

Entwicklung einer Druck-
entlastungsklappe ohne
Silodeckenaufbauten

F-05-0301

Projekt Nr. F-05-0301

Entwicklung einer Druckentlastungsklappe ohne Silodeckenaufbauten

Dirk Lorenz
Diplom-Physiker

Berufsgenossenschaft Nahrungsmittel und Gastgewerbe
Bereich Prävention, Zentrallabor

Hermann Schiebler
Diplom-Physiker

Berufsgenossenschaft Nahrungsmittel und Gastgewerbe
Bereich Prävention, Zentrallabor

Michael Seithel
Techniker

Berufsgenossenschaft Nahrungsmittel und Gastgewerbe
Bereich Prävention, Zentrallabor

Mannheim, Juni 2013

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	1
1 Einleitung	2
1.1 Allgemeines	2
1.2 Problembeschreibung	2
1.3 Zielsetzung	3
2 Druckentlastungsklappe mit Feder und Seil	4
3 Druckentlastungsklappe mit Bügelscharnieren	10
3.1 Mechanischer Aufbau	10
3.2 Dimensionierung der Entlastungsklappe	10
3.2.1 Rechnerische Bestimmung des Klappenträgheitsmomentes	11
3.2.2 Abschätzung der auftretenden Belastung	15
3.3 Experimentelle Prüfung der Entlastungsklappe	17
3.3.1 Experimentelle Bestimmung der Klappenträgheitsmomente	17
3.3.2 Einstellen des statischen Ansprechdruckes	18
3.3.3 System zur Erfassung der Klappenbewegung	20
3.3.4 Versuchsaufbau	21
3.3.5 Versuchsdurchführung	23
3.3.6 Versuchsergebnisse	24
3.3.7 Versuchsauswertung	27
3.3.7.1 Bestimmung der Klappengeschwindigkeit und -energie	27
3.3.7.2 Bestimmung der Deformationsenergie der Bügel	31
3.4 Diskussion	37
4 Geführte Stahlplatte verschlossen mit Blechlaschen	38

5	Druckentlastungsklappe auf Gitterrost	40
5.1	Mechanischer Aufbau	40
5.2	Experimentelle Prüfung der Entlastungsklappe	40
5.2.1	Versuchsaufbau	40
5.2.2	Versuchsdurchführung	41
5.2.3	Versuchsergebnisse	41
5.2.4	Versuchsauswertung	44
5.2.5	Diskussion	45
6	Entwicklung von Schließmechanismen	46
6.1	Aufgebohrte Schrauben	46
6.2	Wiederverwendbarer Hakenverschluss	47
6.2.1	Mechanischer Aufbau	47
6.2.2	Experimentelle Prüfung des Hakenverschlusses	48
6.2.2.1	Versuchsvorbereitung	48
6.2.2.2	Versuchsaufbau	51
6.2.2.3	Versuchsdurchführung	51
6.2.2.4	Versuchsergebnisse	52
6.2.2.5	Versuchsauswertung	53
6.2.2.6	Diskussion	57
6.3	Untersuchung diverser Schrauben	57
6.3.1	Versuche im Labor	57
6.3.1.1	Versuchsvorbereitung	57
6.3.1.2	Versuchsaufbau	62
6.3.1.3	Versuchsdurchführung	63
6.3.1.4	Versuchsergebnisse	64
6.3.1.5	Versuchsauswertung	66
6.3.2	Versuche auf dem Versuchsfeld Kappelrodeck	67
6.3.2.1	Versuchsaufbau	67
6.3.2.2	Versuchsdurchführung	68
6.3.2.3	Versuchsergebnisse	68
6.3.2.4	Versuchsauswertung	68
6.3.2.5	Verifizierung im Rahmen von F-05-0901	69
6.4	Weitere Ideen	70
6.4.1	Schrauben mit großen Unterlagsscheiben	70

6.4.2	Hohlschrauben kombiniert mit Normalschrauben	70
6.4.3	Schrauben mit Dübeln als Gegenstück	70
7	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	72
7.1	Druckentlastungsklappen	72
7.2	Klappenverschlüsse	72
	Literaturverzeichnis	74
A	Messergebnisse	75
A.1	Versuche Kapitel 3	75
A.2	Versuche Kapitel 5	77
A.3	Versuche Abschnitt 6.2	81
A.4	Versuche Abschnitt 6.3.1	88
A.5	Versuche Abschnitt 6.3.2	107
B	Konstruktionszeichnungen	111
B.1	Bügelklappe	111
B.2	Schleifer	116
B.3	Blechklappe auf Gitterrost	118
B.4	Wiederverwendbarer Hakenverschluss	121
B.5	Fallhammer	133

Liste der Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m	Ausdehnung einer Stahlplatte in x -Richtung, Koeffizient
A	m ²	Fläche
A_E	m ²	Druckentlastungsfläche
b	m	Ausdehnung einer Stahlplatte in y -Richtung, Koeffizient
b_B	m	Breite eines Stahlbügels
c	kg/s ²	Konzentration
d	m	Stärke einer Stahlplatte, Durchmesser
d_0	m	maßgebender Durchmesser des Spannungsquerschnitts einer Schraube
d_2	m	Flankendurchmesser einer Schraube
d_B	m, mm	Stärke eines Stahlbügels
d_F	m	Drahtdurchmesser einer Spiralfeder
D	m	Durchmesser
D_a	m	Außendurchmesser einer Unterlagscheibe
D_i	m	Durchmesser einer Bohrung
D_F	m	Höhe einer Spiralfeder
$D_ö$	N·m	auf eine Druckentlastungsklappe öffnend wirkendes Drehmoment
D_S	m	Durchmesser der Schutzschläuche für die Schleifdrähte
D_z	N·m	auf eine Druckentlastungsklappe schließend wirkendes Drehmoment
E	J	Translationsenergie und Elastizitätsmodul
E_{rot}	J	Rotationsenergie
F	%	relative Luftfeuchte und Kraft allgemein
F_B	N	Schraubenbruchlast
F_M	N	Montagevorspannkraft einer Schraube
F_{max}	N	maximale Scharnierbelastung
$F_ö$	N	auf eine Druckentlastungsklappe öffnend wirkende Kraft
F_v	N	Kraft, mit der ein Verschluss einer Druckentlastungsklappe diese zudrückt
F_z	N	auf eine Druckentlastungsklappe schließend wirkende Kraft
F_Z	N	Zugkraft
ΔF	N	Kraftdifferenz
g	m/s ²	Erdbeschleunigung

h		Diskretisierungsabstand bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen, Höhe allgemein oder Höhe einer Stahlplatte über der Drehachse
H	m	Behälterhöhe
I_g	A	Gesamtstrom
i		Index
j		Abstand zwischen Drehachse und Vorderseite b der Platte einer Druckentlastungsklappe
k	m, N/V	Abstand zwischen Drehachse und Schwerpunkt, Kalibrierfaktor, Index, Schichtanzahl
K_{St}	bar·m/s	staubspezifische Kenngröße K_{St} -Wert
K_{St}^*	bar·m/s	simulierte staubspezifische Kenngröße K_{St} -Wert
l	m	Länge des ersten geraden Teil des Bügels, Länge allgemein
l_0	m	Länge eines Volumenelementes vor einer Dehnung
l_1	m	Abstand zwischen Mittelpunkt und Scharnier einer Klappe
l_2	m	Abstand zwischen Verschluss und Scharnier einer Klappe
l_e	m	Länge eines Volumenelementes nach einer Dehnung
l_F	m	Länge einer Spiralfeder
Δl	m	Längendifferenz eines Volumenelementes vor und nach einer Dehnung
L_i	m	Länge der Schleifdrähte $i = 1$ bis 4
M_B	N·m	Biegemoment auf einen Stahlbalken
M_A	N·m	Drehmoment beim Anziehen von Schrauben
m	kg	Masse
$m_{B,B1,B2}$	kg	Masse des Klappenbügelteils B1, B2 oder B
m_K	kg	Masse einer Druckentlastungsklappe
m_P	kg	Masse einer Stahlplatte
M_B	N·m	Biegemoment
n		Anzahl
n_S		Anzahl von Verschlussdübeln bzw. -schrauben
p		Luftdruck und Druck allgemein
P	m	Gewindesteigung einer Schraube
p_{max}	bar	maximaler Explosionsüberdruck
p_{dyn}	bar	dynamischer Ansprechdruck
p_{red}	bar	maximaler reduzierter Explosionsüberdruck
p_{stat}	bar	statischer Ansprechdruck
p_1	bar	gemessener Druck im Behälter an Messstelle 1
p_2	bar	gemessener Druck im Behälter an Messstelle 2
Δp	bar	Druckdifferenz
Δp_{rel}	%	relative Standardabweichung der Druckdifferenz
\vec{r}	m	Ortsvektor
r_m	m	mittlerer Auflageradius einer Schraube auf einer Unterlagscheibe
R	m	Radius
R_{ref}	Ω	Referenzwiderstand

