Versionen mit nur ca. 300 mm sehr kurz. (Abbildung 32, S. 30) Die Kraft um die Mulde nach unten zu ziehen, lässt sich wie folgt berechnen. Die Kraft am Schwerpunkt ist bekannt (Annahme: frischer Beton), der Abstand vom Drehpunkt zum Schwerpunkt beträgt 350 mm. Um die Kette/ das Seil senkrecht nach unten über eine entsprechende Rolle zu führen, entsteht ein Abstand zum Drehpunkt (gemessen am Fahrzeug) von ca. 100 mm. Die Werte eingesetzt in Gleichung (7), ergeben einen Wert von 71110 N. Die Kippmulde müsste am Befestigungspunkt des Seil-/ Kettenzuges verstärkt werden, um Deformation oder gar Abriss zu vermeiden. Desweiteren braucht man um solch großen Kräfte mit einem relativ kleinen Zylinder zu bewegen sehr hohe Drücke.

Fazit: Auch diese Variante bedarf keiner näheren Betrachtung. Eine Realisierung ist schwer durchzuführen.

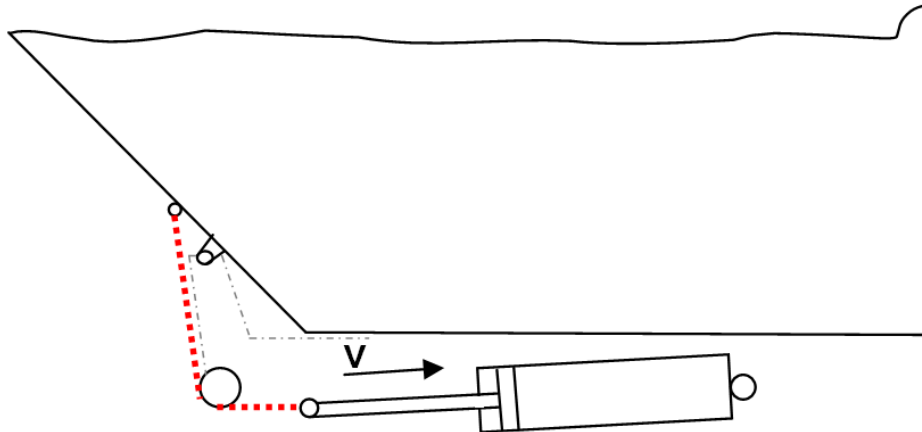


Bild 33: Skizze Kippen über Seilzug

3.3.4 Konstruktionsvariante mit Teleskopzylinder

Eine Möglichkeit den Hub der Variante 1 von 650 mm mit einer wesentlich kürzeren Zylinderrohrlänge zu erreichen, ist die, mit der Verwendung eines Teleskopzylinders. Wie schon erwähnt ist dies die übliche Form, Ladeflächen an Fahrzeugen und Anhängern anzuheben. Mit mehreren ineinander schiebbaren Kolbenstangen (auch Stufen genannt), kann die Baulänge des Zylinderrohres sehr klein gehalten werden. Bei einem 7-stufigen Teleskopzylinder beispielsweise, kann fast die siebenfache Hublänge des Zylinderrohres realisiert werden.

Die Verwendung eines solchen Zylinders setzt voraus, dass die erforderliche Hublänge, die benötigte Kraft und der Bauraum bekannt sind. Bei der erwünschten, kurzen Hubhöhe von 650 mm mit Kraftereinleitung 50 mm vor dem Schwerpunkt, lässt der Bauraum des Fahrzeuges den Einbau nicht zu. In diesem Bereich befindet sich der komplette Vorderachskörper mit Antriebswellen und Differentialgetriebe. Die problemlose Einbaulage eines Teleskopzylinders ist kurz hinter dem Differentialgetriebe möglich. Der Abstand zum Schwerpunkt beträgt an dieser Stelle: 200 mm. Die benötigte Kraft laut Diagramm (Abbildung 30, S.28) sind 12900 N. Die Hublänge kann im 3-D-Modell gemessen werden und beträgt: ~900 mm. Teleskopzylinder mit dieser Hublänge sind Massenprodukte und in verschiedenen Stufeneinteilungen erhältlich. Ein 2-stufiger Zylinder fällt auf Grund seiner zu großen Baulänge raus. Ab 3 Stufen ist die Verwendung im Fahrzeug möglich. Durch die Herstellung dieser Zylinder in großen Stückzahlen und zahlreicher Hersteller, sind die Kosten von 200...300 € in einem ertragbaren Rahmen.

Diese Variante ist die Einzige, die real umgesetzt werden kann, auch wenn dabei erstmalig Kosten entstehen. Der Teleskopzylinder kann zwischen dem Fahrzeugrahmen montiert werden und ist damit nicht sichtbar, während der Fahrt mit nicht gekippter Mulde. Die originale Optik des Fahrzeuges bleibt damit bestehen. Im nächsten Kapitel wird diese Variante nun näher untersucht.

4 Konstruktion des Mechanismus mit Teleskopzylinder

4.1 Vorüberlegungen

Zunächst müssen ein paar wichtige Untersuchungen und Berechnungen unternommen werden, bevor der Zylinder gekauft und eingebaut wird. Interessante Punkte die auf jeden Fall beachtet werden müssen sind:

- Die exakte Hubhöhe und die daraus resultierende Kolbenhublänge
- Die Befestigungsart des Zylinders am Rahmen
- Der entstehende Neigungswinkel des Zylinders und der benötigte Bauraum dafür
- Die Lagerung und Befestigung der Kolbenstange am Wannboden
- Veränderung des Kipppunktes 3 und dessen Befestigung und Lagerung

4.2 Bestimmen der genauen Kolbenhublänge

Der Mechanismus, mit all seinen Grundmaßen und Funktionsweisen wurde nun schon theoretisch untersucht. Eine kleine Hilfskonstruktion aus einfachen Flachstahlstücken, die an der Wanne durch Schweißen angebracht werden, wird die Lagerstelle für Demonstrationszwecke künstlich erzeugt. Die Flachstahlstücke (30x70 mm) wurden vorher mit einer Bohrung \varnothing 12,5 mm versehen, durch diese im Anschluss eine Schraube M12x50 gesteckt und mit einer Mutter gesichert wird. Am Fahrzeugrahmen übernimmt vorerst eine Konstruktion aus rechteckigem Hohlprofil (60x40 mm) die zukünftige Lagerstelle K3. Mit Parallelschraubzwingen wird sie am Fahrzeugrahmen befestigt. (Abbildung 34)



Bild 34: Hilfskonstruktion

Jetzt ist der Kippmechanismus mit den Maßen beweglich simulierbar, was bisher nur theoretisch am Rechner möglich war. Zum Anheben der Kippmulde ist jetzt eine Hilfskraft nötig. Im unbeladenen Zustand ist dies noch von Hand möglich. Die Mulde wird gekippt, bis zu dem Punkt, an dem sie den Neigungswinkel von 49° erreicht hat. Ein in seiner Höhe verstellbarer Bock ermöglicht dabei ein genaues Arbeiten. Durch Messen der Abstände am Rahmen und der Mulde, werden nun die Stellen markiert, an denen sich der Teleskopzylinder im ein-/ausgefahrenen Zustand befinden soll. Anschließend wird die Strecke gemessen. Ergebnis: 900 mm.

4.3 Befestigung des Zylinders im Rahmen

4.3.1 Aufbau des Zylinders

Der Kippzylinder muss neben seiner Funktion des linearen Ausfahrens auch noch die Möglichkeit besitzen, sich dem entstehenden Neigungswinkel beim Kippen durch Verlagerung des Kräfteinleitungspunktes, anzupassen. Dies geschieht über zwei sich gegenüberliegend angebrachten Zapfen am Zylinderrohr. Die kreisförmige Gestaltung dieser Zapfen ermöglicht ein Drehen / Schwenken des Zylinders um 360° . Die Verbindung der Kolbenstange mit der Kippmulde ist in zwei verschiedenen Ausführungen erhältlich:

1. Ausführung mit Bohrung
2. Ausführung mit Kugelkopf

Die Ausführung mit Kugelkopf beinhaltet gleichzeitig das Gegenlager, welches am Wannensboden durch Schweißen angebracht werden muss. Nachteile dieser Variante sind, der um 30 mm längere Abstand zwischen Ende Kolbenstange und Zylinder und der minimal zulässige Neigungswinkel von 30° . Da beim Einbau im Picco I jeder Millimeter wichtig ist, um die Bodenfreiheit und die Geländetauglichkeit beizubehalten, und der Neigungswinkel $>30^\circ$ ($\sim 55^\circ$) ist, wird der Teleskopzylinder mit Bohrung seinen Einsatz finden. Nachteil der Variante 1: das Gegenlager und der Bolzen müssen selbst gestaltet werden und sind nicht mit im Lieferumfang enthalten.

4.3.2 Berechnung der Durchbiegung

Der Einbau des Zylinders genau Mittig des Fahrzeugrahmens ist auf Grund der dort laufenden Kardanwelle nicht möglich. Er muss links oder rechts neben der Welle montiert werden. Der gesamte Rahmen des Fahrzeuges besteht aus U-Stahl 100x50 mm. Als Querrahmenträger des Teleskopzylinders ist der Einsatz dieser Dimension nicht möglich. Der Abstand zwischen oberer Rahmenkante zur Antriebswelle beträgt nur 75 mm. Dennoch soll aus optischen Gründen an einem U-Stahlprofil festgehalten werden und ein Profil mit den Abmessungen 60x30 mm zum Einsatz kommen. Der Abstand der Unterkante des Profils zur Kardanwelle beträgt dann 15 mm. Folgende Berechnung soll nachweisen um welchen Betrag sich die beiden nebeneinander liegenden U-Stahlprofile bei Belastung durchbiegen werden.

Die Profile entsprechen der DIN 1026-1. Der Werkstoff ist S235JR. Dem DIN-Blatt sind folgende Daten zu entnehmen:

Tabelle 5: Auszug DIN 1026-1

Höhe	h	60 mm
Breite	b	30 mm
Querschnittfläche	A_Q	646 mm ²
Widerstandsmoment gegen Biegung	W_x	10,5 · 10 ³ mm ³
Flächenträgheitsmoment	I_x	31,6 · 10 ⁴ mm ⁴
Materialstärke	s	6 mm

Außerdem noch diese Werte:

Streckgrenze $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$

Zugfestigkeit $R_m = 340 \text{ N/mm}^2$

E-Modul = $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Masse des Zylinders: 20 kg (196 N)

Masse der beiden U-Profile: 8,1 kg (80 N)

$a=320 \text{ mm}$ $b=540 \text{ mm}$ $F \sim 13200 \text{ N}$ (12900+196+80) N

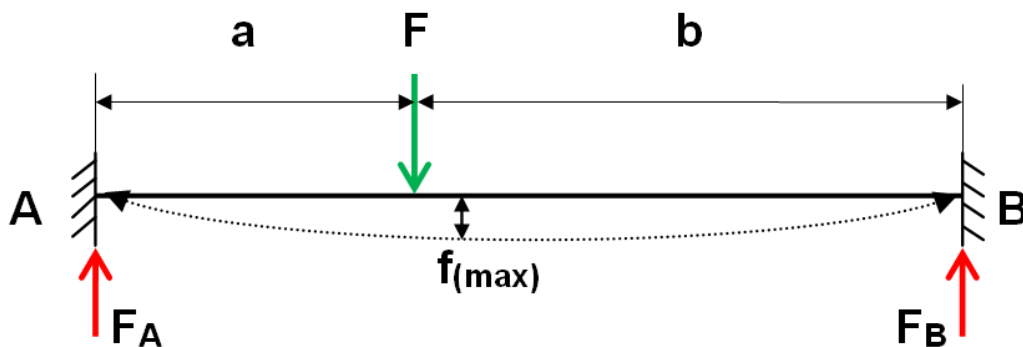


Bild 35: Freikörperbild Querrahmen

$$f_{max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{F \cdot a^2 \cdot b^3}{E \cdot I_x \cdot (a+b)^2} \cdot \left(\frac{1}{1 + 2 \cdot \frac{b}{(a+b)}} \right)^2 \quad (8)$$

$$f_{max} = 0,29 \text{ mm}$$

Die Durchbiegung der U-Profile ist mit $\sim 0,3 \text{ mm}$ sehr gering. Der Abstand von 15 mm ist demnach vollkommen ausreichend.

4.3.3 Berechnung statischer Festigkeitsnachweis

„Der statische Festigkeitsnachweis wird zum Vermeiden von bleibenden Verformungen, Anriss oder Gewaltbruch geführt“. [5] S. 62 Die Belastung des Querrahmen ist rein statisch und nur auf Biegung, deshalb wird die Biegefließfestigkeit (σ_{bF}) mit $1,1 \cdot R_e$ angenommen. Die erforderliche Sicherheit ($S_{F \min}$) soll $1,2 \dots 1,8$ betragen. [4]

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_b}{W_b} \quad (W_b = 2 \cdot W_x) \quad (9)$$

$$M_b = 2 \cdot F \cdot (a + b) \cdot \left(\frac{a}{a + b}\right)^2 \cdot \left(\frac{b}{a + b}\right)^2 \quad (10)$$

$$M_b = 1,24 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\rightarrow \sigma_{b \max} = 59,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_{b \max}} \quad (11)$$

$$S_F = 4,38$$

Die Sicherheit ist mit 4,38 deutlich höher als die erforderliche Mindestsicherheit von $1,2 \dots 1,8$. Der Rahmen ist demnach stabil genug, den Kippaufbau mit dem verwendeten Teleskopzylinder anzuheben.

4.3.4 Berechnung der Schweißverbindung

Die beiden U-Profile sollen fest im Fahrzeugrahmen durch eine nicht lösbare Schweißverbindung angebracht werden. Im folgenden Abschnitt wird die Sicherheit der Verbindung berechnet. Zuerst werden die Biegemomente in den Lagern A und B berechnet, anschließend die Schweißnahtfläche und zum Schluss die Sicherheit.

$$M_A = F \cdot a \cdot \left(\frac{b}{a + b}\right)^2 \quad (12)$$

$$M_B = F \cdot b \cdot \left(\frac{a}{a+b}\right)^2 \quad (13)$$

$$M_A = 1,67 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_B = 0,99 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Das maximale Biegemoment herrscht in der Lagerstelle A. Die U-Profile sollen mit einer Doppelkehlnaht im Fahrzeugrahmen eingeschweißt werden. Zur Berechnung der Schweißnahtfläche sind die Schweißnahtdicke und die Länge notwendig. Die Dicke berechnet sich bei Doppelkehlnähten aus der Hälfte der Materialstärke. [4]

$$a_{max} = 0,5 \cdot t_{min} \quad (14)$$

$$a_{max} = 3 \text{ mm}$$

Die Schweißnahtfläche ist das Produkt aus der kompletten Schweißnahtlänge und der Dicke.

$$A_{schw} = \sum a_{max} \cdot l_{Naht} \quad (15)$$

$$A_{schw} = 1296 \text{ mm}^2$$

Der Querkraftschub (τ_{smschw}) in den Lagerflächen berechnet sich aus der Querkraft zur Schweißnahtfläche. Die Lagerkräfte werden wieder mit der Gleichung (7) berechnet.

$$\rightarrow F_{QA} = 8288 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{QB} = 4912 \text{ N}$$

$$\tau_{smschw} = 6,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die maximale Biegespannung:

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_A}{W_b}$$

$$\sigma_{b \max} = 79,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Vergleichsspannungen für die Schweißnaht und den Übergang:

$$\sigma_v = 0,5 \cdot \left(\sigma_{max} + \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4 \cdot \tau_{max}^2} \right) \quad (16)$$

$$\sigma_v = 80,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Vergleichsspannung für den Querträger:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (17)$$

$$\sigma_v = 80,3 \frac{N}{mm^2}$$

Die ertragbare Spannung (σ_{ertr}) dieses Bauteils ist einem Diagramm zu entnehmen. (Abbildung 36) Die Werte richten sich nach der Belastungsart und Nahtform der Schweißverbindung. Die Verbindung wird in diesem Fall auf Biegung und Schub belastet, bei nicht bearbeiteten Schweißnähten. Das ergibt die Linie F im folgenden Diagramm.

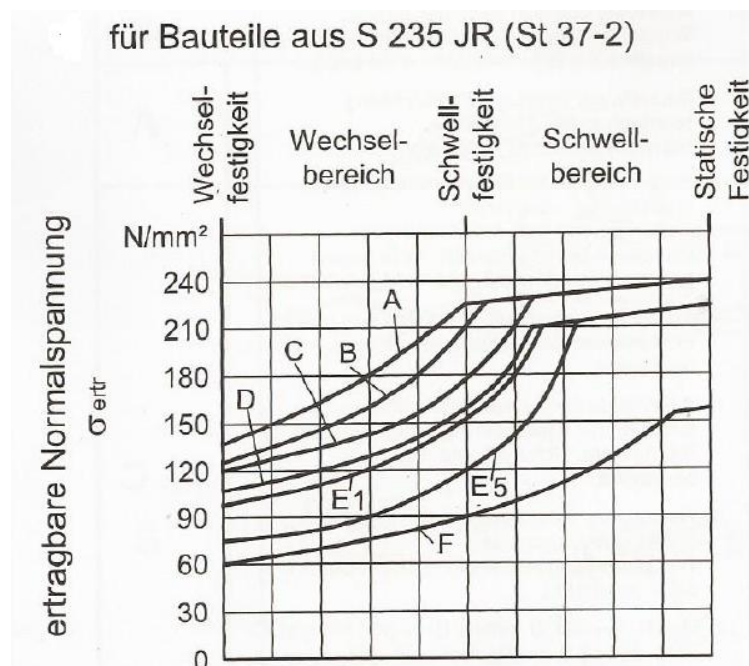


Bild 36: ertragbare Normalspannungen [4]

$$\sigma_{ertr} = 155 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit der Schweißverbindung soll $> 1,5$ sein. [4]

$$s_{schw} = \frac{\sigma_{ertr}}{\sigma_{vorh}}$$

$$s_{schw} = 1,93 \rightarrow \text{i.O.}$$

4.4 Ermittlung des Neigungswinkels und Raumbedarf des Zylinders

Der Teleskopzylinder wird beim Anheben der Kippmulde nicht bis zum Endanschlag in seiner senkrecht montierten Position bleiben. Da der Aufbau nach vorn kippt, wandert auch der Befestigungspunkt der Kolbenstange nach vorn. Diesen Weg bzw. Winkel muss der Zylinder bei jedem Kippvorgang zurücklegen. Die Lagerpunkte des Teleskopzylinders sind auf Grund der Baulänge ca. 110 mm tiefer als die Oberkante der beiden U-Profile. Durch Schwenken des Hydraulikzylinders um seine Lagerachse kommt es zur Kollision mit den darüber liegenden U-Profilen. (Siehe Abbildung 37) Das bedeutet, den Winkel und den Abstand genau zu bestimmen, damit es bei Betrieb des Gerätes nicht zu Kollisionen und Beschädigungen führt. Dazu werden die Komponenten U-Profile, Hydraulikzylinder, Zwischenplatte und Befestigungspunkt an der Muldenunterseite im bereits bestehenden CATIA Dokument modelliert und eingefügt. Anschließend kann der Mechanismus simuliert und eine Kollisionsuntersuchung vorgenommen werden. Der Abstand zwischen den beiden Profilen kann wahllos geändert werden.

Nach Eingabe aller Maße und erfolgreicher Simulation mit CATIA, ist überraschend festzustellen, dass der Zylinder auf den ersten 145 mm Hubweg sich aus seiner Anfangs- oder Ruhelage befindlichen Senkrechtposition, nach hinten neigt. Der Maximalwert wird bei 232 mm Höhe erreicht und beträgt 7°. Eine Simulation ohne Kollision mit dem Rahmen ist bei einem Profilabstand von 180 mm gewährleistet. Der Neigungswinkel in Endposition beträgt 35°.

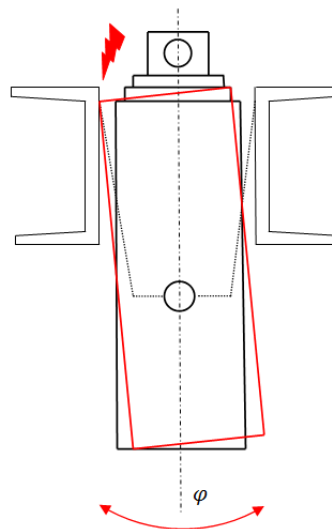


Bild 37: Kollision beim Neigen

4.5 Gestaltung der Zwischenplatte

Die Zwischenplatten, welche den Hydraulikzylinder aufnehmen, werden zwischen den beiden U-Profilen eingeschweißt. Es entsteht somit ein stabiles Leiterrahmenprofil. Zum Ausnutzen der Stützfläche sollen die Hohlseiten der Profile zur Mitte zeigen. Die

Zwischenplatten können dann in das Profil eingesteckt und angeschweißt werden. Die Kraft beim Anheben der Ladefläche muss dann nicht die Schweißnaht aufnehmen, sondern die beiden U-Profile. Die Zapfen am Zylinder haben einen Durchmesser von 35 mm. Sie sollen verschleißarm in Gleitlagerbuchsen geführt werden. Gleitlagerbuchsen gibt es in verschiedenen Ausführungen und Materialien. Sie können aus Sintermetall, Bronze oder Stahl sein. Es gibt Buchsen mit umlaufender Schmiernut oder ohne. Bei Buchsen ohne Schmiernut muss der Schmierstoff über den Bolzen zur Lagerstelle gelangen. Am Teleskopzylinder sind diese Schmierbohrungen in den Zapfen nicht vorgesehen. Das bedeutet, dass die Schmierung der Lagerstelle über die Gleitlagerbuchse passieren muss. Eine Ringnut auf der Innen- und Außenseite, sowie zwei Bohrungen zwischen den Nuten, lassen den Schmierstoff von der Außennut zur Lagerstelle gelangen. (Bild 38)



Bild 38: Gleitlagerbuchse, Stahl, mit Schmiernut

Variante: 1

Der Innendurchmesser der Buchse, muss auf Grund der Zapfendurchmesser, 35 mm betragen. Im Lager der Werkstatt sind Buchsen mit diesem Durchmesser vorhanden, und müssen nicht gekauft werden. Der Außendurchmesser beträgt 40 mm bei einer Gesamtlänge von 40 mm. Die Befestigung der Buchse im Rahmen auf der Zwischenplatte erfolgt über einen geteilten Lagersitz mit Lagerdeckel. (Bild 39, S.39) Im unteren Lagersitz, der sich in der Zwischenplatte befindet, wird ein Zylinderstift gesteckt. Dieser verbindet die Buchse mit der Lagerunterseite und verhindert ein Verdrehen bzw. axiales Verschieben der Lagerbuchse. Gleichzeitig verschließt der Stift die Schmierbohrung und verhindert damit den Schmierstoffaustritt auf die Außenseite der Buchse. Der Durchmesser der Schmierbohrung beträgt 5 mm. Es muss also ein einfacher Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338 mit einer Länge von 14 mm und der Toleranzklasse m6 verwendet werden. Die genaue Bezeichnung lautet dann: Zylinderstift ISO 2338-5m6x14-St. In die Zwischenplatte muss demnach eine Bohrung mit 10 mm Tiefe und 4,8 mm Durchmesser eingebracht werden. Danach wird diese mit einer Handreibahle auf das Passmaß 5 H7 aufgerieben. Die Paarung m6/H7 stellt eine Übergangspassung dar. Der obere Lagerdeckel ist das Gegenstück zur Zwischenplatte und wird mit dieser durch eine Schraubverbindung zusammengefügt. Im Deckel befinden sich außerdem die Bohrung, durch die der Schmierstoff zur Lagerstelle gelangen soll und ein Innengewinde M6 zur Befestigung des Schmiernippels. Der Schmiernippel nach DIN 71412 besitzt die Form A, also mit geradem Kegelkopf.

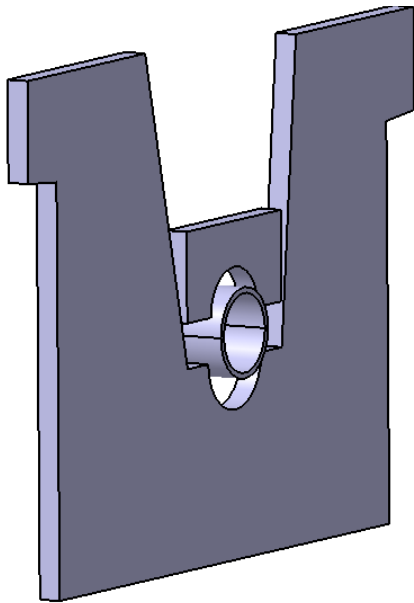


Bild 39: Zwischenplatte mit Lagerdeckel

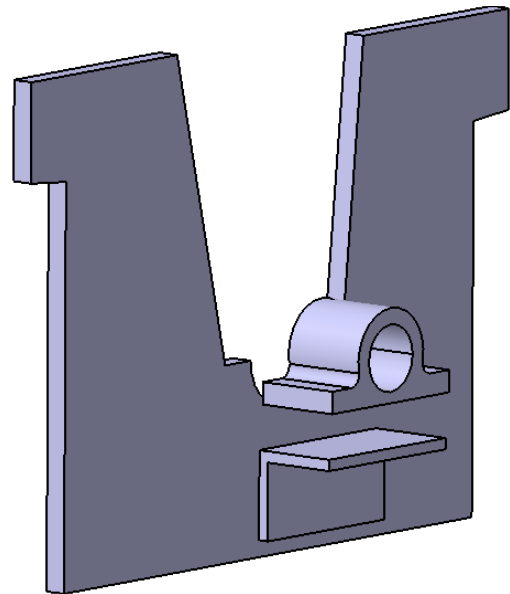


Bild 40: Zwischenplatte mit Lagerbock

Variante: 2

Die Teleskopzylinder können auch mit einem Lagerbock inklusive Gleitlagerbuchse gekauft werden. Diese werden dann rechts und links an der Zwischenplatte durch Schraubverbindungen angebracht. (Bild 40) Dazu kann man die Arbeitsschritte Bohren und Reiben der Passstiftbefestigung weglassen. Außerdem müssen keine Lagerdeckel zusätzlich angefertigt werden. Zum Befestigen der Lagerböcke sind zwei einfache Stücke aus L-Profil 40x40x5 nach DIN EN 10056-1 mit einer Länge von 140 mm notwendig, die an den Außenseiten der Zwischenplatten angeschweißt oder geschraubt werden können.

Die Zwischenplatten (beide identisch) werden aus 10 mm starkem Blech gefertigt. Die Bereiche der Auflageflächen im Querrahmen, werden der Innenform der U-Profile angepasst. Laut DIN 2610-1 beträgt die Schräge der Innenfläche 8%. Umgerechnet in Grad (°) sind das:

$$\tan^{-1} \frac{8}{100} = 4,6^\circ \quad (18)$$

Die der U-Profilform angepassten Zwischenplatten dienen gleichzeitig als Versteifung und reduzieren die Verformung des Rahmens bei Belastung.

4.6 Befestigung der Kolbenstange am Wannensboden

Der Wannensboden mit einer Materialstärke von 4 mm muss an der Krafteinleitungsstelle des Teleskopzylinders verstärkt werden. Die hohe punktuelle Belastung würde zu Verformungen oder gar Risse in der Wanne führen. Die Verstärkung wird auf einer Fläche von 220x220 mm vorgenommen und aus Stahlblech mit 10 mm Materialstärke gefertigt. In der Mitte der quadratischen Platte werden die Befestigungspunkte des Bolzens

angebracht. Zwei Laschen aus 10 mm Stahlblech werden dazu angefertigt. Eine Bohrung \varnothing 25 mm und eine Möglichkeit den Bolzen gegen Verdrehen zu sichern, müssen die Laschen enthalten. Dies erledigt eine Gewindebohrung M8. Der Bolzen bekommt ebenfalls eine Lasche aber aus 5 mm Blech mit einer Bohrung \varnothing 25 mm und eine mit \varnothing 9 mm. (Siehe Zeichnungen 0002-03 und 0002-01 im Anhang) Eine Schraube M8x16 wird den Bolzen an der Lasche des Wannenbodens verbinden und ein Verdrehen und axiales Verschieben verhindern. Desweiteren muss der Bolzen eine Schmierbohrung enthalten, weil in der Kolbenstange keine Möglichkeit zur Lagerstellenschmierung vorgesehen ist. (Zeichnung 0002-02 im Anhang) Die Laschen werden nach Maßen der Zeichnung auf die Platte geschweißt und die Platte im Anschluss an den Wannenboden. (Zeichnung 0100-01)

4.7 Gestaltung der Drehgelenkaufnahme

Der Kippunkt 3 stellt in der neu konstruierten Kippmechanik den alleinigen Dreh- und Lagerpunkt dar. In zweifacher Ausführung (links und rechts am Rahmen) wird sich die Kippmulde über diese Drehpunkte bewegen. Auch diese Lagerstellen sollen verschleißarm und wartungsfreundlich gestaltet werden. Eine klassische Bolzen/Buchsen Verbindung findet dabei ihren Einsatz. Eine Möglichkeit zum Schmieren des Gleitlagers, ebenfalls. Als Träger der Verbindung dienen zwei angefertigte Formbleche pro Lagerstelle, welche durch Laserschneiden nach Zeichnung 0006-01 hergestellt werden. In die Bohrung mit 35 mm Durchmesser wird ein Rohrstück eingeschweißt, welches die Gleitlagerbuchse aufnimmt. Die Länge der Hülse richtet sich nach der Buchsenbreite und der Durchmesser, nach dem erforderlichen Bolzendurchmesser. Die Formbleche werden am bestehenden Ort des alten Endanschlages K3, rechts und links daneben angeschweißt. Damit ist der optische Unterschied zum originalen Rahmen, nur durch die veränderte Länge vorhanden. Am vorderen Teil der Wanne werden ebenfalls durch Schweißverbindung, die Laschen zur Bolzenbefestigung angebracht.