R_g	Ω	Gesamtwiderstand
R_{var}	Ω	variabler Widerstand
\vec{s}, \vec{s} , s	m	Ortsvektor des Körperschwerpunkts bzw. dessen Betrag, Strecke
s_v	m	Wegstrecke, deren Länge die Vorspannkraft F_v definiert
S_i	m	Strecke, die die Schleifdrähte $i = 1$ bis 4 durch die Schleifböcke gezogen wurden
t	s	Zeit
t_v	s	Zündverzögerungszeit
T	s	Periode und Temperatur
U_a	V	Ausgangsspannung
U_i	V	Spannungsabfall an den Referenzwiderständen R_{ref}
ΔU_i	V	Differenz der Spannungen an den Referenzwiderständen vor und nach einem Versuch
v_0	m/s	Geschwindigkeit einer fallenden Masse beim Aufprall
V	m ³	Volumen
V_{ext}	V	externe Spannung
W	J	Deformationsenergie
W_{el}	K	elastische Deformationsenergie
W_{pl}	m ³	plastisches Widerstandsmoment eines Stahlbalkens
$W_{i,k}$	J	Deformationsenergie eines Volumenelements der k -ten Schicht und dem i -ten Abschnitt eines Bügels
x, y, z	m	Raumkoordinaten, Variable
$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$	m/s	Geschwindigkeit entlang der Raumkoordinaten
$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$	m/s ²	Beschleunigung entlang der Raumkoordinaten
y_0	m	Ort auf der y -Koordinate zum Zeitpunkt $t = 0$ s
$y_{I,\dots,IV}$	m	Ort auf der y -Koordinate nach den Schritten 1 bis 4 bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
\bar{y}	m	Mittelwert des Ortes in Richtung y -Koordinate bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
v, \vec{v}	m/s	Betrag und Vektor der Geschwindigkeit
φ	°, rad	Öffnungswinkel der Druckentlastungsklappe, Winkel allgemein
δ	°	Deformationswinkel der Klappenbügel
ε		Dehnung
φ_0	rad	Winkel zum Zeitpunkt $t = 0$ s
$\varphi_{I,\dots,IV}$	rad	Winkel nach den Schritten 1 bis 4 bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
$\bar{\varphi}$	rad	Mittelwert des Winkels bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
$\dot{\varphi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung
ν	1/s	Frequenz
l	m	Hublänge eines Bolzens, nach deren Erreichen eine Druckentlastungsklappe freigegeben wird
κ	N/m	Federkonstante

λ		Parameter
λ_{plast}		Wert des Parameters, bei dem die Fließgrenze eines Materials erreicht ist
ω	1/s	Kreisfrequenz
π		3,1415...
ρ	kg/m ³	Materialdichte
ξ	rad/s	Substitution für die Winkelgeschwindigkeit
ξ_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt $t = 0$ s
$\xi_{\text{I,...IV}}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit nach den Schritten 1 bis 4 bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
$\bar{\xi}$	rad/s	Mittelwert der Winkelgeschwindigkeit bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen
σ	N/m ²	Spannung in einem Material
σ_e	N/m ²	Spannung, bei dem die elastische Verformung eines Materials in die inelastische Verformung übergeht
σ_B	N/m ²	Biegespannung und Bruchspannung
σ_M	N/m ²	Montagevorspannung bzw. Zugspannung einer Schraube
σ_{St}	N/m ²	Fließgrenze Stahl
σ_T	N/m ²	Torsionsspannung
σ_{rel}	%	relative Standardabweichung
μ_G		Koeffizient der Reibung, die im Schraubengewinde auftritt
μ_K		Koeffizient der Reibung, die zwischen Schraube und Unterlagsscheibe auftritt
Ψ	Ω/m	spezifischer Widerstand eines Drahtes
Θ	kg·m ²	Trägheitsmoment
Θ_S	kg·m ²	Trägheitsmoment bezogen auf den Schwerpunkt
Θ_K	kg·m ²	Trägheitsmoment einer Druckentlastungsklappe
Θ_H	kg·m ²	Trägheitsmoment einer Druckentlastungsklappenhalterung
Θ_P	kg·m ²	Trägheitsmoment einer Stahlplatte
Θ_{PS}	kg·m ²	schwerpunktbezogenes Trägheitsmoment einer Stahlplatte
Θ_{BS}	kg·m ²	schwerpunktbezogenes Trägheitsmoment eines Stahlbügels
ζ	m/V	Proportionalitätsfaktor

Zusammenfassung

Entwicklung und Test verschiedener Druckentlastungsklappen, die ohne nennenswerte Deckenaufbauten auskommen, werden beschrieben. Die Druckentlastungsklappen sind dabei äußerst stabil und dabei vergleichsweise einfach konstruiert.

Zuerst wird eine Druckentlastungsklappe betrachtet, die aus einer Stahlplatte besteht und die mit Hilfe von Drahtseilen über Blattfedern am Silo befestigt ist. Diese Konstruktion wird nicht getestet. Anschließend werden die Drahtseile und die Blattfedern durch scharniergelagerte, gebogene Flacheisen ersetzt. Diese Konstruktion bewährt sich hervorragend im Experiment. Abschließend wird eine Klappe aus relativ dünnem Blech konstruiert, die auf einem stabilen Gitterrost aufliegt. Im Explosionsfall biegt sich die Klappe über eine Klappenseite auf. Auch diese Entwicklung hat die experimentellen Tests bestanden.

Diese Arbeit befasst sich weiterhin detailliert mit dem Problem der Energiedissipation aufschlagender Druckentlastungsklappen und dem Problem, auf einfache Art und Weise einen reproduzierbaren statischen Ansprechdruck von Druckentlastungsklappen zu realisieren. Theoretische Betrachtungen zur Energieaufnahme durch Blattfedern oder sich biegender Flacheisen werden aufgezeigt. Eine wiederverwendbare Klappenverschlusstechnik wird entwickelt und getestet. Zwar funktioniert der Verschluss, jedoch ist er relativ aufwendig herzustellen. Klappenverschlüsse mit Hilfe diverser Schrauben werden untersucht. Spezielle Schrauben haben sich dabei als brauchbar erwiesen.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Allgemeines

Überall dort wo brennbare Stäube erzeugt oder verarbeitet werden sieht man sich mit der potentiellen Gefahr von Staubexplosionen konfrontiert. Wenn brennbarer Staub in Form einer Staubwolke in hinreichender Konzentration vorliegt, ausreichend Sauerstoff vorhanden ist und eine Zündquelle wirksam wird, findet eine Staubexplosion statt. Staubexplosionen können verheerende Folgen haben, wie sich gerade in der jüngeren Vergangenheit wieder gezeigt hat. Deshalb ist die Entwicklung von Explosionsschutzmaßnahmen bis heute ein aktuelles Thema, um industrielle Anlagen sicherer zu gestalten und zu betreiben. Bei den Explosionsschutzmaßnahmen wird zwischen den vorbeugenden und den konstruktiven Explosionsschutzmaßnahmen unterschieden. Unter vorbeugenden Explosionsschutzmaßnahmen versteht man alle Maßnahmen, die die Bildung einer gefährlichen, explosionsfähigen Atmosphäre verhindern oder einschränken (z.B. Inertisierung) und die Maßnahmen, die eine Entzündung gefährlicher, explosionsfähiger Atmosphäre vermeiden (Vermeiden von Zündquellen). Konstruktive Explosionsschutzmaßnahmen, wie Sicherheitsventile und Druckentlastungsklappen, lassen eine Explosion im Innern einer Apparatur zu, beschränken aber deren Auswirkungen auf ein unbedenkliches Maß.

1.2 Problembeschreibung

Druckentlastungseinrichtungen wie Berstscheiben und Druckentlastungsklappen haben in der Regel die Nachteile, dass sie entweder keine größeren Lasten (z. B. Personen) tragen können oder Aufbauten auf der Decke des zu entlastenden Gebäudes bzw. Behälters darstellen. Manche Druckentlastungseinrichtungen – egal ob handelsüblich oder Eigenbau – besitzen auch beide Nachteile gleichzeitig. Arbeiten auf Decken mit solchen Druckentlastungseinrichtungen ist darum oft mühselig. Aus diesem Grund wurde in der Vergangenheit vielfach der Wunsch von Anlagenbetreibern geäußert, möglichst einfache und preiswerte Druckentlastungseinrichtungen zur Verfügung zu haben, die ein Begehen oder Befahren zulassen. Eigenkonstruktionen von Silobauern, die auf dem

Versuchsgelände der BGN/FSA unter realitätsnahen Bedingungen getestet wurden, erwiesen sich durch die Bank als mangelhaft. Angesichts dieser Gegebenheiten rief die FSA das hier beschriebene Projekt ins Leben.

1.3 Zielsetzung

Aus den Wünschen der Anlagenbetreiber leitet sich unmittelbar die Zielsetzung dieses Projektes ab. Am Ende des Projektes sollten Konzepte für Druckentlastungseinrichtungen zur Verfügung stehen, die folgende Eigenschaften besitzen:

- keine oder nicht nennenswerte Deckenaufbauten
- hohe mechanische Belastbarkeit (begeh- bzw. befahrbar)
- hohe Entlastungsfähigkeit
- einfache Konstruktion
- preiswerte Herstellung

Kapitel 2

Druckentlastungsklappe mit Feder und Seil

Eine erste, sehr einfache Idee wurde von einem Ingenieurbüro angeregt, welches Riffelbleche als Druckentlastungsklappen verwenden und diese mit Drahtseilen am Silodach befestigen wollte [1]. Bauingenieurbüros sind in der Regel nur mit der Lösung statischer Probleme vertraut, so dass die auf die Halteseile einer Druckentlastungsklappe wirkenden Kräfte im Explosionsfall sehr häufig weit unterschätzt werden. Es ist bei einer solchen Konstruktion essentiell wichtig, dass die beim Abfangen der Druckentlastungsklappe auftretenden Kraftspitzen abgesenkt werden.

Zur Abschätzung der Verhältnisse soll eine rechteckige Stahlplatte mit der kurzen Seitenlänge a und der Masse m betrachtet werden, die auf einem Silo als Druckentlastungsklappe montiert ist. Die Platte sei einseitig mit zwei Stahlseilen über je eine Blattfeder am Silo verankert (Abbildung 2.1). Im Explosionsfall hat die Klappe im Augenblick des Abfangens durch die Seile und Blattfedern eine Translationsenergie von E . Es stellt sich die Frage, wie hoch der Spitzenwert der Kraft ist, die auf die Blattfedern wirkt?

Das Drehmoment auf die Platte $\Theta \cdot \ddot{\varphi}$ ist gleich der Federkraft $2 \cdot \kappa \cdot y$ (der Faktor 2 beschreibt die Anwesenheit zweier Federn) multipliziert mit der Klappenseitenlänge a und dem Sinus des Winkels φ :

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} = 2 \cdot \kappa \cdot y \cdot a \cdot \sin \varphi \quad (2.1)$$

Dabei ist Θ das Trägheitsmoment der Platte bezogen auf den Angriffspunkt der Federkraft (Plattenrand) und κ die Federkonstante der Blattfedern. Es ist

$$\Theta = \Theta_S + \frac{m \cdot a^2}{4} = \frac{m \cdot a^2}{12} + \frac{m \cdot a^2}{4} = \frac{m \cdot a^2}{3} \quad (2.2)$$

Weiterhin gilt der Energieerhaltungssatz. Die Translationsenergie E der Platte vor dem Abfangen ist stets gleich der Summe aus der Translationsenergie $\frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{y}^2$ und der Rotationsenergie der Platte $\frac{1}{2} \cdot \Theta \cdot \dot{\varphi}^2$ sowie der in den beiden Federn gespeicherten potentiellen Energie $\kappa \cdot y^2$ während des Abfangvorganges:

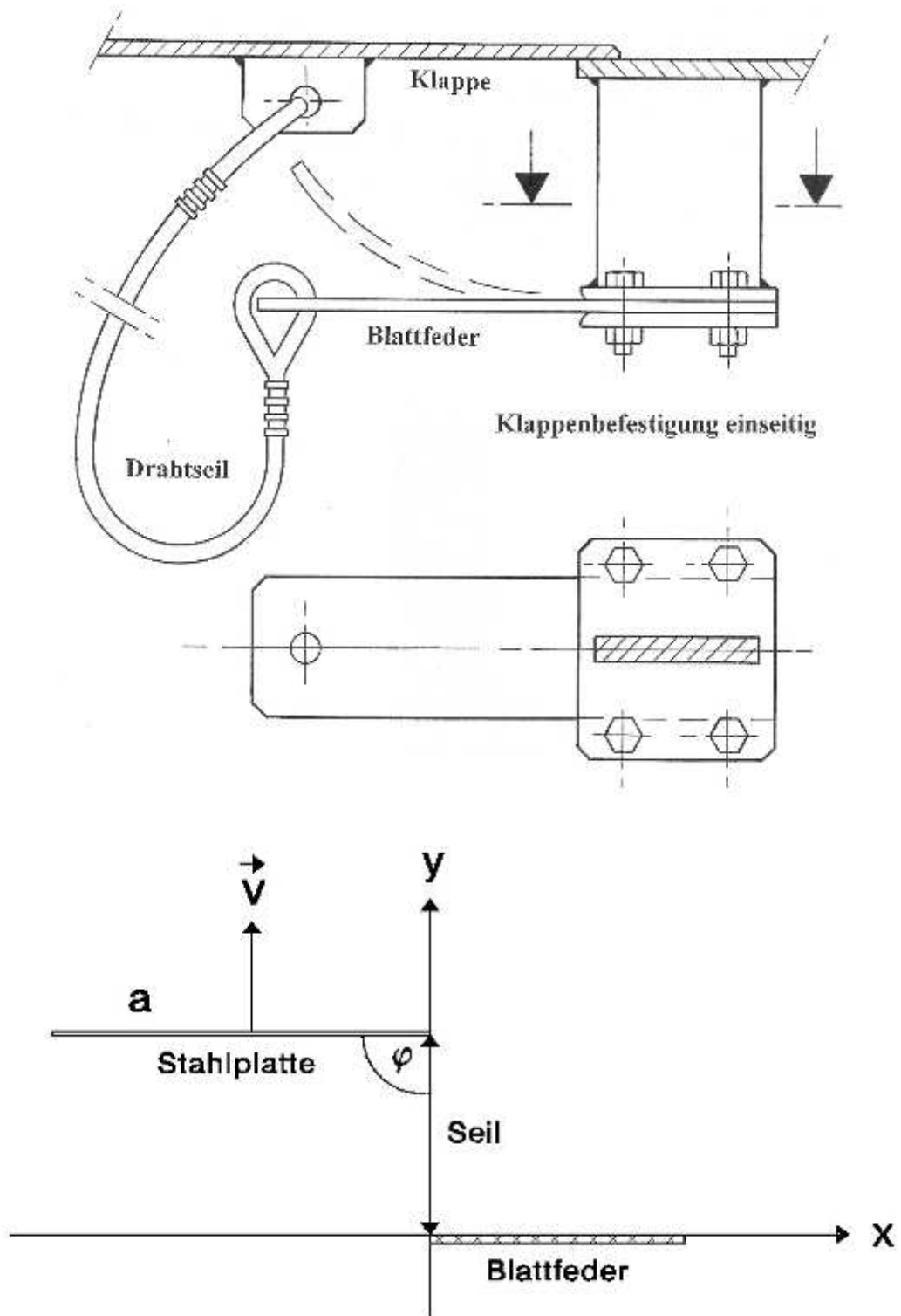


Abbildung 2.1: Einfache Konstruktionszeichnung einer Druckentlastungsklappe, die über Drahtseile und Blattfedern innen an der Silodecke befestigt ist (oben). Schematisierte Druckentlastungsklappe im xy -Koordinatensystem (unten). Es ist a die kurze Klappenseitenlänge, \vec{v} die Klappengeschwindigkeit und φ der zeitabhängige Winkel zwischen Klappenfläche und vertikal gespanntem Drahtseil.

$$E = \frac{m}{2} \cdot \dot{y}^2 + \frac{\Theta}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 + \kappa \cdot y^2 \quad (2.3)$$

Nach Auflösen von (2.1) und (2.3) sowie der Einführung der Substitution $\dot{\varphi} = \xi$ folgt

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= \xi \\ \dot{\xi} &= \frac{6 \cdot \kappa \cdot y \cdot \sin \varphi}{m \cdot a} \\ \dot{y} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E}{m} - \frac{a^2}{3} \cdot \xi^2 - \frac{2 \cdot \kappa}{m} \cdot y^2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Dieses System nicht-linearer Differentialgleichungen kann nur auf numerischem Wege gelöst werden. Dabei gelten die Anfangsbedingungen $y_0 = 0$, $\xi_0 = 0$ und $\varphi_0 = 1,5708$ (Plattenstellung zur Vertikalen in Radian). Dabei werden die drei Funktionswerte φ , ξ und y an den vier Schrittstellen $i = \text{I, II, III, IV}$ mit h als Zeitschritt (Diskretisierungsabstand) errechnet