4.7.1 Berechnung der Lagerkräfte

Zur Berechnung der Lagerkräfte und der damit verbundenen Belastungen der Formbleche, wird zunächst wieder eine Skizze mit den angreifenden Kräften benötigt. Im gekippten Zustand, treten im Gelenk K3, eine Querkraft und eine Normalkraft auf. Diese Kräfte sind interessant zur Berechnung der Schweißverbindung und der Verformung. Eine einfache Skizze soll den Zustand im maximal gekippten Zustand beschreiben. (Bild 41, S.42)

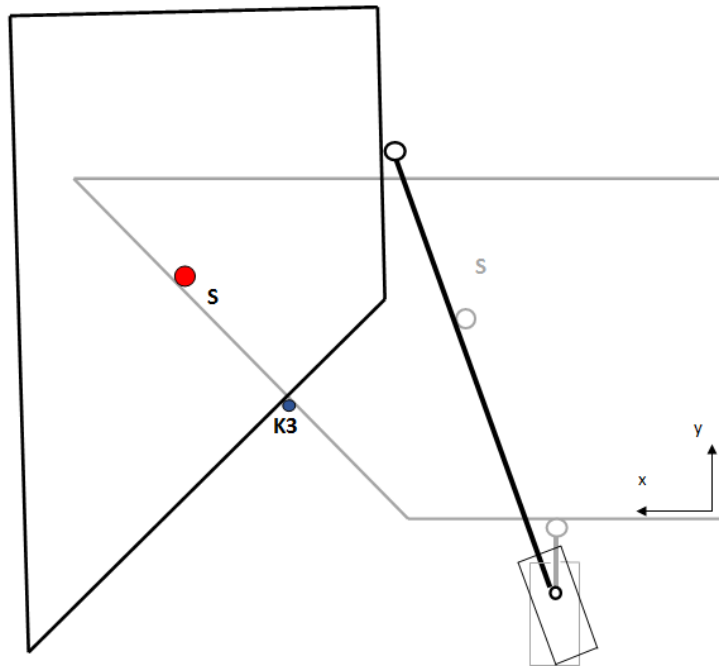


Bild 41: Skizze, Kippzustand in Endposition

Zum Bestimmen der Lagerkräfte folgt nun das Freikörperbild mit allen vorhandenen Kräften an der Kipperwanne. (Abbildung 42)

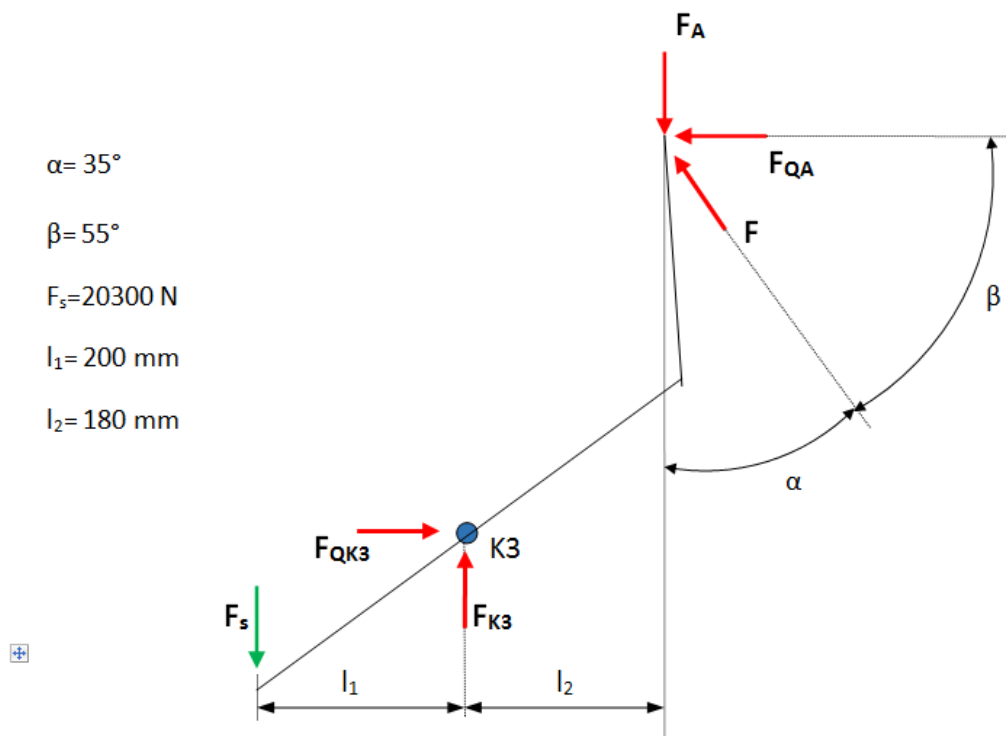


Bild 42: Freikörperbild, Ermittlung der Lagerkräfte

$$\uparrow 0 = -F_S + F_{K3} - F_A$$

$$\rightarrow 0 = -F_{QA} + F_{QK3}$$

$$\curvearrowright 0 = F_S \cdot l_1 - F_A \cdot l_2$$

$$\rightarrow F_A = 22555 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{K3} = 42855 \text{ N}$$

$$\rightarrow F = F_A \cdot \cos \alpha \quad F = 18476 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{QA} = F \cdot \cos \beta \quad F_{QA} = 10597 \text{ N} = F_{QK3}$$

4.7.2 Berechnung der Schweißverbindung

Zur Berechnung der Schweißverbindung wird wie im Kapitel 4.3.4 vorgegangen. Die Werte der Kräfte F_{K3} und F_{QK3} werden dazu in die benötigten Formeln (14)...(18) eingesetzt und man kommt zu folgendem Resultat:

$$\sigma_{z,d} = 12,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{max} = 3,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bmax} = 2,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_v = 13,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ und } 13,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$s_{schw} = 11,15 > 1,5 \rightarrow i. O.$$

4.7.3 Berechnung des überschlägigen Bolzendurchmessers

Der überschlägige Bolzendurchmesser berechnet sich nach dieser Formel:

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F}{\sigma_{b \text{ zul}}}} \quad (19)$$

wobei k den Einspannfaktor darstellt. Beim Einbau des Bolzens, wie in der Verwendung des Drehgelenkes (Bolzen lose in Buchse und Lasche), wird ein Faktor von 1,6 angenommen. [5] S. 253 Die Kraft F wird auf beide Lagerstellen zu gleichen Beträgen aufgeteilt und ist im härtesten Fall, wenn der Schwerpunkt sich in der Endlage, und noch die komplette Menge Schüttgut sich in der Mulde befindet (z.B. im Winter, angefroren). Die zulässige Biegespannung $\sigma_{b \text{ zul}}$ wird bei statischer Belastung mit $0,3 \cdot R_m$ berechnet. Der Wellenwerkstoff ist 42CrMo4V mit einer Zugfestigkeit von 1000...1200 N/mm² (DIN EN 10083-3). K_A bei statischer Belastung beträgt: 1.

$$d \approx 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot \frac{42855}{2} N}{0,3 \cdot 1000 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$d \approx 13,5 \text{ mm}$$

Einen Bolzen mit $\varnothing 13,5 \text{ mm}$ oder $\varnothing 15 \text{ mm}$ ist nicht im Lager vorhanden. Der kleinste Durchmesser, vorhandenen Bolzenmaterials beträgt 20 mm . Diese können problemlos genutzt werden. Gleitlagerbuchsen mit Innendurchmesser 20 mm und umlaufender Schmiernut haben eine Breite bzw. Länge von 30 mm und 28 mm Außendurchmesser. Das Passmaß des Buchsenaußendurchmessers ist 28 k6 . Die Befestigung der Buchsen geschieht durch Einpressen in eine Rohrhülse, welche vorher in die Platten der Drehgelenkaufnahme eingeschweißt werden. Um eine Übergangspassung zu erstellen, müssen die Innenseiten der Rohrstücke vor dem Schweißvorgang auf das Passmaß 28 H7 mit einer Rauigkeit von $R_a 1,6$ gedreht werden. (Zeichnung 0006-02)

4.8 Montage der Schweißteile

Zur Montage, der durch Laserschneiden angefertigten Bauteile, werden genaue Daten benötigt. Diese können ebenfalls im Anhang aus den Zeichnungen entnommen werden. Zuerst werden die beiden U-Profile an ihre vorgesehenen Stellen im Fahrzeugrahmen angebracht. Die Verbindungsstellen sind restlos von Farbanstrichen und Korrosionsrückständen zu befreien. Danach werden die U-Profile nach Zeichnungsmaß mit Klemmwerkzeugen befestigt und anschließend mit Kehlnähten im Rahmen angeschweißt. Die Zwischenplatten werden als nächstes in die U-Profile eingesteckt und ebenfalls nach Maßen der Zeichnung durch Schweißverbindung befestigt (Abbildung 43, S.44). Zum Anbringen der Laschen zur Bolzenbefestigung an der Kippmulde, muss diese vom Fahrzeug demontiert werden. Da sie nur lose auf dem Rahmen liegt, kann sie leicht mit einem Kran und Seilen vom Fahrzeug gehoben werden. Die Stellen zur Befestigung der Schweißteile werden markiert, gereinigt und anschließend die Teile nach Maßen der Schweißzeichnung (0100-01) angebracht (Abbildung 44, S.44) Der Bolzen $\varnothing 20 \text{ mm}$ (Teilenummer 1) kann zur besseren Wärmeabfuhr und zur Ausrichtung der Laschen zueinander eingesteckt werden. Exaktes und sauberes Arbeiten ist hier oberstes Gebot, damit sich am Ende auch alles ordnungsgemäß montieren und zusammenfügen lässt. Zum Einschweißen der Rohrstücke in die Platten der Drehgelenkaufnahme, werden diese auf einer Werkbank parallel zueinander ausgerichtet und der Abstand zwischen den Platten mit einem 8 mm Blech hergestellt, welches nach dem Schweißvorgang wieder herausgenommen wird. Anschließend können beide Plattenpaare am Fahrzeugrahmen angebracht werden. Auch hierbei ist auf die parallele Ausrichtung beider Lagerstellen zu achten.



Bild 43: Schweißverbindung, Zwischenplatten



Bild 44: Kippmulde, Unterseite

5 Hydraulik

Von einem hydraulischen System oder Antrieb wird gesprochen, wenn Energie, Kräfte oder Momente durch eine Flüssigkeit übertragen werden. Die Flüssigkeit wird über Leitungen von einer Pumpe zu dem/den erforderlichen Antriebsaggregat/en transportiert. Die Pumpe dient zur Druckerhöhung des Fluides. Hydraulikpumpen gibt es in vielen verschiedenen Variationen. Der Zweck, wofür die Pumpe benötigt wird, muss bekannt sein.

Im Fall Picco I, ist die Aufgabe der Hydraulikpumpe, die Flüssigkeit von ihrem atmosphärischen Druck im Tank zu erhöhen und zum Teleskopzylinder zu fördern. Dieser soll dann über seine Kolbenfläche und dem dort anliegenden Druck, eine Linearbewegung ausführen und eine Kraft zum Anheben der Kippermulde erzeugen. Umso höher der Druck oder die Kolbenfläche, desto mehr Kraft kann erzeugt werden.

$$F_K = p_{hydr} \cdot A_K \quad (20)$$

Die einfachsten und preiswertesten Hydraulikpumpen, sind Zahnradpumpen. Zahnradpumpen gehören zur Einteilung der Konstantpumpen. Das Fördervolumen ist jede Umdrehung der Pumpe, das Gleiche. Es kann nicht verändert oder eingestellt werden. Die preiswerteste Variante stellt dabei die Außenzahnradpumpe dar. Einfache Pumpen dieser Art erzeugen Arbeitsdrücke von 150...200 bar.

5.1 Berechnung des benötigten Arbeitsdruckes

Die Verwendung einer hydraulischen Lenkhilfepumpe aus dem Landmaschinenbereich soll ihren Platz im Dreiradkipper finden. Die Zahnradpumpe eines Belarus MTS 80 hat einen angegebenen Arbeitsdruck von 180 bar. Die Kolbenfläche der untersten Stufe des Teleskopzylinders hat einen Durchmesser von 91 mm. Die höchste Kraft muss in der Ausgangslage des Kippvorgangs aufgebracht werden. In dieser Position, ist der Schwerpunkt des Schüttgutes am weitesten vom Drehpunkt entfernt. Um zu prüfen, ob der Druck der Hydraulikpumpe ausreichend ist, wird die Formel (21) nach p umgestellt. Die Kraft ist bekannt, die Kolbenfläche A_K kann mit der Formel zur Kreisflächenbestimmung berechnet werden.

$$p_{hydr} = \frac{F_K}{A_K}$$

$$p_{hydr} = \frac{13000 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (9,1 \text{ cm})^2} = 199,8 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \approx 20 \text{ bar}$$

20 bar < 180 bar → Pumpe kann verwendet werden.

Die Durchmesser der nachfolgenden Teleskopstufen werden zwar immer kleiner, aber der Abstand des Schwerpunktes zum Drehpunkt, ebenfalls. Das bedeutet, dass nicht viel mehr Kraft zum Heben der Wanne benötigt wird. Durch Simulieren des Mechanismus in Catia, kann die Hublänge der jeweiligen Stufen ausgefahren und der Abstand des Schwerpunktes zum Drehpunkt ermittelt werden. Die benötigte Hubkraft kann nun für jede Teleskopstufe separat bestimmt werden. Durch Einsetzen der Werte in die umgestellte Formel (21) sind folgende Drücke der Pumpe zu leisten. (Abbildung 45) Nachdem nun die Tauglichkeit der Pumpe festgestellt wurde, wird als nächstes der Antrieb Dieser bestimmt.

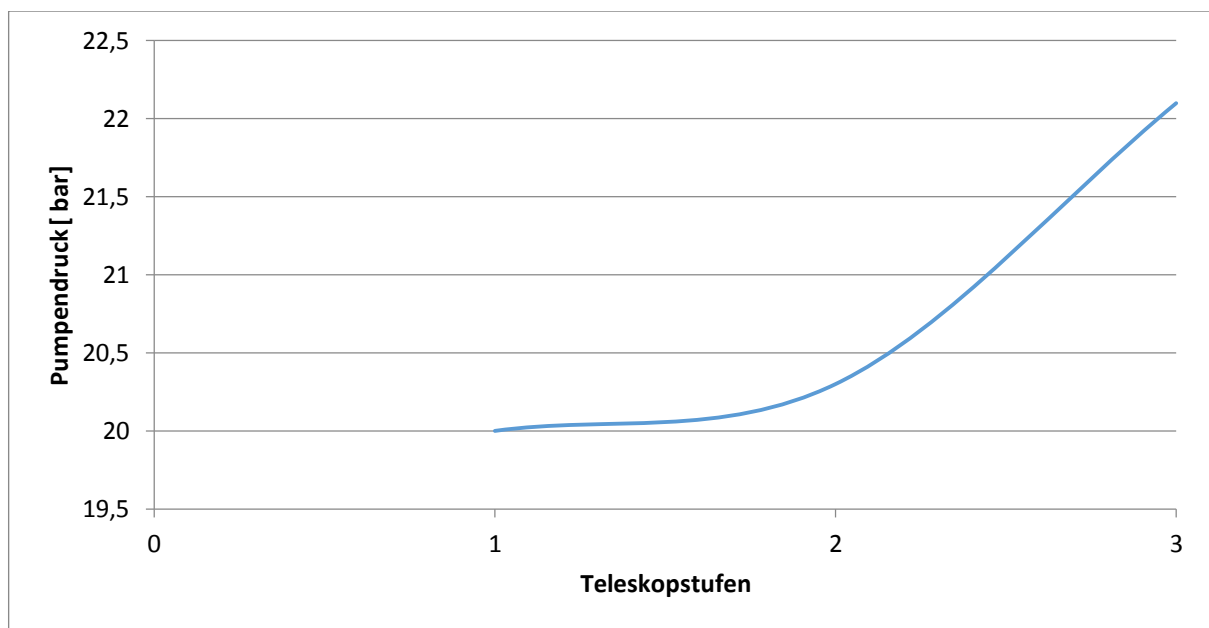


Bild 45: Pumpendruckbedarf der jeweiligen Teleskopstufen

5.2 Varianten zum Pumpenantrieb

Die Zahnradpumpe benötigt eine Rotationsbewegung als Antrieb der Eingangswelle. Diese kann auf verschiedene Weisen am Fahrzeug erzeugt werden.