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{I}} &= \dot{\varphi}(\varphi_0, \xi_0, y_0) \cdot h \\ \xi_{\text{I}} &= \dot{\xi}(\varphi_0, \xi_0, y_0) \cdot h \\ y_{\text{I}} &= \dot{y}(\varphi_0, \xi_0, y_0) \cdot h \\ \varphi_{\text{II}} &= \dot{\varphi}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{I}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{I}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{I}}\right) \cdot h \\ \xi_{\text{II}} &= \dot{\xi}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{I}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{I}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{I}}\right) \cdot h \\ y_{\text{II}} &= \dot{y}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{I}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{I}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{I}}\right) \cdot h \\ \varphi_{\text{III}} &= \dot{\varphi}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{II}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{II}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{II}}\right) \cdot h \\ \xi_{\text{III}} &= \dot{\xi}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{II}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{II}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{II}}\right) \cdot h \\ y_{\text{III}} &= \dot{y}\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{II}}, \xi_0 + \frac{1}{2} \cdot \xi_{\text{II}}, y_0 + \frac{1}{2} \cdot y_{\text{II}}\right) \cdot h \\ \varphi_{\text{IV}} &= \dot{\varphi}(\varphi_0 + \varphi_{\text{III}}, \xi_0 + \xi_{\text{III}}, y_0 + y_{\text{III}}) \cdot h \\ \xi_{\text{IV}} &= \dot{\xi}(\varphi_0 + \varphi_{\text{III}}, \xi_0 + \xi_{\text{III}}, y_0 + y_{\text{III}}) \cdot h \\ y_{\text{IV}} &= \dot{y}(\varphi_0 + \varphi_{\text{III}}, \xi_0 + \xi_{\text{III}}, y_0 + y_{\text{III}}) \cdot h \end{aligned} \quad (2.5)$$

und aus diesen die drei Mittelwerte

$$\begin{aligned} \bar{\varphi} &= \frac{1}{6} (\varphi_{\text{I}} + 2 \cdot \varphi_{\text{II}} + 2 \cdot \varphi_{\text{III}} + \varphi_{\text{IV}}) \\ \bar{\xi} &= \frac{1}{6} (\xi_{\text{I}} + 2 \cdot \xi_{\text{II}} + 2 \cdot \xi_{\text{III}} + \xi_{\text{IV}}) \\ \bar{y} &= \frac{1}{6} (y_{\text{I}} + 2 \cdot y_{\text{II}} + 2 \cdot y_{\text{III}} + y_{\text{IV}}) \end{aligned} \quad (2.6)$$

zur Berechnung der Endwerte φ_1 , ξ_1 und y_1 gemäß $\varphi_1 = \varphi_0 + \bar{\varphi}$, $\xi_1 = \xi_0 + \bar{\xi}$ und $y_1 = y_0 + \bar{y}$. In derselben Weise werden die weiteren Funktionswerte φ_n , ξ_n und y_n berechnet.

Zur Durchführung dieser Rechenarbeit wurde eine Software entwickelt (Abbildung 2.2). Als Beispiel wurde eine Rechnung durchgeführt mit einer Druckentlastungsklappe aus Riffelblech mit den Seitenlängen $a = 0,8$ m, $b = 0,9$ m, einer Stärke von $d = 0,005$ m und $m = 30$ kg. Diese Klappe sei auf dem $9,4$ m³-Silo der BGN/FSA montiert und über zwei Drahtseile und Blattfedern (Federkonstante $\kappa = 10$ kN/m) verankert. Mit Hilfe der FSA-Software ExProtect erhält man die ungefähre Translationsenergie der Klappe im Augenblick in dem sich die Fangseile spannen. Wie man Abbildung 2.2 entnimmt, ist die Translationsenergie der Klappe nach etwa 11,5 ms komplett in Rotationsenergie der Klappe und Deformationsenergie der beiden Blattfedern überführt. Abbildung 2.3 (unten) entnimmt man weiter, dass die Höhe der auftretenden Kraftspitzen auf die Seile dramatisch von der Federkonstante, also der „Weichheit“ der Blattfedern abhängt. Je

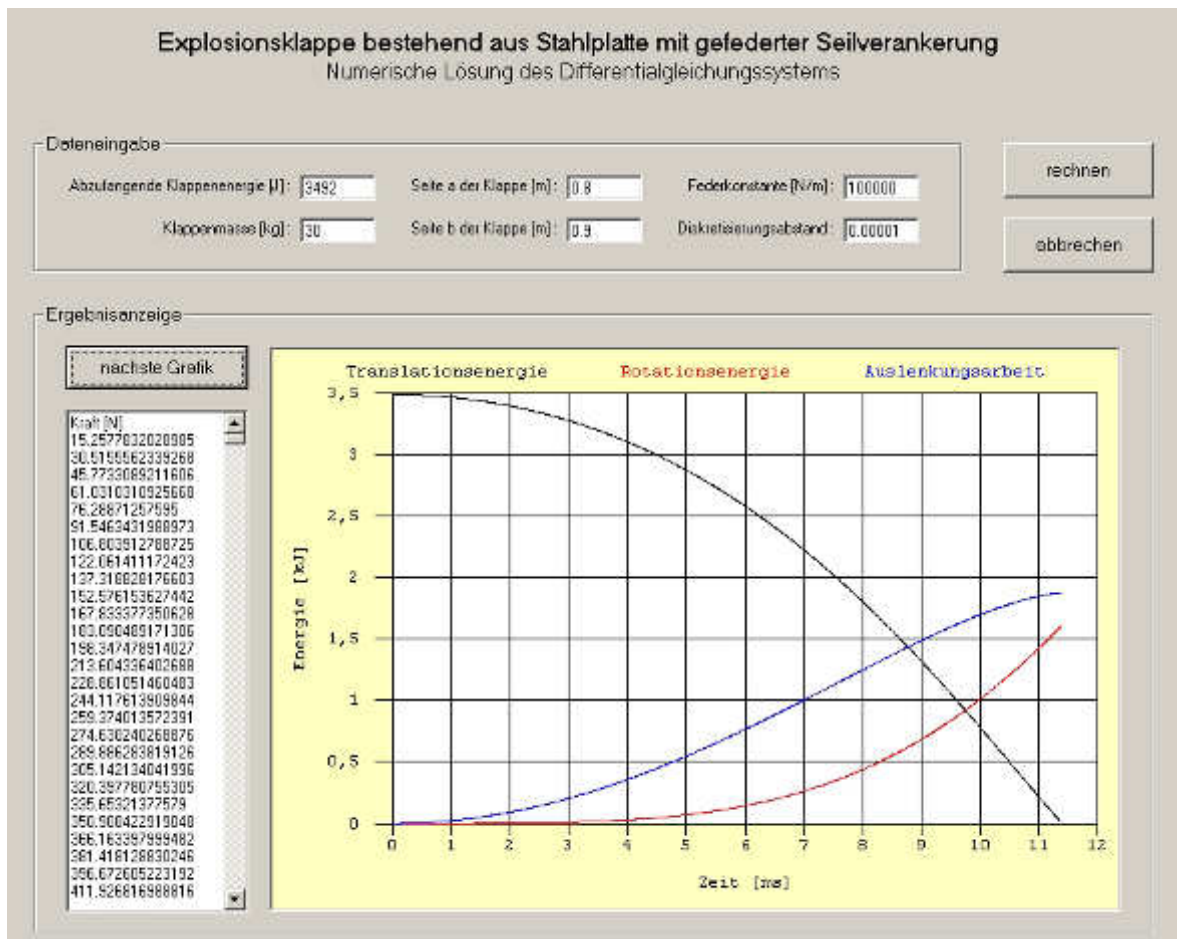


Abbildung 2.2: Programm zur Lösung des Differentialgleichungssystems (2.4). Gerechnet wurde hier für eine Klappe mit $m = 30$ kg und $a = 0,8$ m. Als Federkonstante wurde $\kappa = 10$ kN/m angenommen. Am Ende der Rechnung steckt die Translationsenergie der Klappe in der Rotationsenergie derselben und in der Auslenkungs- oder Deformationsenergie der beiden Blattfedern.