1. Elektrohydraulisches Aggregat

Eine sehr einfache und platzsparende Variante, ist die Verwendung eines kompakten Hydraulikaggregates mit elektrischem Antrieb. Integriert sind hierbei die Pumpe, das Druckbegrenzungsventil, ein Elektromotor und oftmals sogar der Vorratsbehälter für die Hydraulikflüssigkeit. Preiswerte Aggregate mit 180...200 bar Arbeitsdruck, sind schon für ca. 200 Euro zu bekommen. Im Lager der heimischen Werkstatt ist ein solches Kompaktgerät vorrätig, jedoch ohne Tank. Aufgrund seiner sehr geringen Abmaße von (L/B/H = 320/140/160 mm) ist es mühelos im Motorraum des Picco I unterzubringen. Eine passende Stelle für den Tank zu finden, somit gar kein Problem. Nachteil dieses Antriebes: der Elektromotor muss mit einer Spannung von 24 V betrieben werden. Die Bordspannung des Fahrzeuges beträgt nur 12 V. Das bedeutet, dass alle elektrischen Verbraucher des Fahrzeuges sowie der Generator ausgetauscht werden müssten. Die Verbraucher sind: Anlasser, Scheinwerferglühlampen, Glühüberwachung, Glühkerze und

das Signalhorn. Desweiteren müsste eine zweite Batterie gekauft, und ein Platz für den Einbau geschaffen werden. Der Aufwand bzw. die entstehenden Kosten dafür, wären zu hoch. Außerdem ist eine solche Anlage nicht zeitgemäß des Produktionszeitraumes dieses Fahrzeuges. Der Vorteil: es kann gekippt werden, ohne den Verbrennungsmotor zu starten oder laufen zu lassen. Solche Hydraulikaggregate sind häufig im Kleinkipperbereich und in kleineren Anhängern mit Kippfunktion in der heutigen Zeit zu finden.

2. Antrieb über Kurbelwelle des Verbrennungsmotors

a) Direkt

Ein Antreiben der Pumpe über den Verbrennungsmotor, sind die klassischen Antriebsarten der Kipphydraulik aus dem vergangenen Jahrhundert. Dazu wird die Pumpe als Nebenantrieb entweder über Riemen oder Wellen im Motorgehäuse betrieben. Ein Nebenantrieb in Wellenform (Zapfwelle oder ähnliches) besitzt der Robur-Motor nicht. Aber eine Aufnahme zur Benutzung einer Handkurbel, ist an der Riemenscheibe der Kurbelwelle vorhanden. Eine Öffnung in der Karosserie ebenfalls. Der Platz für eine Zahnradpumpe ist zwischen Lenkstock und Karosse gegeben. Für den Antrieb muss eine Kupplung angefertigt werden, um beide Aggregate miteinander zu verbinden. Ein einfaches, selbstgefertigtes Bauteil auf der Drehmaschine, würde das Problem lösen. Dieses Kupplungsstück würde anschließend auf die Antriebswelle der Zahnradpumpe gesteckt und diese an der Karosserie durch Schraubverbindung angebracht.

b) über Fliehkraftkupplung

Eine zweite Möglichkeit die Pumpe zu betreiben, ist über eine fliehkraftgeregelte Kupplung. Diese würde erst bei einer bestimmten Motordrehzahl mitlaufen und die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Nebenantrieb herstellen. Je nach Federkraft kann man dann bestimmen, bei welcher Drehzahl die Kupplung mitläuft oder nicht. Vorteil: Bei Leerlaufdrehzahl oder beim Starten des Motors müsste die Pumpe nicht ständig mitlaufen und dem Motor unnötig Leistung entziehen. Nachteil beider Varianten: die Pumpe läuft exakt mit gleicher Kurbelwellendrehzahl und ist nicht veränderbar. Der Fördervolumenstrom könnte aufgrund des sehr langsam laufenden Motors zu gering sein. Außerdem sind die Pumpe und die Leitungen nicht im Motorraum untergebracht und somit von außen, im Fußraum des Fahrzeuges sichtbar.

3. Antrieb über Riemen

Die Zahnradpumpe kann auch über einen Riemenantrieb zum Drehen gebracht werden. Die Keilriemenscheibe auf der Kurbelwelle besitzt zwei Riemennuten, wovon nur eine für den Generatorantrieb und die Motorkühlung genutzt wird. Über die zweite Nut könnte ein anderer Riemen laufen, der die Hydraulikpumpe antreibt. Durch Verringern des Keilriemenscheibendurchmessers am anzutreibenden Rad der Pumpe, ist diese mit höherer Drehzahl als der Verbrennungsmotor betreibbar. Das ist ein Vorteil gegenüber den anderen Varianten. Da die Lagerung einer Zahnradpumpe keine großen Axialkräfte aufnehmen kann, muss ein Lagerbock mit Riemenscheibe und Verbindungsstück zur Pumpe im Motorraum montiert werden. Der Platz dafür ist vorhanden, der Arbeitsaufwand überschaubar. Ein zeitgemäßer Antrieb ist es ebenfalls. In vielen Traktoren aus den 50er und 60er Jahren des 20. Jahrhunderts ist der Antrieb der Arbeitshydraulik über diese

Methode realisiert worden. Um den Anlaufwiderstand zu verringern, kann auch hierbei mit einer Fliehkraftkupplung oder einer Riemenspannvorrichtung gearbeitet werden.

Die Grundlage aller Varianten bilden aber vorerst einige Berechnungen.

5.3 Grundlegende Berechnungen

Bevor die Pumpe montiert werden kann, bedarf es noch einigen grundlegenden Berechnungswerten. Die Anforderungen an den Kippvorgang sind:

- Nennzahl des Verbrennungsmotors so gering wie möglich
- schnelles Einfahren des Teleskopzylinders nach Kippvorgang
- Bedienen der Kippvorrichtung mit einer Hand
- Kippen der Ladung ohne das Fahrzeug zu verlassen
- Möglichkeit zum Bewegen des Fahrzeuges während des Kippvorganges
- Gleichmäßiges Ausfahren des Zylinders
- Ausfahrzeit < 40 Sekunden

1. benötigte Antriebsleistung

Zum Aufbringen der Kraft im Zylinder, muss die Pumpe mit einer entsprechenden Leistung versorgt werden. Die Pumpenantriebsleistung P_{an} kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$P_{an} = \frac{Q \cdot p_{hydr}}{600 \cdot \eta_{ges}} \quad (21)$$

Q stellt dabei den Volumenstrom dar, und muss separat berechnet werden. Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} setzt sich aus dem volumetrischen und dem hydromechanischen Wirkungsgrad zusammen. Der hydromechanische Wirkungsgrad von Zahnradpumpen liegt bei ca. 0,9.

$$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad (22)$$

Das geometrische Verdrängungsvolumen V_g ist das theoretische Volumen welches sich aus der Geometrie des Pumpeninneren bestimmen lässt. Durch innere Verluste bei Temperatur- und Druckerhöhung und der damit veränderten Viskosität des Fluides, Abnutzung der Pumpenräder, Ansaugen von Luft durch Kavitation oder Toleranzen bei der Fertigung der Pumpenelemente, ist das Fördervolumen der Pumpe niedriger als der theoretisch angenommene Wert. Den Verlust kann man über den volumetrischen Wirkungsgrad η_v bestimmen. Der volumetrische Wirkungsgrad von Zahnradpumpen kann zwischen 0,6...0,95 liegen. Das ist eine große Spanne zwischen den Werten. Aufgrund der niedrigen Leistung des Verbrennungsmotors, ist der genaue Wirkungsgrad der Pumpe

wichtig, zum Berechnen der benötigten Pumpenleistung. Da es sich bei dieser Zahnradpumpe um eine Konstantpumpe mit axialem Spielausgleich handelt, ist der Wirkungsgrad in der Demension 0,85...0,95 anzunehmen. Aber Aufgrund der Tatsache, dass es ein russisches Produkt ist, und die Fertigungsansprüche in der russischen Landtechnik nicht so hoch sind wie in der Luft- und Raumfahrt oder beim Militär, wird sich der Wirkungsgrad nicht in dieser Spanne befinden. Der volumetrische Wirkungsgrad lässt sich wie folgt bestimmen:

$$\eta_V = \frac{Q_e}{Q_i} \quad (23)$$

Ein Versuch mit der vorhandenen Hydraulikpumpe des Belarus MTS 80, soll die inneren Verluste der Pumpe feststellen. Die Pumpe wird dazu mit einer konstanten Drehzahl in einer bestimmten Zeit angetrieben. Dabei soll die Pumpe das Fluid welches vorher auf Betriebstemperatur (ca. 40°C) erwärmt wurde, von einem Behälter in den Nächsten fördern. Die Menge des geförderten Volumens wird anschließend gemessen. Die Nenndrehzahl der Pumpe wird im Betrieb bei ca. 1000...1500 min⁻¹ sein. Bei einer theoretischen Förderleistung laut Datenblatt von 10 cm³/ Umdrehung ergibt das bei 1000 min⁻¹ = 10.000 cm³/ min. Also 10 Liter. Die konstante Drehzahl von 1000 min⁻¹ kann auf der vorhandenen Drehmaschine nicht eingestellt werden. Sie ist in der Getriebeabstufung nicht vorhanden. Die nächstgelegene Drehzahl ist 900 min⁻¹.

Versuchsaufbau, benötigte Teile und Messmittel: (Abbildung 46, S.50)

- (1) Behälter 60 Liter
- (2) Hydraulikpumpe
- (3) 3-Wegehahn
- (4) Druckmessgerät
- (5) Druckbegrenzungsventil (verstellbar)
- (6) Behälter 5 Liter
- (7) Behälter 30 Liter
- (8) Messbecher
- (9) Stoppuhr
- (10) Drehzahlmessgerät
- (11) Thermometer
- (12) Verschlüsse und Messanschluss
- (13) Saugschlauch / Druckschlauch
- (14) Trichter

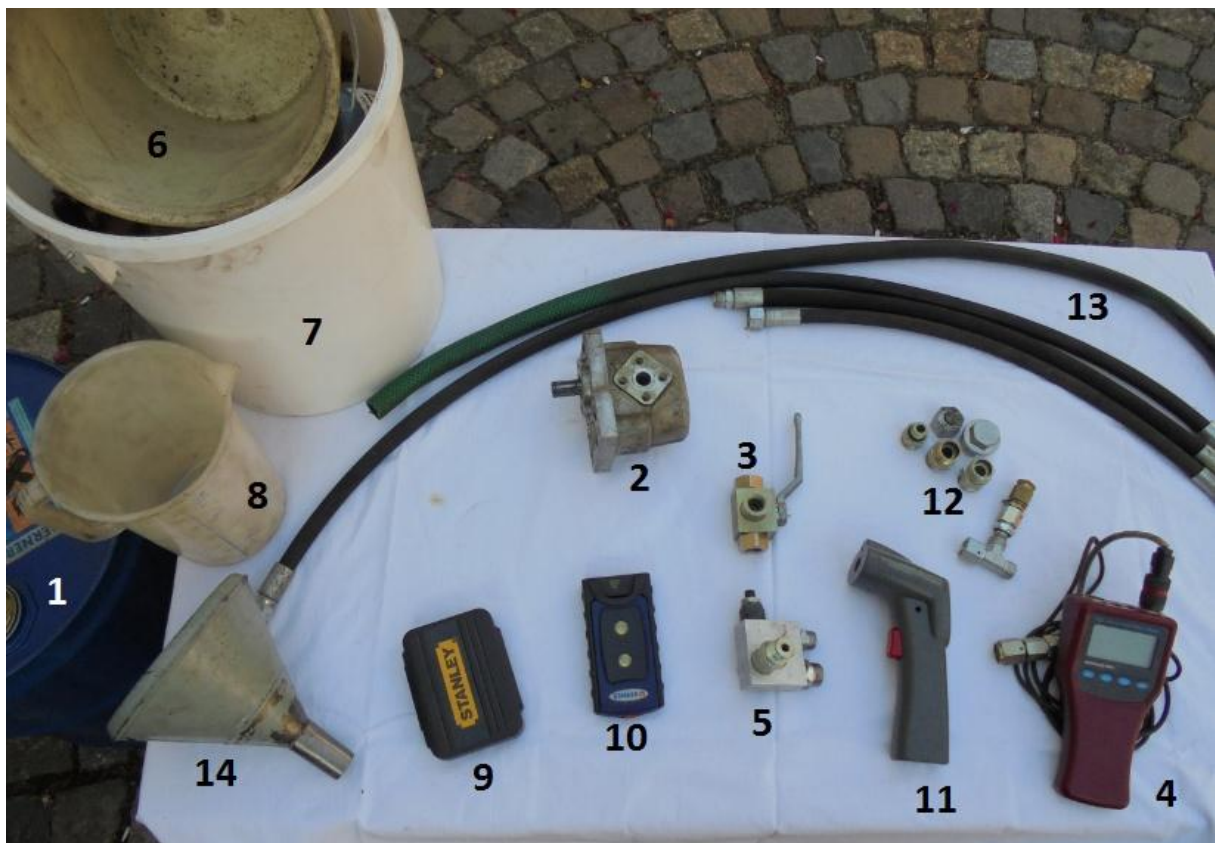


Bild 46: Mess- und Prüfmittel

Versuchsdurchführung:

Die Drehzahl der Maschine wird auf 900 min^{-1} eingestellt, und mit dem Drehzahlmessgerät geprüft, ob der Istwert auch 900 min^{-1} beträgt. Anschließend wird das auf 40°C erwärmte Öl mittels 60 Liter-Behälter (1) auf dem Getriebegehäuse der Drehmaschine über dem Sauganschluss der Pumpe gestellt. Durch das Platzieren oberhalb der Pumpe (2) wird der Saugstrang „vorgespannt“ und es entstehen damit keine Probleme beim Ansaugen des Fluides. Der Saugschlauch wird mit dem gefüllten Behälter und dem Eingang der Pumpe verbunden. Die Pumpe wird an der Werkzeugaufnahme der Drehmaschine befestigt und die Antriebswelle mit Aluminiumblechstreifen zum Schonen der Außenverzahnung in das Dreibackenfutter eingespannt. Der Druckschlauch endet im leeren 5 Liter Behälter (6) auf dem Boden. Nach Einschalten der Maschine dauert es wenige Sekunden bis sich die Nenndrehzahl eingestellt hat. Ab diesem Zeitpunkt (man hört es) wird der Druckschlauch vom kleinen in den großen Behälter (7) gehalten und gleichzeitig mit dem Start der Zeitmessung begonnen. Nach 60 Sekunden wird der Schlauch wieder in den kleinen Behälter gesteckt, und die Maschine abgeschaltet. Das geförderte Volumen kann nun mit dem Messbecher ermittelt werden. Um genaue Ergebnisse zu erzielen, wird der Versuch noch zweimal wiederholt und anschließend noch mit anderen Drehzahlen und steigendem Druck. Der Druck wird am Druckbegrenzungsventil (5) mit einem Manometer (4) eingestellt, nachdem der Druckanschluss verschlossen wurde. Soll das nun geförderte Volumen bestimmt werden, wird die Maschine wieder angeschaltet und bei Erreichen der Nenndrehzahl der 3-Wegehahn (3) so gestellt, dass die Hydraulikflüssigkeit zum Druckbegrenzungsventil strömt. Das Hydrauliköl muss nun über das Druckbegrenzungsventil strömen. Die Leitung am Tankanschluss des Ventiles ist mit dem Auffangbehälter (7) verbunden. Der

Druckanschluss geschlossen. Die geförderte Menge kann nach 60 Sekunden Laufzeit bestimmt werden. (Abbildungen 47,48)