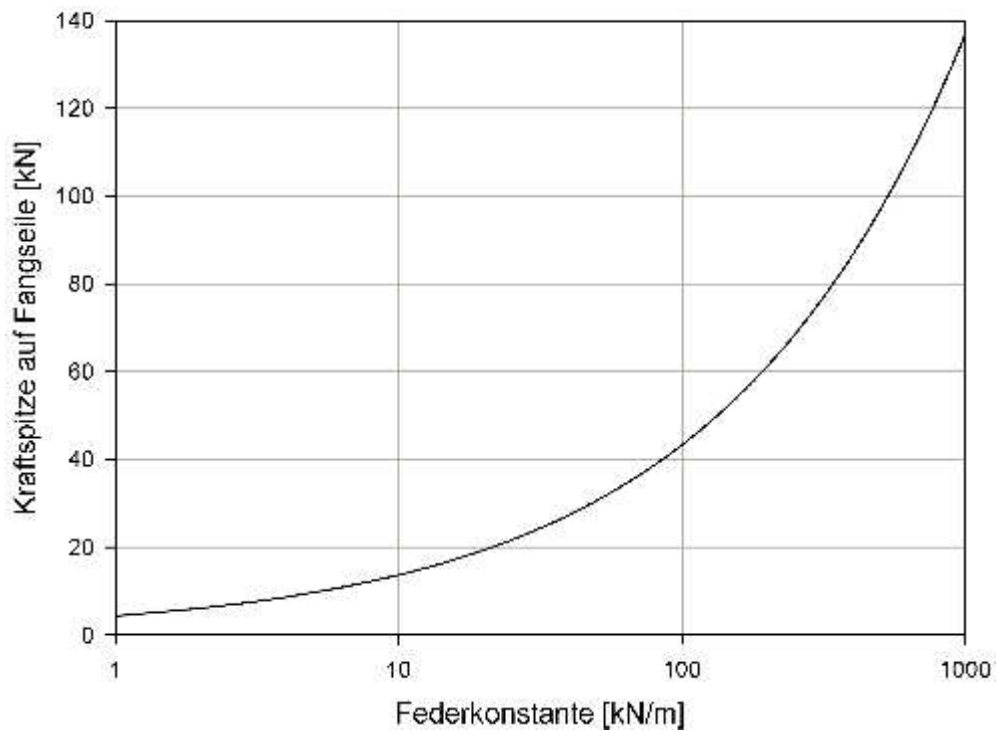
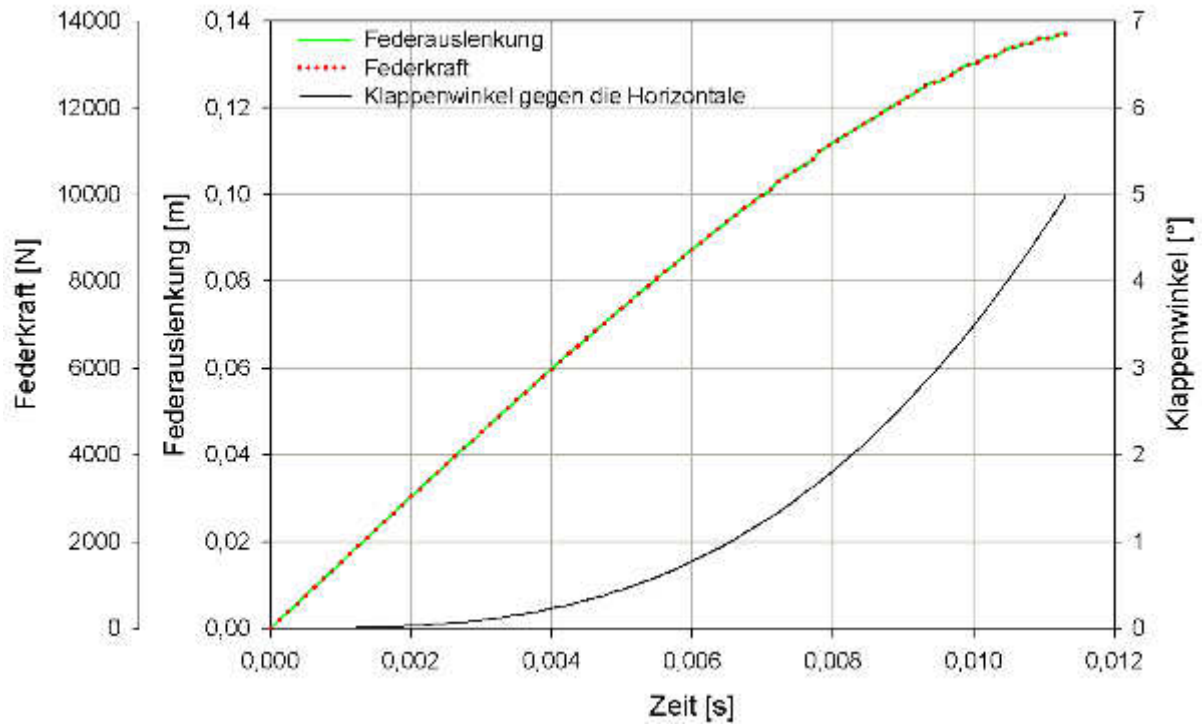


Abbildung 2.3: Oben: Zeitliche Entwicklung der Auslenkung der Blattfedern und der Kraft auf die Blattfedern sowie des Rotationswinkels der Druckentlastungsklappe bei dem im Text beschriebenen Szenario. Siehe auch Abbildung 2.2. Unten: Kraftspitzen auf Seile und Blattfedern bei dem im Text beschriebenen Szenario in Abhängigkeit von der Federkonstante.

biegsamer die Federn, desto geringer die Kraftspitze und umgekehrt. Außerdem erkennt man, dass beim Auftreten der Kraftspitze die Klappe lediglich 5° ihrer Rotationsbewegung vollendet hat.

Da zunächst für unsere Zwecke keine geeigneten Blattfedern käuflich zu erwerben waren und neue Ideen für – unserer Meinung nach – bessere Klappenkonstruktionen vorlagen, wurde die in diesem Abschnitt beschriebene Klappenkonstruktion nicht auf dem Versuchsfeld der BGN/FSA getestet. Die theoretischen Ergebnisse sind vielversprechend. Möglicherweise werden Versuche mit dieser Konstruktion im Rahmen eines nachfolgenden Projektes durchgeführt.

Alternativ zu einer Blattfeder könnten zum Abfangen des Deckels auch zwei Rollen verwendet werden, die entweder sehr schwergängig oder mit Wickelfedern versehen sind. Auf den Rollen ist je ein Stahlseil aufgewickelt. Je ein Seilende ist mit dem Deckel verbunden. Das jeweils andere Seilende ist fest an den Rollennachsen fixiert. Im Entlastungsfall hebt sich der Deckel und rollt die Seile von der Rolle ab. Im Falle schwergängiger Rollen wird das harte Abfangen der Klappen durch die Schwergängigkeit stark abgemildert. Wenn Federn verwendet werden, spannen sich diese und leisten dem Abrollen des Seils einen stetig steigenden Widerstand. Der Deckel geht dadurch relativ sanft in eine Klappbewegung über.

Kapitel 3

Druckentlastungsklappe mit Bügelscharnieren

Möchte man eine Klappenhalterung vollständig ins Innere des zu schützenden Volumens verlegen, so muss man beachten, dass ein gewöhnliches starres Scharnier mit der Silodecke in Konflikt gerät und dass der Öffnungsvorgang, bedingt durch die innenliegende Klappenhalterung, systematisch anders abläuft als bei außenliegender Halterung. Werden starre Scharniere gewählt, so muss im Falle innen liegender Drehachsen ein größeres Spiel zwischen Klappe und Silodeckenrand eingeplant werden. Dadurch werden zusätzliche Dichtmaßnahmen notwendig, was in der Regel nicht gewünscht ist. Alternativ kann eine flexible Halterung (Seil, Kette) gewählt werden, wodurch eine Klappe sich zu Beginn eines Entlastungsvorganges ungehindert linear nach oben bewegt. Experimente an solchen Klappenhalterungen führten jedoch zu dem Ergebnis, dass die anfangs aufgenommene Bewegungsenergie beim abrupten Spannen der Halterung inakzeptabel große Kräfte induziert (siehe hierzu auch Kapitel 2).

3.1 Mechanischer Aufbau

Die beschriebenen Probleme wurden durch eine spezielle Konstruktion gelöst, bei der das Klappenscharnier im Inneren des Silos liegt bzw. unterhalb der Silodecke befestigt ist. Die Idee hinter dieser Klappenkonstruktion ist, dass die Bewegungsenergie der sich öffnenden Druckentlastungsklappe in die Biegearbeit zweier oder mehrerer Bügel gesteckt wird, an denen die Klappe befestigt ist. Durch die Form der Bügel und die Position der Scharniere ist eine freie Klappenbewegung gewährleistet. Abbildung 3.1 auf der folgenden Seite bzw. B.1 im Anhang zeigt eine solche Klappe.

3.2 Dimensionierung der Entlastungsklappe

Durch die Gegebenheiten auf dem Versuchsfeld in Kappelrodeck bzw. die verfügbaren Maße des $9,4\text{ m}^3$ -Behälters, auf dem später die Versuche durchgeführt werden sollten,

waren die Maße der Entlastungsklappe im Voraus festgelegt (Tabelle 3.1). Um die erforderliche Bügelstärke dimensionieren zu können, musste die auftretende Belastung im Vorfeld abgeschätzt werden. Dies setzte die Kenntnis der dafür notwendigen physikalischen Größen voraus. Im folgenden werden diese zunächst auf theoretischen Wege bestimmt. Später wurden diese Werte experimentell bestätigt.

3.2.1 Rechnerische Bestimmung des Klappenträgheitsmomentes

Für die mathematische Bestimmung des Klappenträgheitsmomentes Θ_K wurden die Trägheitsmomente der einzelnen Klappenteile berechnet und diese anschließend addiert. Es gilt

$$\Theta_K = \Theta_P + \Theta_H \quad (3.1)$$

mit Θ_P als Trägheitsmoment der Klappenplatte und Θ_H als Trägheitsmoment der Klappenhalterung. Verläuft die Drehachse durch den Schwerpunkt der Klappenplatte, so ist das Trägheitsmoment der Platte

$$\Theta_{PS} = \frac{m_P}{12} \cdot (d^2 + a^2) \quad (3.2)$$

Mit Hilfe des Satzes von Steiner

$$\Theta = \Theta_S + m \cdot s^2 \quad (3.3)$$

wobei

$$s = \sqrt{\left(j + \frac{a}{2}\right)^2 + \left(h + \frac{d}{2}\right)^2} \quad (3.4)$$

der Abstand zwischen Drehachse und Körperschwerpunkt ist, ergibt sich als Platten-trägheitsmoment

$$\Theta_P = m_P \cdot \left(\frac{d^2 + a^2}{12} + \left(j + \frac{a}{2}\right)^2 + \left(h + \frac{d}{2}\right)^2 \right) \quad (3.5)$$

Zur Veranschaulichung der Formeln (3.2) bis (3.5) siehe Abbildung 3.1.