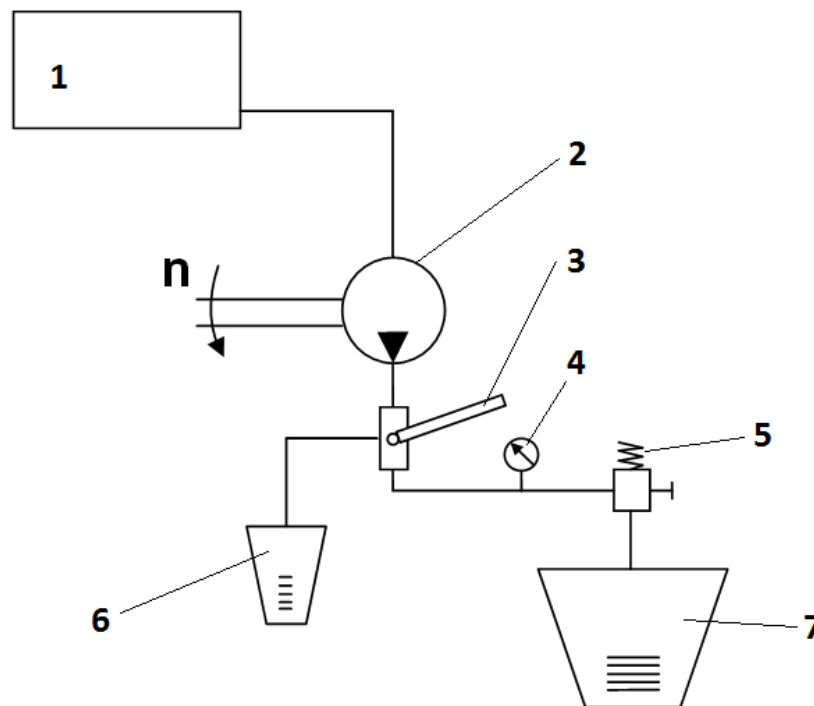


Bild 47: Schema, Versuchsaufbau

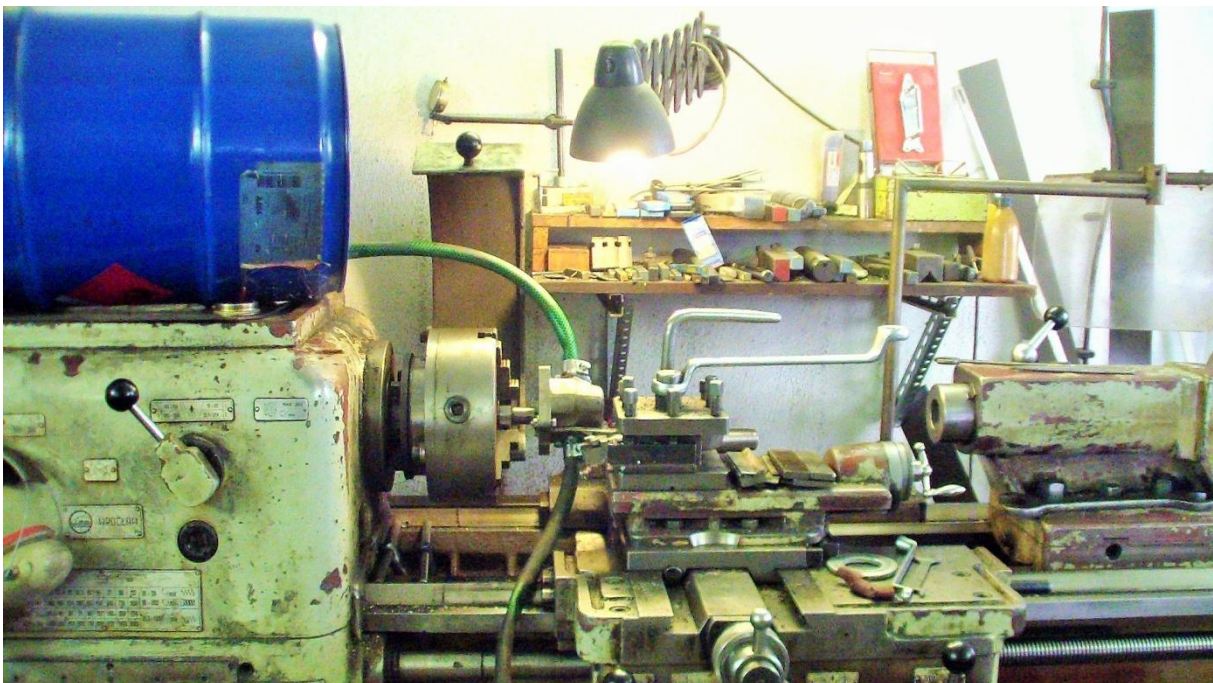


Bild 48: Versuch, Bestimmen des volumetrischen Wirkungsgrad

Versuchsauswertung:

Tabelle 6: Messwerte zur Wirkungsgradbestimmung

Durchgang/ Arbeitsdruck p in [bar]	n_{soll} in [min^{-1}]	n_{ist} in [min^{-1}]	t in [s]	Q_i in [cm^3]	Q_e in [cm^3]
1 (1 bar)	900	922	60	9220	9500
2 (50 bar)	900	922	60	9220	9100
3 (100 bar)	900	922	60	9220	8100
1 (1 bar)	1400	1445	60	14450	14700
2 (50 bar)	1400	1445	60	14450	14350
3 (100 bar)	1400	1445	60	14450	12850
1 (1 bar)	710	736	60	7360	7500
2 (50 bar)	710	736	60	7360	7300
3 (100 bar)	710	736	60	7360	6300

Das tatsächliche Verdrängungsvolumen unter atmosphärischem Druck ist geringfügig größer als der angegebene Wert im Datenblatt. Die Werte unter Druck stehendem Medium sind erwartungsgemäß niedriger.

Die Werte eingesetzt in Gleichung (24) ergibt einen Wirkungsgrad von:

$$\eta_V = 0,95$$

Einen Wirkungsgrad, dieser Größe war nicht zu erwarten und führt zu positiver Überraschung.

Die Werte zur Berechnung der Pumpenantriebsleistung sind nun alle bestimmt und können in die Gleichung (22) eingesetzt werden.

$$P_{an} = \frac{10 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \cdot 20 \text{ bar}}{600 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 0,39 \text{ kW} \approx 400 \text{ W}$$

2. Dauer des Kippvorganges

Die Durchschnittszeit eines Kippvorganges beträgt je nach Kippart und Größe bzw. Länge des Hubes zwischen 25 Sekunden (Seitenkipper) und 40 Sekunden (Hinterkipper). Eine Zeit in dieser Spanne soll auch beim Picco I realisiert werden. Berechnen lässt sich diese Zeit aus dem Füllvolumen des Zylinders und dem Volumenstrom der Pumpe.

$$t_{\text{Füll}} = \frac{V_{\text{Zyl}}}{Q} \quad (24)$$

$$t_{\text{Füll}} = \frac{3,9 \text{ l}}{9,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}} = 0,41 \text{ min} \approx 25 \text{ s}$$

3. Antriebsdrehzahl der Pumpe

Betrachtet man das Leistungsdiagramm im Bild (49), ist die Annahme zu treffen, dass die Leistung von 400 W, mühelos in der Leerlaufdrehzahl verfügbar ist. Jedoch ist die Drehzahl des Verbrennungsmotors mit $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ sehr gering. Durch die Riemenübersetzung von 1:1,4 ($d_1 = 140 \text{ mm}$, $d_2 = 100 \text{ mm}$) ergibt sich nur eine Antriebsdrehzahl der Pumpe von 700 min^{-1} .

$$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2 \quad (25)$$

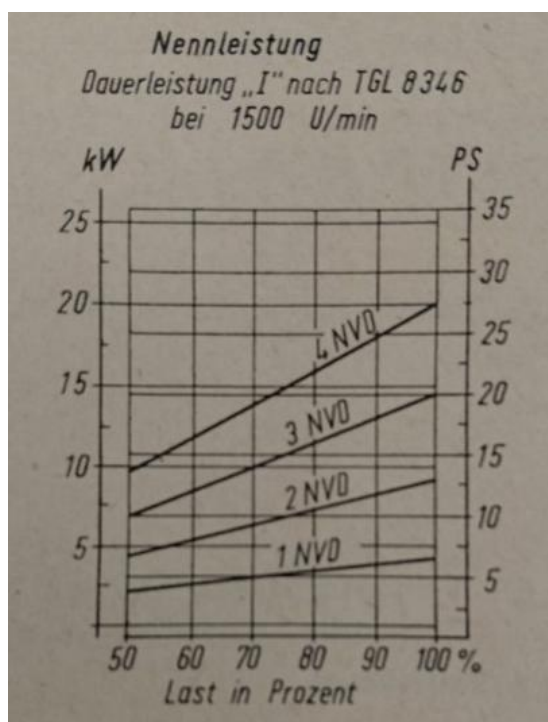


Bild 49: Leistungsdiagramm Dieselmotor 1 NVD
[6] S.4

Mit dieser Drehzahl würde sich die Dauer des Kippvorgangs auf 36 s verlängern. Deshalb wird mit leicht erhöhter Drehzahl des Dieselmotors (700 min^{-1}) gekippt, sodass sich eine Nenndrehzahl der Pumpe von ca. 1000 min^{-1} ergibt. Der Bereich dieser Drehzahl wird auf dem Gestänge zur Handbetätigung der Leerlaufdrehzahleinstellung markiert, und kann somit jederzeit schnell und präzise bei Bedarf eingestellt werden. Es ist ein einfacher Rundstab mit 6mm Durchmesser an dem über ein Gewinde mit Muttern der Abstand zwischen Armaturentafel und Einspritzpumpe eingestellt wird.

5.4 Anlagenschutz

Als Schutz vor Überlastung der hydraulischen Komponenten, Teleskopzylinder und Zahnradpumpe, dient ein Druckbegrenzungsventil. Dieses wird in den Arbeitsstrang hinter dem Anschluss der Druckseite der Pumpe, montiert. Da die Anlage mit weniger als 100 bar auskommt, bleibt dieser Wert vorerst am Ventil eingestellt. Zum Einstellen wird der

Ausgang des Ventils geschlossen und der Wert kann mit einem Druckmessgerät an geeigneter Messstelle, nochmal überprüft werden. Desweiteren entsteht beim Kippen der Mulde ab ca. 55° Neigungswinkel, eine negative Last auf dem Teleskopzylinder. Der Schwerpunkt der Mulde befindet sich ab diesem Neigungsgrad vor dem Drehgelenk, und zieht die Mulde mit der Schwerkraft F_s nach unten (Abbildung 50). Der Zylinder ist ab diesem Punkt drucklos, und wird durch die Verbindung zum Wannensboden, herausgezogen. Es entsteht ein Vakuum im Zylinder und im gesamten Arbeitsstrang der Anlage. Diese könnte dadurch Schaden nehmen. Außerdem ist der Kippvorgang dann nicht mehr zu kontrollieren. Er würde sich dann wie im Ausgangszustand des Schwerkraftkippprinzips, wieder selbständig machen. Um dieses zu vermeiden kommt es zum Einsatz eines Senkbremsventils. Dieses wird das Entstehen von negativen Lasten verhindern.

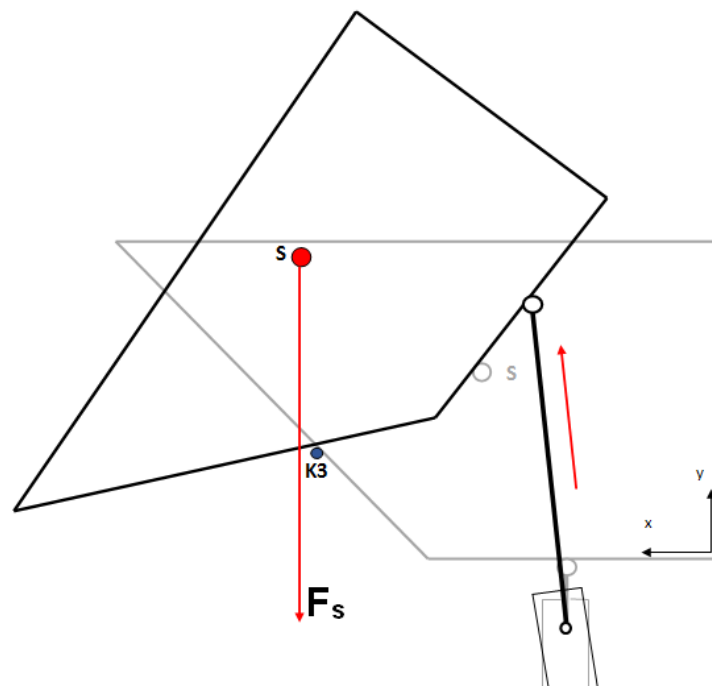


Bild 50: Skizze, Entstehung von negativer Last beim Kippen

Was das Senkbremsventil nicht kann, ist das Zurückschwenken der Kippmulde, nachdem sie den Kippunkt überschritten hat. Das soll eine einfache Konstruktion mit einer Zugfeder übernehmen. Ab der Stelle, an dem der Schwerpunkt den Drehpunkt überwindet, übernimmt die Zugfeder die Aufgabe den Gegendruck im Zylinder zu erzeugen und diesen zum Einfahren zu bringen. Die Feder verhindert auch, dass zu keinem Zeitpunkt der Druck in der Anlage unter 0 bar sinkt. Hierzu müssen wieder Berechnungen zur Federkraft und Federlänge durchgeführt werden. Eine Skizze wird dabei den entstehenden Winkel und die erforderliche Federlänge zeigen. Als stabile Befestigungspunkte bieten sich der Bolzen (K1) im Fahrzeugrahmen und das ehemalige Drehlager (K2) am Boden der Kippmulde an. Das ist auch gleichzeitig die Stelle mit dem längsten Hebelarm im maximal gekippten Zustand. (Abbildung 51, S.55)

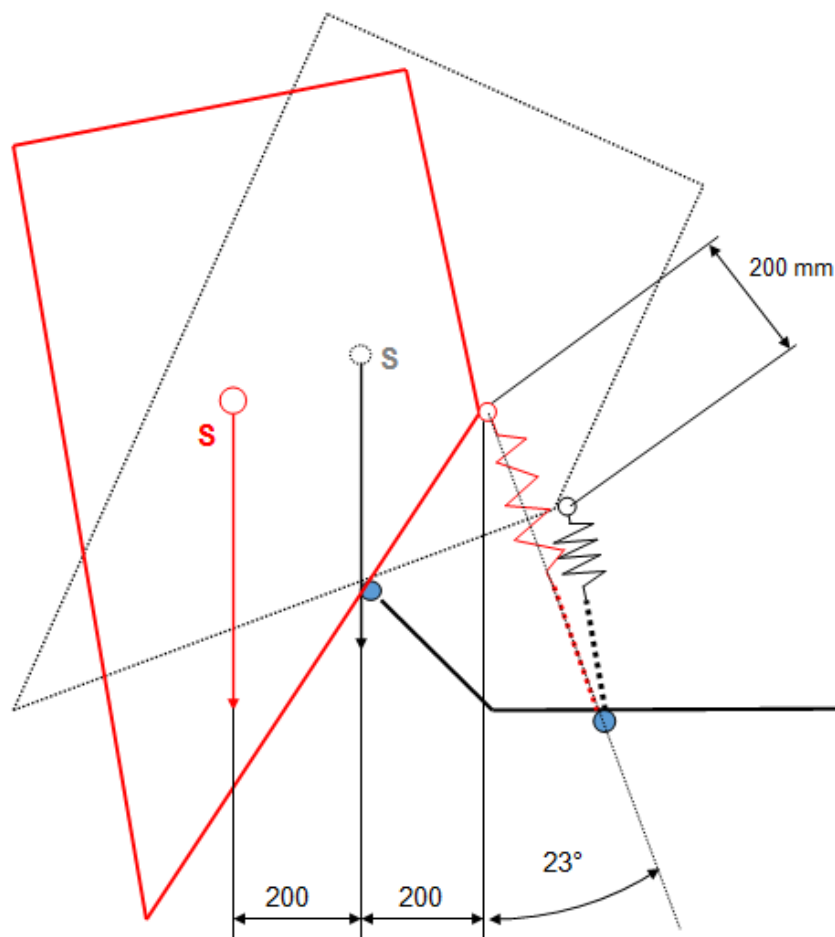


Bild 51: Skizze, Federkraft und -längenermittlung

Berechnung der erforderlichen Federkraft:

Die Wanne soll im leeren Zustand von der Zugfeder zurückgezogen werden. Die Schwerkraft wurde schon mal am Anfang der Arbeit ermittelt (Kapitel 2.3.6) und beträgt 1570 N . Der Hebelarm beträgt auf beiden Seiten 200 mm . Da die Federkraft F_F aber nicht senkrecht angreift sondern in einem Winkel von 23° , ändert sich die erforderliche Kraft auf:

$$F_F = 1570\text{ N} \cdot \cos(23^\circ) = 1445\text{ N}$$

Wenn auf beiden Seiten der Kippmulde eine Zugfeder angebracht wird, halbiert sich der Wert noch einmal. Das bedeutet, es werden zwei Zugfedern mit ca. 750 N Zugkraft und einer belastbaren Federlänge von 200 mm benötigt. Mittels zwei Gliederketten werden die beiden Zugfedern mit dem Rahmen verbunden.