Die Klappenhalterung besteht aus zwei identischen Bügeln, deren Trägheitsmomente sich aus jeweils drei Teilen zusammensetzen, wie man Abbildung 3.2, oben entnimmt. Das Trägheitsmoment der Klappenhalterung ergibt sich aus

$$\Theta_H = 2 \cdot (\Theta_{B1} + \Theta_{B2} + \Theta_B) \quad (3.6)$$

mit

$$\begin{aligned}
 \Theta_{B1} &= \frac{m_{B1}}{12} \cdot (d_B^2 + 4 \cdot l^2) \\
 \Theta_{B2} &= \frac{m_{B2}}{12} \cdot (d_B^2 + (l+h)^2) + m_{B2} \cdot \left(4 \cdot R^2 + \left(\frac{h-l}{2} \right)^2 \right) \\
 \Theta_B &= m_B \cdot \left(R^2 - \left(\frac{3}{8} \cdot R \right)^2 \right) + m_B \cdot \left(R^2 + \left(l + \frac{3}{8} \cdot R \right)^2 \right) \quad (3.7)
 \end{aligned}$$

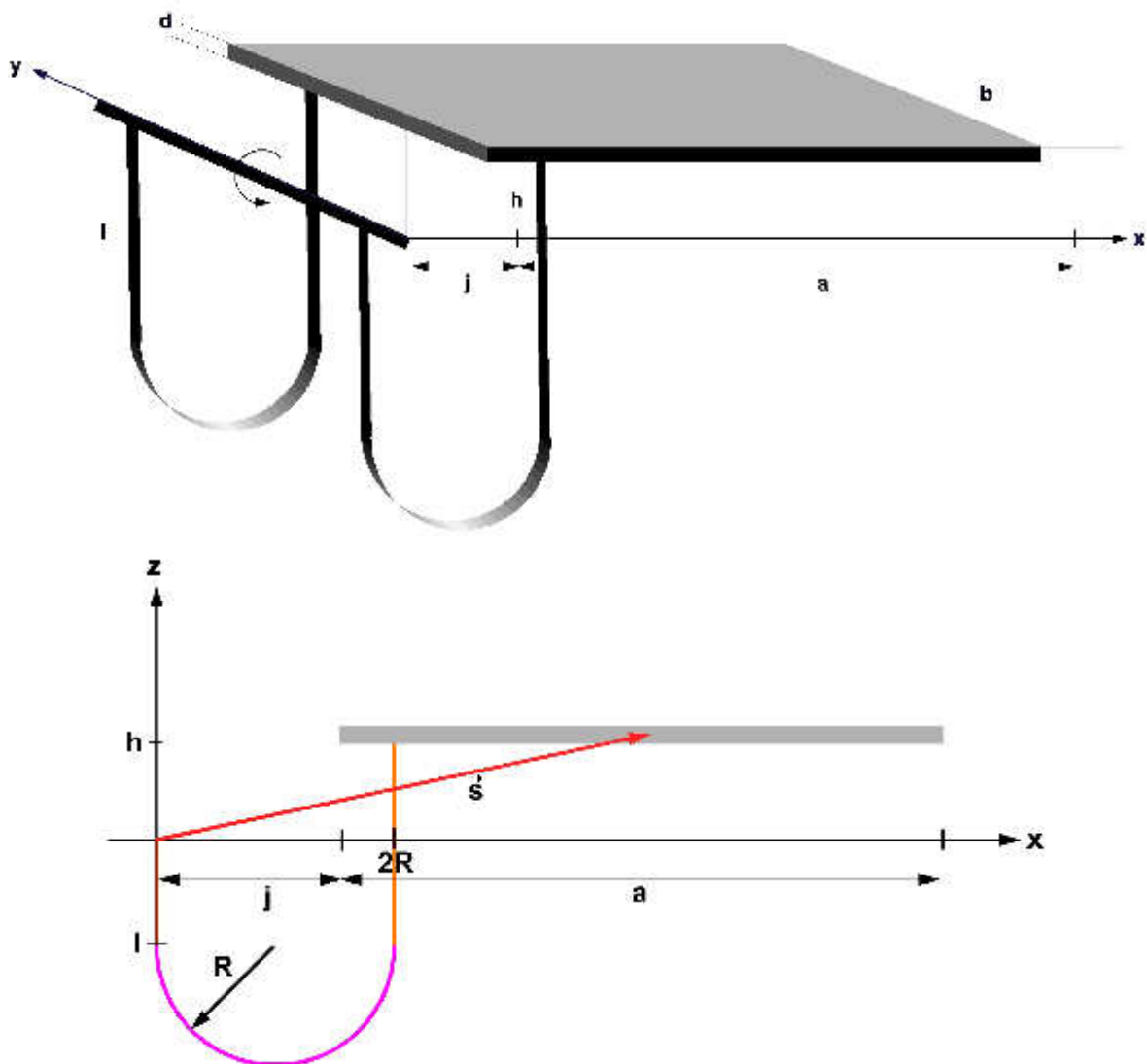


Abbildung 3.1: Skizze einer Druckentlastungsklappe, die aus einer Stahlplatte besteht und über zwei Bügel aus Flachstählen an einem Scharnier befestigt ist. Beim Öffnungsvorgang verbiegen sich die Flachstähle am Anschlag, wodurch die Bewegungsenergie der Klappe dissipiert wird.

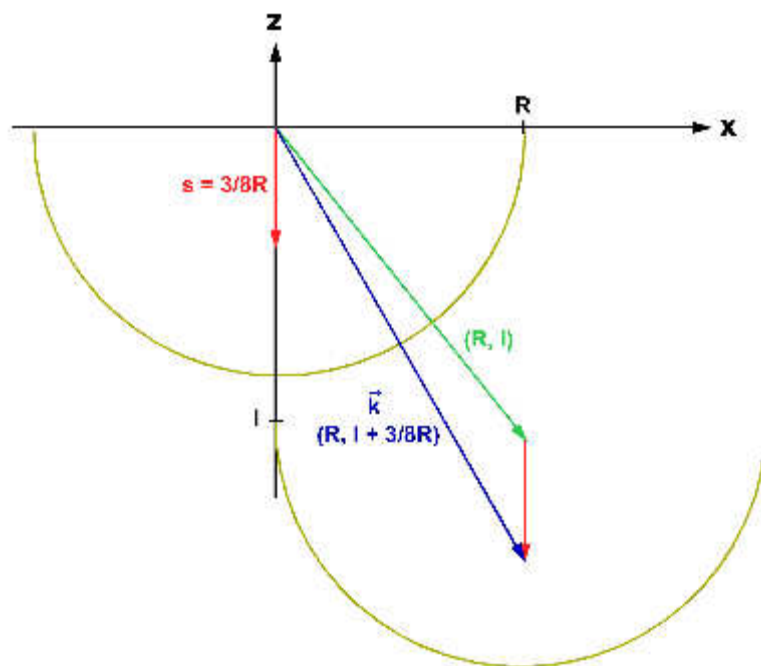
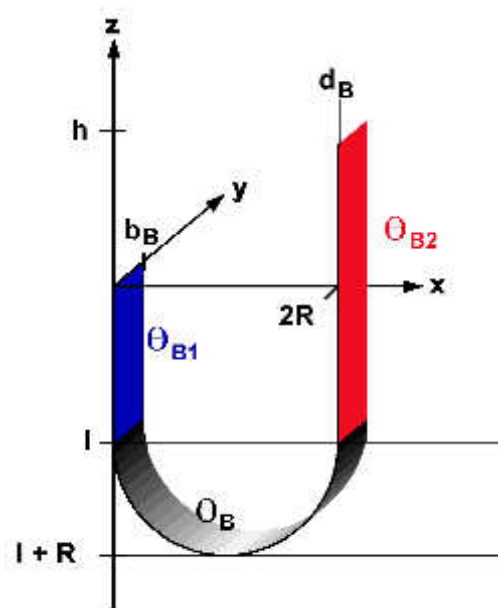


Abbildung 3.2: Schematische Zeichnung einer der Klappenhalterungen (oben) sowie eine Veranschaulichung der Verhältnisse bei einer Verschiebung der Drehachse vom Schwerpunkt zur Klappenrotationsachse (unten).

Das Trägheitsmoment Θ_B des gebogenen Stückes ergibt sich aus der Betrachtung eines dünnen Kreissegments mit der Masse m_B , dem Radius R und mit der Drehachse im Kreismittelpunkt. Dieses Trägheitsmoment ist $\Theta_{BM} = m_B \cdot R^2$. Verschiebt man die Drehachse um die Strecke s in den Schwerpunkt des Halbkreises, so ergibt sich mit Hilfe des Steiner'schen Satzes das schwerpunktbezogene Trägheitsmoment des Bogens:

$$\Theta_{BS} = \Theta_{BM} - m_B \cdot s^2 = m_B \cdot (R^2 - s^2) \quad (3.8)$$

Eine weitere Verschiebung der Drehachse gemäß Abbildung 3.2, unten liefert dann die Gleichung für Θ_B in (3.7).