5.5 Betätigung

Die Steuerung des Volumenstroms könnte ein einfaches, handbetätigtes 3/2 Wegeventil, mit Federrückstellung übernehmen. Durch die Rückstellung der Druckfeder, geht der Steuerkolben nach der Betätigung, in seine Ausgangslage zurück. In der Nullstellung nimmt der Ölkreislauf den Weg von der Pumpe über Druckbegrenzungsventil, zurück zum

Tank. Im betätigten Zustand nimmt das Fluid den Weg über das Wegeventil zum Zylinder. Der Arbeitsraum füllt sich mit Flüssigkeit, der Kolben fährt aus. Nach dem Kippvorgang, wird durch die Masse der Kippwanne, der Teleskopzylinder zurückgedrückt, das Hydrauliköl fließt zurück in den Tank. Das Auslösen des Kippvorganges, soll nach wie vor über den Hebel der Kipp Sperre passieren. Die Funktion der Sperre bleibt bestehen. Erst nach Lösen der Kipp Sperre soll das Steuerventil betätigt, und der Arbeitsgang eingeleitet werden. Dazu kann das Ventil im letzten Abschnitt des Hebelweges montiert, und direkt nach Kontakt des Auslösehebels betätigt werden. Der Haken der Kipp Sperre löst ca. 30 mm ($l_{\max} - l_{\text{lösen}}$) bevor das Ende des Hebelweges erreicht ist, aus. (Abbildung 52)

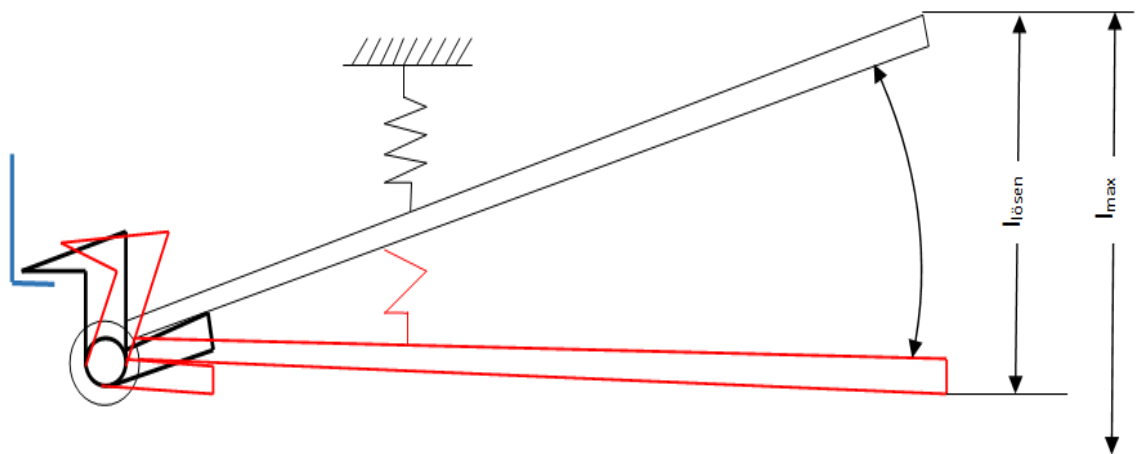


Bild 52: Skizze, Kippbetätigung

Der Nachteil des Einsatzes eines 3/2 Wegeventiles ist, dass der Kippvorgang nicht angehalten werden kann. Erst im Endanschlag könnte man den Bedienhebel festklemmen und die Wanne, z.B. bei Reinigungsarbeiten, gekippt lassen. Die Pumpe würde dazu die ganze Zeit gegen den Druck fahren und das Hydrauliköl unnötig erwärmen.

Zum Anhalten des Kippvorganges ist ein anderes Steuerventil notwendig. Ein 3/3-Wegeventil mit Mittelstellung auf Pumpenumlauf löst dieses Problem. In der Mittelstellung wird der Druck im Zylinder „eingesperrt“ und bleibt in dieser Position stehen. Der Kreislauf des Hydrauliköls geht dann direkt zurück zum Tank.

5.6 Montage der hydraulischen Komponenten

Im folgenden Abschnitt wird die schrittweise Montage aller verwendeten hydraulischen Komponenten beschrieben.

Die zu montierenden Teile sind:

- Teleskopzylinder
- Tank und Filterelement

- Hydraulikpumpe mit Lagerbock und Riemenscheibe
- Senkbremsventil
- Druckbegrenzungsventil
- 3/3-Wege Ventil
- Hydraulikleitungen mit Messstelle

Die Komponenten werden alle an geeigneter Stelle im Fahrzeug montiert. Auf die Wartungsfreundlichkeit, z.B. beim Filterwechsel oder ein kompletter Hydraulikölwechsel, soll geachtet werden. Im letzten Abschnitt, werden alle Teile nach Vorlage des Hydraulikschaltplans (Nr. Piccol_2000-01 im Anhang), angeschlossen.

1. Montage des Teleskopzylinders

Der Teleskopzylinder wird mittels Lagerböcke, welche rechts und links auf die Zapfen aufgesteckt werden, mit den eingeschweißten Zwischenplatten im Fahrzeugrahmen durch Schraubverbindung, montiert. (Siehe auch Zeichnung 1000-01 im Anhang) Die Schrauben M10x45 werden nach Vorschrift mit 48 Nm festgezogen. Die Bohrung in der Kolbenstange wird mit dem Bolzen \varnothing 25 mm und der Laschen am Wannensboden miteinander verbunden. Ein leicht geschmierter Bolzen erleichtert dabei diesen Montageschritt. Am Druckanschluss wird ein Doppelnippel M18x1,5 in das vorgesehene Innengewinde eingeschraubt und den Anschluss für die Hydraulikleitung schaffen. Eine Messstelle zum Prüfen und Einstellen des Systemdrucks wird in Form eines T-Stücks zwischen Zylinder und Schlauchleitung geschraubt.

2. Senkbremsventil

Das Senkbremsventil wird in die Druckleitung nach Anschlussvorgabe des Hydraulikschaltplans, direkt an den Teleskopzylinder montiert. Zum Einstellen des Ventiles muss es mehrmals aus- und wieder eingebaut werden. Deswegen muss auf eine gute Zugänglichkeit geachtet werden.

Hydrauliktank

Der Vorratsbehälter für das Hydrauliköl muss einen Platz oberhalb des Sauganschlusses der Hydraulikpumpe einnehmen. Im Tank integriert, ist das Filterelement, welches das Öl im Rücklaufkanal vor dem Eintritt in den Behälter von grobem Schmutz befreit. Eine geeignete Stelle für die Montage des Tanks, ist neben dem Kraftstoffbehälter auf dem Fahrzeugrahmen. Für Wartungsarbeiten, wie Filterwechsel oder auch Füllstandkontrolle ist ausreichend Platz vorhanden. Das Fassungsvermögen des Hydraulikölbehälters beträgt ca.10 Liter. Es ist ein Gebrauchtteil aus dem Landmaschinenbereich.

3. Zahnradpumpe

Die Zahnradpumpe wird rechts neben dem Verbrennungsmotor mittels in Eigenfertigung hergestellten Lagerbocks befestigt. Die Antriebswelle wird dabei in zwei Rillenkugellagern 6205 RS (RS=beidseitig geschlossen) geführt. Die Aufgabe der Kugellager ist, die radialen Kräfte des Riemenantriebes aufzunehmen und für einen leichten Lauf der Welle zu sorgen. Die Verluste durch Reibung werden damit sehr klein gehalten. Der Lagerbock ist ein Bauteil in Differenzialbauweise. Das bedeutet, es ist ein Bauteil aus mehreren

günstigen, selbstgefertigten Einzelteilen, durch Schweißen gefügt. Es stellt eine typische Bauart für Produkte, die nicht in Serienfertigung hergestellt werden, dar. Am Flansch des Lagerbocks wird die Pumpe mit vier Sechskantschrauben M8x30 befestigt und über eine Vielzahnwelle mit Außenverzahnung angetrieben (Abbildung 53). Beim Montieren der Pumpe ist es zum Klemmen der Antriebswelle gekommen. Hervorgerufen durch Verzug nach dem Schweißvorgang. Die Planfläche, gleichzeitig auch Anlagefläche der Zahnradpumpe, musste deswegen nachträglich, mechanisch durch Planfräsen bearbeitet werden. Die Anlagefläche muss exakt rechtwinklig zur Antriebswelle sein. Die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Zahnradpumpe stellt ein Keilriemen nach DIN 2215 mit der Größe X17x965 BX her. Der Keilriemen wird bei Bedarf, also beim Kippvorgang, durch eine zugfederbelastete Rolle gespannt. Die Kraft wird dann von der Kurbelwelle auf die Hydraulikpumpe übertragen, die Pumpe liefert den gewünschten Volumenstrom. Das Spannen der Rolle erfolgt über den Sicherungshebel der Kippvorrichtung. Dessen Aufgabe war im ursprünglichen Originalzustand des Fahrzeuges, das versehentliche Lösen der Kipp Sperre und das damit ungewollte Abkippen der Ladung, zu verhindern. Der Sauganschluss wird mittels Gummischlauch $\varnothing 22$ mm mit dem Tank verbunden, der Druckanschluss mit dem Druckbegrenzungsventil.

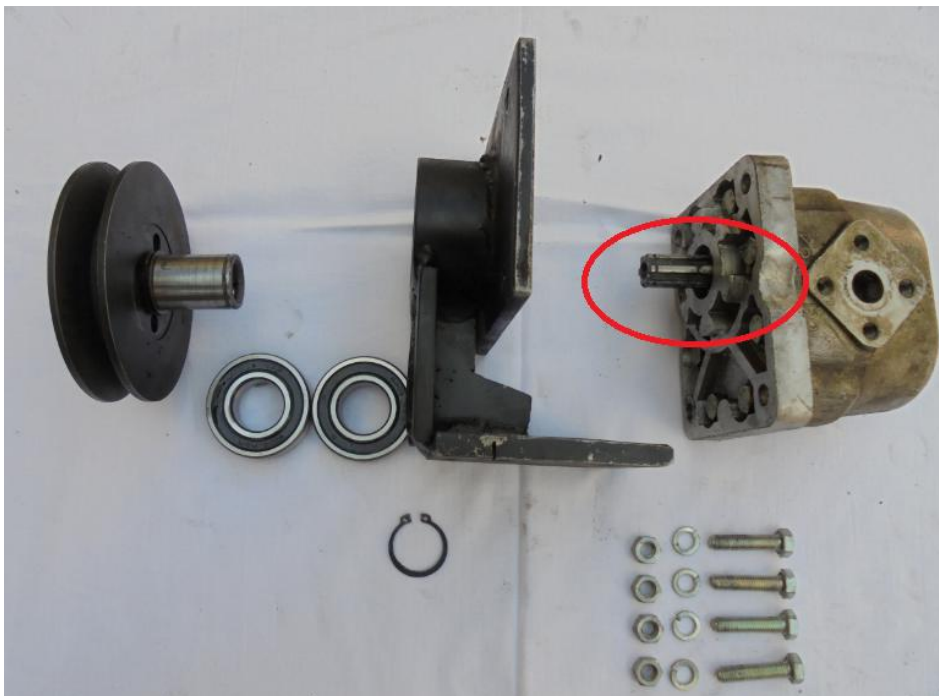


Bild 53: Riemenscheibe, Lagerbock, Vielzahnwelle Hydraulikpumpenantrieb

4. Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil wird ebenfalls in die Druckleitung montiert. Der Anschluss der Druckseite wird mit dem Eingang des 3/3-Wegeventiles durch eine Schlauchleitung verbunden. Bei der Montage aller Verbindungsleitungen ist darauf zu achten, dass sie nicht mit scharfkantigen Fahrzeugteilen in Berührung kommen. Es würde sonst sehr schnell zu Beschädigungen der Schlauchleitungen führen und damit zum Ausfall der Anlage und Belastungen der Umwelt durch austretendes Hydrauliköl. Der Einbauort in Nähe der Zahnradpumpe ermöglicht eine gute Zugänglichkeit zum Einstellen oder Verändern des Systemdrucks.

5. 3/3-Wegeventil

Das Steuerventil muss im untersten Bereich der Kippsperrrentrieglung montiert werden. Die Verbindung zwischen Hebel und Ventil wird einmal über einen Blechwinkel mit Druckgummi für die Arbeitsstellung „Heben“, (Bild 54) und andererseits über eine Zugfeder (für senken) realisiert. In der Mittelstellung ist die Position zur Kippunterbrechung. Eine zweite Aussparung in der Karosserie zum Platzieren des Kipphebels in der Mittelstellung musste noch zusätzlich gefertigt werden (Bild 55). Die Hydraulikleitungen werden durch stabile Schlauchführungsschellen am Rahmen befestigt und mit dem Tank und dem Druckbegrenzungsventil verbunden.



Bild 54: 3/3-Wegeventil, Position "heben"



Bild 55: Aussparung, Mittelstellung in Armaturentafel

5.7 Wahl der Hydraulikflüssigkeit

Bei der Wahl des richtigen Mediums zum Übertragen der Energie, wird sich an den zahlreichen Arten von Land- und Baumaschinen orientiert. Ein preiswertes und oft eingesetztes Hydrauliköl, ist das HLP 46. Die Abkürzung HLP steht dabei für ein Mineralöl, dass mit Wirkstoffen zum Korrosionsschutz, zur Alterungsbeständigkeit und mit Zusätzen zur Hochdruckeignung versehen ist (nach DIN 51524). Die Zahl 46 gibt die Klasse der Viskosität an. Die Viskosität einer Flüssigkeit, ist das Maß für die innere Reibung, die als Widerstand zwischen zwei Flüssigkeitsschichten entsteht. Dabei besitzt das Fluid bei Betriebstemperatur (40°C) eine kinematische Viskosität von 46 mm²/s. Ist die Viskosität zu groß, kann es zu Ansaugschwierigkeiten kommen oder die innere Reibung wird zu groß und es entstehen Verluste des Druckes und im mechanischen Wirkungsgrad. Ist die Viskosität zu klein, sinkt der volumetrische Wirkungsgrad und die Gefahr von Leckage steigt. Das HLP 46 ist ein Mineralöl welches sich im Winter und auch im Sommer zum Betrieb dieser Anlage eignet. Da es sich bei dieser Hydraulikanlage um kein Hochleistungssystem mit extremen Anforderungen handelt soll das Thema Hydrauliköl auch nicht speziell untersucht und ausgewertet werden.

5.8 Vor- und Nachteile der hydraulischen Konstruktion

Vorteile:

Aufgrund der relativ großen Kolbenfläche der ersten Stufe des Teleskopzylinders, kann die Anlage beim Kippvorgang mit sehr wenig Druck betrieben werden. Die Folge ist, dass dazu auch wenig Leistung benötigt wird, denn diese ist nicht im Überfluss vorhanden. Durch die Unterbringung aller Komponenten im Motorraum des Fahrzeuges, ist äußerlich kein Unterschied zum Originalzustand festzustellen. Die Bedienungsreihenfolge zum Kippen, inklusive der Bedienelemente, bleibt ebenfalls bestehen. Durch den Einbau der Rückholfedern, ist ein Absteigen vom Fahrzeug zur Rückbeförderung der Kippmulde per Hand, nicht mehr nötig.

Nachteile:

Durch den Einbau zusätzlicher Komponenten, hat sich der Wartungsaufwand des Fahrzeuges erhöht. Zur Anleitung des Schmierplans in der Bedienanleitung des Picco I, müssen ab jetzt fünf weitere Stellen hinzugefügt werden. Dies sind: die jeweils beiden Bolzen im Drehgelenk und am Teleskopzylinder und der Verbindungsbolzen zwischen Kolbenstange und Kippmulde. Geschmiert wird je nach Nutzungsgrad alle vier bis acht Wochen. Hinzu kommen noch das Reinigen des Hydraulikölfilters und das Austauschen der Hydraulikflüssigkeit einmal im Jahr.

6 Mechanische und hydraulische Zusammenführung

Nach dem Einschweißen aller Rahmen- und Verbindungsteile müssen die zu verbindenden Teile nun montiert werden. Die Toleranzangaben in den technischen Zeichnungen sind dabei besonders wichtig und deshalb unbedingt einzuhalten. Sie sollen eine leichte Montage aller Teile, und im Fall eines Ausfalles durch Versagen einer Komponente, den vollständigen Austausch dieser Komponente ermöglichen. Durch das nacheinander Anbringen von Schweißteilen und Verbindungselementen, entsteht eine Toleranzkette aus vielen Einzelmaßen und dem Schließmaß. Das Schließmaß in dieser Konstruktion ist die Verbindungsstelle zwischen Teleskopzylinderauge und der Unterseite der Kippmulde. Dies bedeutet, die Mulde lässt sich nur leichtgängig mit dem Zylinder verbinden, wenn vorher alle Toleranzen bei der Fertigung und Montage eingehalten wurden. In einer Einzelfertigung wie dieser, kann auch die eine oder andere Stelle nochmal nachbearbeitet oder gerichtet werden. Bei einer Serienfertigung würde das sehr viel Zeit in Anspruch nehmen und den Prozess dadurch teurer gestalten. Um solche Fehler zu vermeiden, werden Toleranzanalysen in der Serienfertigung häufig mit Computerprogrammen angefertigt und berechnet. Da der Hydraulikzylinder in einem Drehgelenk gelagert, und sich damit nach vorn und hinten neigen kann bzw. soll, ist das exakte Längsmaß der Bolzenbefestigung nicht von hoher Bedeutung. Der Kippwinkel ändert sich dadurch nicht. Seitliches Spiel im Drehgelenk setzt eine höhere Tolerierung des Schweißmaßes, beim Anbringen der Laschen ($\varnothing 25$ mm) am Wannenboden voraus. Deswegen wurde hierbei der Abstand von 50 mm zwischen den Laschen gewählt, obwohl der Durchmesser der Kolbenstange in diesem Bereich nur 40 mm beträgt. Das seitliche Spiel von jeweils 5 mm hat auf den Kippvorgang oder den Verschleiß der Teile keine Auswirkung. Die Toleranz des Schließmaßes darf nie kleiner als die Summe, aller am Schließmaß beteiligten, größten Einzelmaße sein. Berechnet werden, können diese aus den Maßen der Zeichnungen und der angegebenen Toleranzklasse. Das erste Maß M1 ist der Abstand der Zwischenplatte zum Fahrzeugrahmen. Das zweite Maß M2 ist der halbe Abstand zwischen den beiden Platten. M3 ist die Summe von M1, M2 und der Plattenstärke von 10 mm. M4 ist der Abstand vom Wannenrand zur Außenkante der Verstärkungsplatte am Wannenboden. M5 der Abstand der Bolzenbefestigungslasche zur Außenkante Verstärkungsplatte. M6 ist die Summe von M4, M5, der Laschendicke von 10 mm und dem halben Durchmesser der Kolbenstange. Die Werte der Maße und der oberen und unteren Toleranzabmaße sind der Tabelle 7 zu entnehmen. Sie richten sich nach den Angaben in den technischen Zeichnungen und sind nach DIN ISO 2768 und DIN EN ISO 13920 festgelegt.

Tabelle 7: Abmaßtabelle

Bezeichnung	Maß [mm]	Toleranz [mm]	Mi _u [mm]	Mi _o [mm]
M1	261	+/- 2	259	263
M2	75	+/- 2	73	77
M3	346	+/- 2	344	348
M4	450	+/- 3	447	453
M5	65	+/- 2	63	67
M6	545	+/- 6	539	551

6.1 Berechnung des Schließmaßes

Zur Berechnung der oberen und unteren Toleranzgrenzen soll eine Skizze (Abbildung 56) zur Verständlichkeit beitragen und einfache Gleichungen ohne Fehlerbetrachtung. M_0 ist dabei das gesuchte Schließmaß.

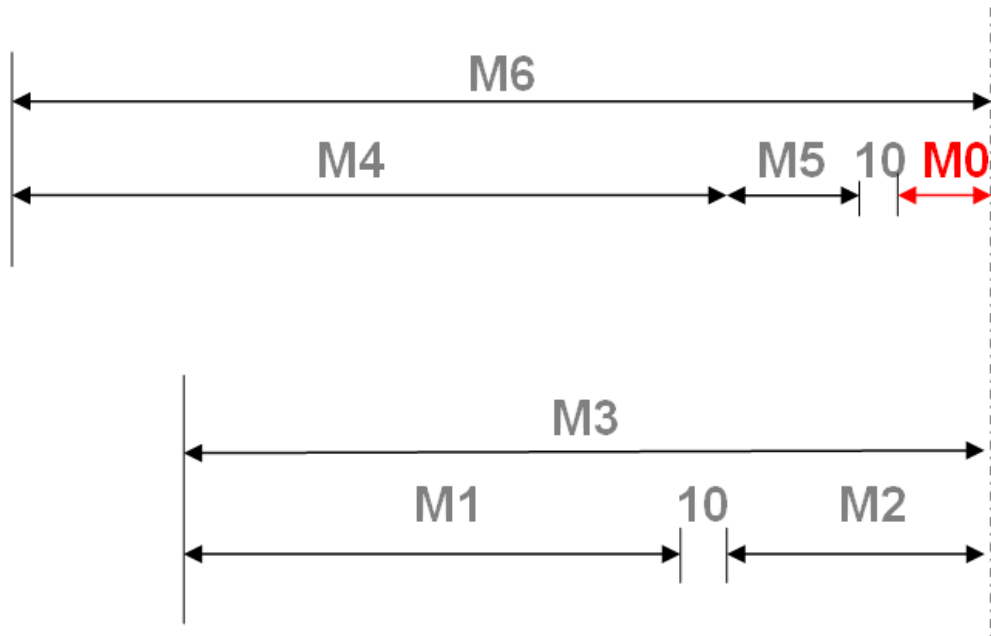


Bild 56: Skizze, Maßkette

$$T_o = M1_o + M2_o + 10 - M3_u \quad (26)$$

$$T_o = 6 \text{ mm}$$

$$T_u = M1_u + M2_u + 10 - M3_o \quad (27)$$

$$T_u = -6 \text{ mm}$$

Das bedeutet, die Toleranz der Maße im Zwischenrahmen, ist schon 12 mm groß. Hinzu kommen noch die Toleranzen nach dem Schweißvorgang an der Kipperwanne. Das Maß M_6 ist nun mit den oberen und unteren Maß dieser eben berechneten Werte einzubeziehen.

$$0 = M0_o + M4_o + M5_o + 10 + M6_u \quad (28)$$

$$M0_o = 9 \text{ mm}$$

$$0 = M0_u + M4_u + M5_u + 10 + M6_o \quad (29)$$

$$M0_u = 31 \text{ mm}$$

Die Toleranz zwischen den Werten beträgt 22 mm. Der Abstand ist der größtmögliche, wenn alle Einzelmaße, Extremwerte annehmen. Geht man von einer Normalverteilung aus, werden sich die Fertigungsmaße eher in der Mitte befinden. Aus diesem Grund wurde der Abstand des Schließmaßes, mit 10 mm mehr zwischen den beiden Laschen gewählt.

Das Anbringen der Winkel zur Lagerbockbefestigung, ist ebenfalls sehr genau zu nehmen. Bei Veränderung des Maßes 17 mm (Zeichnung 0004-03), sitzt der Teleskopzylinder nicht mehr waagrecht im Fahrzeugrahmen. Die Toleranz beträgt hierbei nach Klasse B, +/- 1mm. In Summe sind das 2 mm. Im Fall, eine Seite 16 mm und die andere 18 mm Schweißmaß, würde eine Schiefstellung des Teleskopzylinders bedeuten. Im ausgefahrenen Zustand von 950 mm, ergibt das eine Verschiebung des Lagerpunktes im Schließmaß von 9,9 mm. Hinzu kommen noch die Maßtoleranzen der Fertigung von Zwischenplatten (Laserschneiden), der U-Profile, Winkel und auch die Lagerböcke besitzen eine Fertigungstoleranz. Bei nicht durchführbarer Montage des Verbindungsbolzens, wegen zu großer Schiefelage des Zylinders, könnten Bleche unter die jeweilige Seite des Lagerbocks beigelegt werden. Desweiteren sitzt der Zylinder nicht straff in den Lagerstellen, sodass er auf die Gesamtlänge noch einige Millimeter ausgleichen kann.

Die Montage des Zylinders und der Kippmulde erfolgte in dieser Arbeit tadellos. Die Kolbenstange sitzt mittig, zwischen den Laschen. Der geschmierte Bolzen lässt sich von Hand durch die Lagerstelle schieben. Auch die Montage der Kippmulde auf den Fahrzeugrahmen gestaltete sich problemlos. Die Mulde lässt sich leicht, von Hand nach vorn und hinten kippen.

Den Höhepunkt jeden Konstrukteurs stellt wahrscheinlich der erste Test seiner Neuentwicklung dar. Auch in dieser Diplomarbeit ist der bevorstehende Moment der spannendste. Ein paar kleine vorbereitende Maßnahmen müssen noch erledigt werden, bevor der erste Test starten kann.

6.2 Vorbereitungen

Vor dem ersten Versuch müssen alle benötigten Betriebsmittel kontrolliert bzw. aufgefüllt werden. Der Vorratsbehälter für die Hydraulikflüssigkeit ist noch leer und muss noch gefüllt werden, der Motorenölstand geprüft, und die Kontrolle des Kraftstofffüllstandes. Das Hydrauliköl HLP 46 wird bis zur Markierung des Maximalstandes des Behälters, aufgefüllt. Die komplette hydraulische Anlage ist noch ohne Medium und wird nun erstmalig in Betrieb genommen. Der Füllstand Maximum ist nach Einfüllen von 10,5 Liter Hydrauliköl erreicht. Bei einem Füllvolumen von 3,9 Liter des Zylinders und ca. einem Liter in den Leitungen, bleiben noch fünf Liter Hydrauliköl als Reserve im Tank. Sie dienen gleichzeitig der Wärmeaufnahme des rücklaufenden Öles. Das Druckbegrenzungsventil ist noch auf 100 bar eingestellt, das Druckmessgerät wird an die Messstelle des Teleskopzylinders angeschlossen. Zur Überwachung des nun folgenden Kippvorganges muss die Anzeige stets im Auge behalten werden. Die Schraubverbindungen der Hydraulischen Leitungen werden nochmals auf festen Sitz überprüft.

6.3 Der erste Start

Der Motor wird gestartet, die Leerlaufdrehzahl auf 700 min^{-1} erhöht und die Spannvorrichtung der Hydraulikpumpe betätigt. Der Verbrennungsmotor hält konstant seine Drehzahl. Die Betätigung des Steuerventiles, wird auf "Heben" gestellt und der Druck in der Leitung beobachtet. Die Anzeige von 3,6 bar stellt sich beim Hebevorgang

ein. Beim „Überfahren“ des Schwerpunktes der leeren Mulde über das Drehgelenk steigt der Druck auf 5,8 bar an. Die Pumpe arbeitet jetzt gegen die Federkraft der Rückholfedern. In der Endlage (Abbildung 57) zeigt das Messgerät den maximal eingestellten Systemdruck von 98 bar. Der Verbrennungsmotor geht nun mächtig mit der Drehzahl nach unten. Ein Blick unter das Fahrzeug zeigt, dass alle Leitungen der Anlage keine Leckage aufweisen. Bis hierher ist alles in Ordnung. Nach Lösen der Kippbetätigung, bleibt die Kippmulde in der obersten Endlagenstellung stehen, der Druck der Anlage steht bei 12,9 bar. In der Einstellung „Senken“, bewegt sich die Mulde nach unten, bis zur Anfangslage. Die Abwärtsbewegung der Mulde ist sehr langsam. Das Hydrauliköl ist noch nicht auf Betriebstemperatur. Die Kipp Sperre rastet ein, der Kippvorgang kann mit dem Lösen der Riemenspannung beendet werden. Bis hierhin stellt die Konstruktion ein zufriedenstellendes Resultat dar.



Bild 57: Endlage des Teleskopzylinders

7 Versuche

Im folgenden und letzten Kapitel sollen noch wichtige Kippversuche durchgeführt werden. Sie sollen die Tauglichkeit des Fahrzeuges im Alltag unter Beweis stellen. Zum Einen soll untersucht werden, ob alle Schwachstellenbeseitigungen zum Erfolg geführt haben und zum Anderen, ob die Hydraulik einem Dauertest standhält. Das Hauptaugenmerk liegt vor allem bei der Entleerung sämtlicher Schüttgüter, welche restlos aus der Kippmulde entfernt werden sollen. Desweiteren wird getestet ob und wie gut sich Teilmengen entleeren lassen. Ein sehr wichtiger Punkt ist auch der Beweis, dass sich keine negativen Druckwerte im System bilden. Vor allem beim Kippen von sehr schwerem Material. Die Temperatur des Hydrauliköls wird ebenfalls im Auge behalten.