Die Massen der einzelnen Teile ergeben sich, indem man die Dichte des verwendeten Stahls $\varrho = 7.850 \text{ kg/m}^3$ mit den Volumina der Teile multipliziert, wobei sich diese Volumina leicht aus den Maßen der Teile berechnen lassen:

$$\begin{aligned} m_{B1} &= \varrho \cdot l \cdot d_B \cdot b_B \\ m_{B2} &= \varrho \cdot (l + h) \cdot d_B \cdot b_B \\ m_B &= \varrho \cdot \pi \cdot d_B \cdot b_b \cdot \left(R + \frac{d_B}{2} \right) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Zusätzlich zu Masse und Trägheitsmoment der Metallplatte und den Halterungsbügeln muss noch ein auf die Platte aufgeschweißtes Winkeleisen (und Halteschrauben) berücksichtigt werden, das der Verbindung von Platte und Bügeln dient. Dessen Trägheitsmoment wird abgeschätzt, indem man das Winkeleisen als Punktmasse mit m_{SK} annimmt und mit dem Abstand zwischen Drehachse und dem Punkt, an dem der Bügel auf die Platte trifft, quadratisch multipliziert.

Für die im folgenden Abschnitt durchgeführte Dimensionierung der Klappenbügel wurden für drei verschiedene Bügelstärken d_B alle wichtigen Maße gemäß (3.1) bis (3.9) berechnet und in Tabelle 3.1 zusammengestellt. Der dort angegebene Wert für Θ_P enthält den (sehr kleinen) Beitrag des Winkeleisens.

Eigenschaften von Platte und Bügelteilen									
a [m]	b [m]	b_B [m]	d [m]	h [m]	l [m]	R [m]	m_P [kg]	m_{SK} [kg]	Θ_P [kg·m ²]
0,77	0,77	0,08	0,006	0,066	0,12	0,164	28,0	4,0	11,17
Massen und Trägheitsmomente für $d_B = 8 \text{ mm}$									
m_{B1} [kg]	m_{B2} [kg]	m_B [kg]	Θ_{B1} [kg·m ²]	Θ_{B2} [kg·m ²]	Θ_B [kg·m ²]	Θ_K [kg·m ²]			
0,603	0,934	2,652	0,003	0,104	0,220	11,82			
Massen und Trägheitsmomente für $d_B = 10 \text{ mm}$									
m_{B1} [kg]	m_{B2} [kg]	m_B [kg]	Θ_{B1} [kg·m ²]	Θ_{B2} [kg·m ²]	Θ_B [kg·m ²]	Θ_K [kg·m ²]			
0,754	1,168	3,334	0,004	0,130	0,277	11,99			
Massen und Trägheitsmomente für $d_B = 14 \text{ mm}$									
m_{B1} [kg]	m_{B2} [kg]	m_B [kg]	Θ_{B1} [kg·m ²]	Θ_{B2} [kg·m ²]	Θ_B [kg·m ²]	Θ_K [kg·m ²]			
1,055	1,635	4,723	0,005	0,182	0,392	12,34			

Tabelle 3.1: Physikalische Eigenschaften der Druckentlastungsklappe mit Bügelscharnieren.

3.2.2 Abschätzung der auftretenden Belastung

Zur Abschätzung der maximal auftretenden Belastung an den Haltebügeln der Klappe wird das Modul SIMEK der Software ExProtect¹ benutzt. Gerechnet wurde für eine Klappe mit einer Bügelstärke von $d_B = 10$ mm. In Tabelle 3.2 sind die Daten zusammengefasst, die in die Berechnung eingingen.

V [m ³]	H/D	K_{St} [bar·m/s]	c [kg/m ³]	A_E [m ²]
9,4	1,5	100	0,75	0,5
m_K [kg]	$j + a$ [m]	p_{stat} [bar]	s [m]	Θ_K [kg·m ²]
42,5	0,97	0,1	0,424	11,99

Tabelle 3.2: Eingangsparameter für die Simulation der Belastung auf die Scharniere der Entlastungsklappe.

Die Simulation einer Staubexplosion im 9,4 m³-Behälter unter den Bedingungen aus Tabelle 3.2 ergibt eine maximale Belastung auf die Scharniere bzw. Klappenbügel von $F_{max} = 8,14$ kN (Abbildung 3.2), wobei ein reduzierter Explosionsüberdruck von $p_{red} = 0,2$ bar und einen maximaler zeitlicher Druckanstieg von $dp/dt = 1,78$ bar erreicht wird.

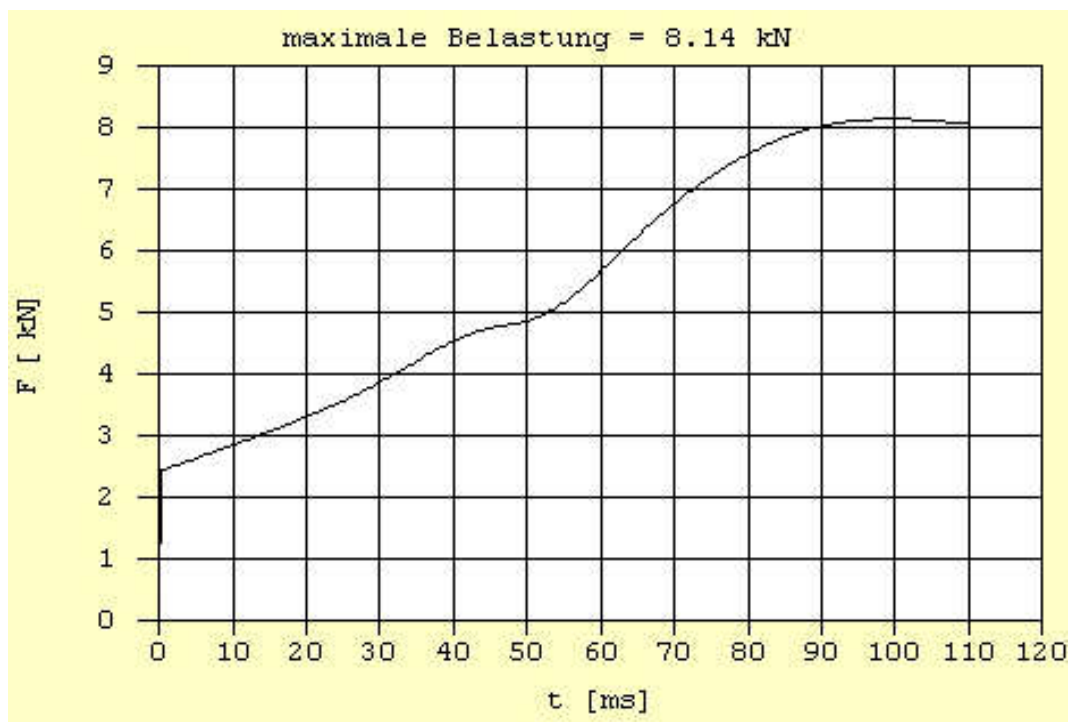


Abbildung 3.3: Kraft auf die Klappenscharniere über der Zeit bei einer Explosion im 9,4 m³-Silo.

¹Das Programm ExProtect wurde von der FSA im Rahmen des Projektes G-05-9802 entwickelt und beruht auf den Ergebnissen der FSA-Projekte F-05-9304 und F-05-9305 und allgemein anerkannten Regelwerken, wie z. B. der VDI Richtlinie 3673.

Nimmt man an, dass diese maximale Kraft optimal, also im 90° -Winkel, auf die Bögen der Klappenbügel wirkt, so ergeben sich die Verhältnisse aus Abbildung 3.4. Für das Biegemoment im Scheitelpunkt eines Bügels gilt dann

$$M_B = \frac{F_{\max}}{2} \cdot \sqrt{R^2 + (R + l + h)^2} = 1.573,1 \text{ N} \quad (3.10)$$

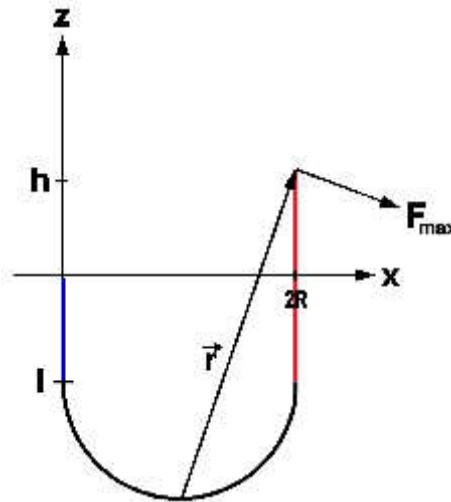


Abbildung 3.4: Am Klappenbügel angreifende Kraft aufgrund des Klappenöffnungsvorganges.