7.1 Komplettentleerung

Zur Versuchsdurchführung wird mit dem Fahrzeug erneut in die Kiesgrube gefahren und nacheinander mit Schüttgütern aller Art beladen. Beim Kippen werden sich für festgelegte Werte des Kippwinkels alle in der Arbeitsleitung entstehenden Drücke notiert. Der Neigungswinkel in [°] wird zwischen Muldenunterseite und Fahrzeugrahmen angegeben. Der Startwinkel in Ausgangslage beträgt demnach 0°, in Endlage 95°. Die Winkel dazwischen werden nach jedem Start der nächsten Teleskopstufe bestimmt. Über die Beziehung Höhe zur Wannenzlänge (Formel 5) entstehen folgende Neigungswinkel:

- Teleskopstufen eingefahren: 0°
- 1.Stufe ausgefahren: 25°
- 2.Stufe ausgefahren: 47°
- 3.Stufe ausgefahren: 62°
- 4.Stufe ausgefahren (Endlage): 95°

Die Materialien werden nacheinander geladen und wieder abgekippt. Dabei werden sich die entsprechenden Werte notiert und anschließend in eine Tabelle eingetragen (Tabelle 8). Außerdem wird überprüft, ob sich die Mulde auch komplett entleert. Die Hydrauliköltemperatur wird dabei ständig überwacht.

Tabelle 8: Versuchswerte, Systemdruck

Schüttgut	Druck bei 0° [bar]	25°	47°	62°	95°	komplette Entleerung?
ohne	3,8	3,6	3,2	5,8	12,9	-
Muttererde	20,6	9,3	5,1	4,0	12,2	ja
Weizen	21,7	9,7	5,5	4,2	12,2	ja
Botonrecycling	22,3	10,2	5,8	4,0	12,0	ja
Sand	24,3	11,5	6,1	4,3	12,3	ja
Kies	25,3	12,2	6,8	4,5	12,2	ja

Die Werte in einem Diagramm eingetragen, lassen sofort erkennen, dass es zu keiner Zeit, bei keinem Schüttgut, zu negativen Drücken im System kommt (Abbildung 58). Zudem ist am Druck der Endlage zu erkennen, dass es immer nahezu der Gleiche ist. Dass bedeutet, der Zustand der Endlage ist immer der Gleiche → Leere Kippmulde. Das Schüttgut liegt zusammen auf einem Haufen. Der Vergleichsversuch mit der Schubkarre und der durchschnittliche Winkel von 49° der Rutsche sind also ausreichend. Test bestanden. (Bilder 59 und 60, S.67)

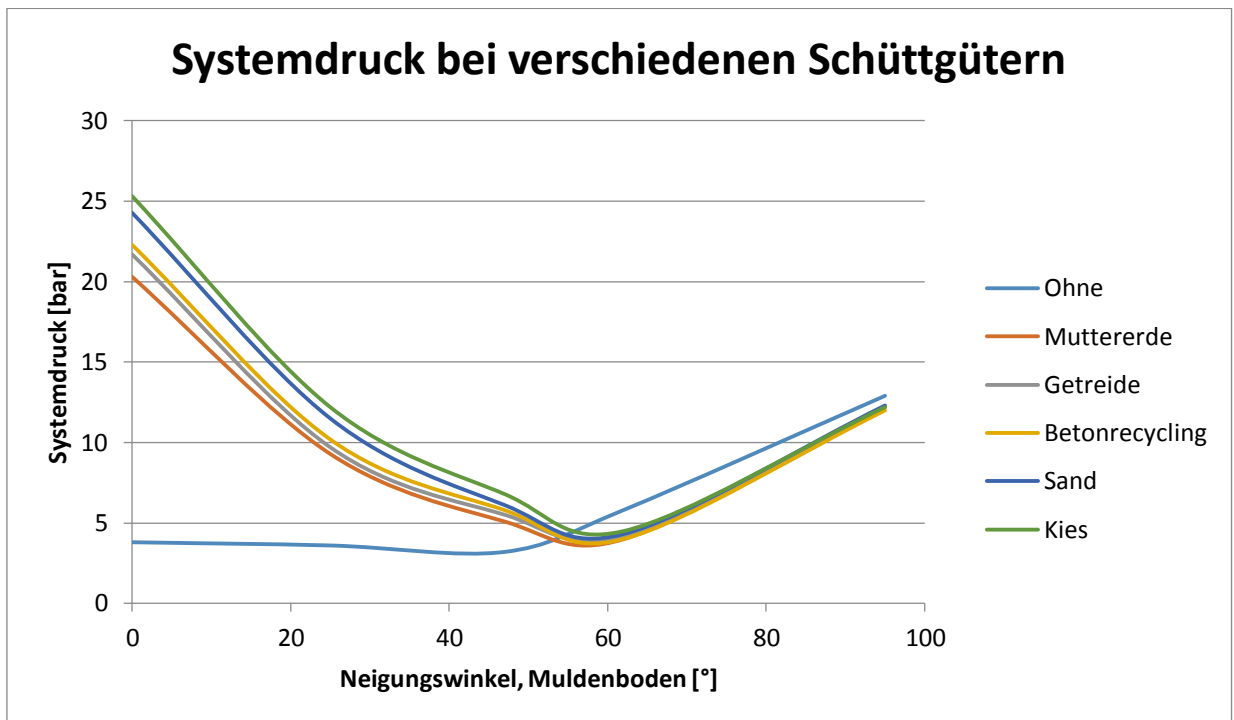


Bild 58: Diagramm, Systemdrücke beim Kippen



Bild 59: Fahrzeug, beladen mit Sand



Bild 60: komplett entleerte Mulde

7.2 Teilmengen entladen

Das Entleeren von Teilmengen steht als nächster Versuch an. Dabei soll nach der Entleerung der ca. halben Schüttgutmenge der Kippvorgang unterbrochen und die Mulde ein Stück gesenkt werden. Anschließend wird der Rest abgekippt.

Auswertung:

Das Unterbrechen des Kippvorgangs ist ohne Einschränkungen möglich. Das Senken der Mulde ist jedoch nicht in allen Stellungen durchführbar. Ab der 55°-Marke und dem Verlagern des Schwerpunktes vor das Drehgelenk, ist das Zurückschwenken der Mulde nicht mehr möglich. Die beiden Zugfedern sind nur für die Leermasse der Kippwanne ausgelegt. Die Mulde stützt sich nun auf das Senkbremsventil. Die Ladung fängt auch schon an zu rieseln, aber entleert sich nicht zur Hälfte. Schätzungsweise ein Viertel lässt sich über diese Methode entleeren. Das Abkippen von Teilmengen fordert an den Fahrer ein gewisses Feingefühl bei der Bedienung. Hat man aber den Punkt verpasst, gibt es kein Zurück mehr. Dann bleibt nur noch das Entladen der kompletten Menge. Wird nur eine geringe Teilmenge eines Schüttgutes an einer Stelle benötigt, bleibt nur die Möglichkeit, weniger zu laden und somit mehrmals zu fahren. Das Entleeren einer nicht vollgeladenen Kippmulde ist ja nun uneingeschränkt möglich.

→ Test nicht zur Zufriedenheit bestanden.

7.3 Senkzeit

Die Einfahrzeit des Teleskopzylinders verbesserte sich zunehmend, mit steigender Hydrauliköltemperatur. Bei vollem Betrieb und einer Temperatur von 44°C waren Werte von 75 Sekunden zu erreichen. Die Außentemperatur am Testtag betrug 28°C. Bei Betrieb im Winter werden diese Temperaturen mit Sicherheit nicht erreicht. Ein Einfüllen eines Hydrauliköls mit einer niedrigeren Viskosität wird getestet. Ein Versuch mit einem Hydrauliköl HLP 32 verbessert die Senkzeit auf 60 s. Diese Ergebnisse sind leider nicht zufriedenstellend. Es dauert zu lange bis die Mulde ihre Ausgangslage erreicht. In der Senkphase zwischen 95° und 55° (Federweg der Rückzugfedern) ist die Kolbengeschwindigkeit noch schnell genug. Ab diesem Punkt, ist die Eigenmasse der Mulde für das Einfahren des Teleskopzylinders zuständig. Mit 160 Kg ist diese jedoch zu gering. Wenn man eine Masse von 70 kg an die Mulde hängt oder hineinlegt, ist die Senkzeit akzeptabel. Eine Möglichkeit mit zusätzlichen Zugfedern zu arbeiten, ist ausgeschlossen, weil sie eine Federlänge von ca. 1000 mm notwendig wäre. Der Platz im Rahmen und die Rahmenhöhe zur Fahrbahn, lassen diese Möglichkeit nicht zu.

Auf Senkzeiten im Winter bei Temperaturen unter 0°C darf mit Spannung gewartet werden. Ein Test war leider nicht möglich.

Hierbei bedarf es noch einer Überarbeitung der bisherigen Variante.

7.4 Gesamtauswertung der Konstruktion

Zur gesamten Beurteilung des Umbaus zählt die Beseitigung der eingangs genannten Schwachstellen, unter Beachtung der Anforderungsliste. In einer Vorteil/ Nachteil-Auflistung wird die Beurteilung übersichtlich dargestellt.

Vorteile:

- + Ladung lässt sich komplett mit einem Mal entleeren
- + halbvolle Mulde entladen ist möglich
- + Fahren des Fahrzeuges während des Kippvorgangs ist möglich
- + Bedienung des Kipphebels mit einer Hand ist möglich
- + Verbrennungsmotor läuft mit geringer Drehzahl (Schonung des Motors)
- + Kein Leistungsverlust durch ständig mitlaufende Zahnradpumpe
- + Fahrzeug braucht nicht mehr verlassen werden nach Kippvorgang
- + Originale Optik wurde beibehalten
- + Kippmulde kann in jedem beliebigen Winkel angehalten werden
- + Kippmulde sitzt fest durch Bolzenverbindungen auf dem Rahmen und verursacht keine lauten Geräusche mehr beim Fahren auf unebenen Straßen
- + Verschleiß der Lagerpunkte wird durch Schmierung der Lagerstellen gering gehalten
- + geringe Umbaukosten des Fahrzeuges

Nachteile:

- Senkzeit der Kippmulde zu lange
- Wartungsaufwand erhöht sich durch Einbau zusätzlicher Komponenten (Bolzenschmierung, Hydraulikfilter bzw. –öl tauschen)
- Gesamtmasse des Fahrzeuges hat sich von 1040 kg auf 1130 kg erhöht. Dadurch wird die zulässige Masse der Ladung um 9% reduziert.
- Störanfälligkeit des Fahrzeuges nimmt durch Einbau von zusätzlichen Komponenten zu:
 - Keilriemen kann reißen
 - Zahnradpumpe kann undicht werden oder kaputt gehen
 - Teleskopzylinder kann undicht werden
 - 3/3-Wegeventil kann undicht werden oder kaputt gehen
 - Spannsystem des Keilriemen kann kaputt gehen
 - Kugellager des Lagerbocks können verschleifen
 - Senkbremsventil kann undicht werden
 - Druckbegrenzungsventil kann undicht werden oder kaputt gehen
 - Hydraulikschlauch kann reißen

Alle diese zuletzt aufgeführten Punkte, führen zum kompletten Ausfall der Kippfunktion des Fahrzeuges. Es gibt keine Möglichkeit zum Entleeren der Mulde mehr. Alle Undichtigkeiten führen zu Belastungen der Umwelt. Diese „Probleme“ hatte das Fahrzeug die letzten 60 Jahre nicht.

8 Zusammenfassung

Ausgangspunkt dieser Arbeit war die Unzufriedenheit mit den Ergebnissen der Kippvorgänge des Kleindumper Picco I. Das Prinzip des Kippens über die Schwerkraft der Ladung, ohne jegliche Unterstützung, ist ein durchaus geniales und auch einfach zu realisierendes Prinzip. Die Rohstoffknappheit nach dem 2. Weltkrieg machte es unmöglich, Fahrzeuge dieser Kategorie, mit großzügiger Ausstattung herzustellen. Für den Zweck, schnell und wendig die benötigten Baumaterialien zu transportieren, war es aber vollkommen ausreichend. Der flache Neigungswinkel der Kippmulde in Endposition, erlaubte niemals die komplette Entleerung der Ladung mit einem Mal. In den Jahren der Konstruktion des Fahrzeuges (1950er und 60er) waren sicherlich viele Personen auf den Baustellen und Einsatzorten des Dreiradkippers, die behilflich waren, das restliche Schüttgut mit der Schaufel aus der Kipperwanne zu befördern. Dass der Kipper nur teilbeladen wurde, kann ausgeschlossen werden. Erstens, weil er dann nicht mehr kippt und zweitens, gab es dieser Zeit viel Baubedarf und demzufolge auch viel zu transportieren.

Der Einsatz des Dumpers im privaten Bereich, stellt andere Anforderungen an das Gerät, als für den ursprünglich gedachten Zweck. Das Fahrzeug ist nicht immer voll beladen. Eine Hilfsperson zum Entleeren meist auch nicht anwesend. Das Fahrzeug (immerhin fast 60 Jahre alt) muss auch nicht mehr sinnlos überlastet werden, durch ruckartige Anfahr- oder Bremsmanöver um die Ladung loszuwerden. Stattdessen wurde über eine konstruktive Verbesserung nachgedacht. Die Optik und der Klang dieses „Kultfahrzeuges“ sollten dabei nicht verändert werden, aber die Schwachstellen: halbvolle Mulde auskippen und Neigungswinkel waren wichtige Kriterien zum Umbau des Fahrzeuges. Nach ausführlicher Schwachstellenanalyse und Auswahl zahlreicher Verbesserungsvorschläge, sind diese negativen Eigenschaften abgestellt. Der robuste, wartungsarme Dieselmotor, sowie die Form und Ladehöhe der Mulde, wurden dabei nicht verändert. Nach ausgiebigen Tests an heißen Sommertagen, kann das Fazit der Arbeit mit „gut“ ausgezeichnet werden. Beinahe alle Tests wurden bestanden und machen das Fahrzeug zu einem alltagstauglichen Helfer. Einziger Kritikpunkt ist dabei das sehr langsame Senken der Kippmulde nach dem Kippvorgang, geschuldet der geringen Eigenmasse der Mulde. Die Summe der praktisch geleisteten Arbeitsstunden beträgt 136 h. Die Gesamtkosten des Umbaus sind mit ca. 500 Euro sehr gering ausgefallen. Für diesen Preis gibt es auf dem Markt kein vergleichbares Modell, erst recht nicht mit solch einem Kultcharakter.

Quellenverzeichnis

- [1] Betriebsanleitung Kleindumper Picco I, VEB Eisenwerk Mölkau, 1961

- [2] Klaus-Jörg Conrad.: Grundlagen der Konstruktionslehre, 4.Auflage, München: Carl Hanser Verlag: 2008: ISBN 978-3-446-41408-2

- [3] J.Feldhusen, K.-H. Grote.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre, 8.Auflage, Berlin: Springer Vieweg: 2013: ISBN 978-3-642-29568-3

- [4] WHZ Arbeitsblätter: 18.Ausgabe, Zwickau: Weith: 2013

- [5] Roloff/Matek.: Maschinenelemente, 17.Auflage, Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag: 2005: ISBN 3-528-17028-X

- [6] Betriebsanleitung für die Stationär- und Einbaumotoren 1-4 NVD 12,5 SRL, VEB Robur Werke Zittau, VEB Fachbuchverlag Leipzig: 1965

Bildquellenverzeichnis

Abbildung 28.....	www.stema.de
Abbildung 36.....	WHZ Arbeitsblätter /S. II 2/4
Abbildung 38.....	www.kramp.com
Abbildung 49.....	Betriebsanleitung für Stationär- u. Einbaumotoren 1-4 NVD/ S. 4

Anlagenverzeichnis

Anlage A:	13 Technische Zeichnungen (Format DIN A4).....	74
	4 Schweißzeichnungen (Format DIN A3)	
	1 Zusammenbauzeichnung (Format DIN A2)	
Anlage B:	1 Stückliste Picco I.....	92
Anlage C:	1 Hydraulikschaltplan Piccol.....	95