Das plastische Widerstandsmoment für einen solchen Bügel aus St 52-3 lässt sich mit

$$W_{\text{pl}} = \frac{b_B \cdot d_b^2}{4} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (3.11)$$

abschätzen. Das Widerstandsmoment ist ein Maß für den Widerstand, den ein Balken mit gegebenen Querschnitt einem Biegemoment entgegensetzt. Das plastische Widerstandsmoment liefert die maximale Beanspruchung, ab der der Balken sich inelastisch zu verbiegen beginnt bzw. die Fließgrenze des Materials erreicht ist. Setzt man Biegemoment und plastisches Widerstandsmoment ins Verhältnis, so erhält man die maximale Spannung, ab der es zur inelastischen Verbiegung des Balkens kommt. Für unseren Bügel heißt das

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_{\text{pl}}} = \frac{1.507,1}{2 \cdot 10^{-6}} = 753,55 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 753,55 \text{ N/mm}^2 \quad (3.12)$$

Die Fließgrenze von St 52-3 liegt bei $\sigma_{\text{St}} = 355 \text{ N/mm}^2$, d. h. die auftretende maximale Belastung auf die Bügel ist etwa doppelt so groß wie die Fließgrenze des Stahls. Es wird folglich zur Verbiegung der Bügel kommen, was durchaus erwünscht ist. Auf diese Art und Weise wird die Bewegungsenergie der Klappe in Deformationsenergie der Bügel umgewandelt, so dass die Klappe während des Öffnens abgebremst wird durch Dissipation der kinetischen Energie (Biegearbeit). Die Klappe richtet so nach dem Öffnen

keinen oder nur geringen Schaden an. Die Klappenbügel sind somit als Einwegelemente anzusehen.

Von Interesse ist weiterhin, ab welcher Bügelstärke bei dem hier gewählten Szenario kein inelastisches Verbiegen der Bügel mehr auftritt. Dazu wird (3.11) nach d_B aufgelöst und für die Spannung die Fließgrenze des verwendeten Stahls eingesetzt:

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot M_B}{\sigma_{St} \cdot b_b}} = 0,0149 \text{ m} = 14,9 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Dieses Ergebnis zeigt, dass bei Versuchen mit Parametereinstellung gemäß Tabelle 3.2 die Bügel mit den Stärken $d_B = 8 \text{ mm}$ und $d_B = 10 \text{ mm}$ deutliche Verbiegungen zeigen müssten, Bügel mit $d_B = 14 \text{ mm}$ hingegen nur geringe bis gar keine Verbiegung. Um die hier durchgeführten Berechnungen im Experiment zu verifizieren, wurden 6 Bügel mit den hier betrachteten jeweils 3 verschiedenen Stärken angefertigt und entsprechende Klappen für Versuche aufgebaut. Die Experimente dienen gleichzeitig der generellen Funktionsprüfung dieses Klappentyps.

3.3 Experimentelle Prüfung der Entlastungsklappe

3.3.1 Experimentelle Bestimmung der Klappenträgheitsmomente

Zur Kontrolle der im vorigen Abschnitt berechneten Klappenträgheitsmomente wurden diese nochmals experimentell bestimmt. Dabei wird die Beziehung zwischen Frequenz ν und Trägheitsmoment Θ

$$\Theta = \frac{m \cdot g \cdot s}{(2 \cdot \pi \cdot \nu)^2} \quad (3.14)$$

eines physikalischen Pendels bei Schwingungen kleiner Amplitude ausgenutzt. In (3.14) ist s wieder der Abstand zwischen Drehachse und Klappenschwerpunkt, g ist die Erdbeschleunigung. Jede Klappenvariante wurde im vorgesehenen Drehpunkt aufgehängt, gewogen, der Schwerpunkt bestimmt und anschließend in kleine Schwingungen versetzt. Mit einer Stoppuhr wurde die Zeit für fünf Schwingungen $5 \cdot T$ mehrfach gemessen. Die Versuchsergebnisse sind in den folgenden Tabellen 3.3 und 3.4 zusammenfassend dargestellt. In Tabelle 3.4 sind in den beiden rechten Spalten die experimentell und theoretisch (Abschnitt 3.2.1) bestimmten Klappenträgheitsmomente vergleichend gegenübergestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Klappenträgheitsmomenten. Die geringen Abweichungen dürften in erster Linie auf Fehler bei der Klappenwägung zurückzuführen sein, da die verwendete Waage vergleichsweise ungenau ist.

Versuch	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$5 \cdot T$ [s] (8 mm)	8,09	8,14	8,20	8,04	8,21	8,16	8,15	8,17	8,06	8,07
$5 \cdot T$ [s] (10 mm)	8,31	8,41	8,40	8,33	8,34	8,14	8,13	8,04	8,00	8,00
$5 \cdot T$ [s] (14 mm)	8,20	8,21	8,17	8,13	8,26	8,13	8,21	8,24	-	-

Tabelle 3.3: Gemessene Dauern für 5 Schwingungsperioden der Entlastungsklappen.

d_B [mm]	m_K [kg]	s [m]	\bar{T} [s]	ν [1/s]	Θ_K [kg·m ²]	Θ_K [kg·m ²] (theoretisch)
8	41	0,440	1,63	0,62	11,85	11,82
10	43	0,424	1,64	0,61	12,22	11,99
14	46	0,413	1,64	0,61	12,68	12,34

Tabelle 3.4: Ergebnisse der experimentellen Klappenträgheitsbestimmung. In der Spalte rechts sind zum Vergleich die in Abschnitt 3.2.1 theoretisch ermittelten Klappenträgheitsmomente aufgelistet.

3.3.2 Einstellen des statischen Ansprechdruckes

Vor der Durchführung der Versuche musste die Frage geklärt werden, wie der statische Ansprechdruck p_{stat} der Klappe realisiert werden soll. Die Konstruktion sollte nach Möglichkeit folgende Eigenschaften in sich vereinen, wobei die Reihenfolge der Aufzählung die Priorität der Eigenschaften widerspiegelt:

- reproduzierbarer p_{stat}
- robust
- einfach
- preisgünstig

Diese Anforderungen legten die Idee nahe, die Klappe mit handelsüblichen Spreizdübeln und zugehörigen Schrauben zu verschließen. Unter der Annahme, dass im Mittel jeder Dübel bei der gleichen Zugkraft F_Z zerstört wird, sollte man den gewünschten Ansprechdruck p_{stat} über die Anzahl der Schrauben einstellen können. Um die Anzahl der notwendigen Schrauben zu bestimmen, wurde die Klappe auf einem Zugstand montiert. Für mehrere Konfigurationen und Schraubenzahlen wurde über eine Zugwaage eine Zugkraft F_Z auf die Klappe ausgeübt und kontinuierlich erhöht bis die Klappe öffnete. Auf der Waage wurde der Wert abgelesen im Augenblick des Öffnens. Mit

$$p_{\text{stat}} = \frac{F_Z \cdot g}{A_E \cdot 10^5} \quad (3.15)$$

ergibt sich daraus der zugehörige statische Ansprechdruck. In der umseitigen Tabelle 3.5 sind die Versuchsanordnungen und -ergebnisse detailliert dargestellt. Als brauchbar erwies sich die Verwendung von 6er Dübeln vom Typ FU 6 × 35SK in Kombination

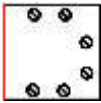
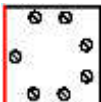
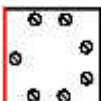
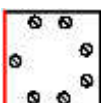
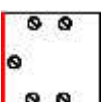
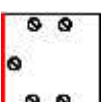
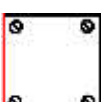
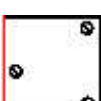

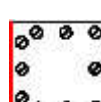
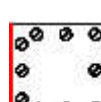
Versuch	Dübel und Schrauben	Anordnung	F_z [kg]	Bemerkung	p_{stat} [bar]
1	6er Dübel FU 6 × 35SK 3, 5 × 45 Schrauben	6 	370	-	0,07
2	6er Dübel FU 6 × 35SK 3, 5 × 45 Schrauben	7 	250	-	0,05
3	6er Dübel FU 6 × 35SK 4, 0 × 45 Schrauben	7 	250	-	0,05
4	8er Dübel FU 8 × 50 5, 0 × 60 Schrauben	7 	800	-	0,15
5	8er Dübel FU 8 × 50 5, 0 × 60 Schrauben	5 	570	-	0,11
6	8er Dübel FU 8 × 50 5, 0 × 60 Schrauben	5 	1.020	-	0,20
7	8er Dübel FU 8 × 50 5, 0 × 60 Schrauben	4 	570	einseitig geöffnet	0,11
8	8er Dübel FU 8 × 50 5, 0 × 60 Schrauben	3 	600	einseitig geöffnet	0,12
9	6er Dübel FU 6 × 35SK 4, 0 × 45 Schrauben	12 	550	hinten zuerst geöffnet	0,1
10	6er Dübel FU 6 × 35SK 4, 0 × 45 Schrauben	10 	530	einseitig vorn geöffnet	0,1
11	6er Dübel FU 6 × 35SK 4, 0 × 45 Schrauben	10 	530	gut	0,1

Tabelle 3.5: Konfiguration und Ergebnisse der Versuche zur Einstellung des statischen Ansprechdrucks mit Hilfe von Dübeln und Schrauben. Die rote Seite markiert das Klappenscharnier.

mit Schaftschrauben 4×45 . Wurde die Klappe mit 10 Dübeln und Schrauben dieses Typs verschlossen und zwar in der Anordnung wie in Tabelle 3.5, unten gezeigt, so öffnete die Klappe bei umgerechnet $p_{\text{stat}} = 0,1$ bar. Dieses Ergebnis war reproduzierbar. Ermutigt von diesem Resultat wurde diese Lösung für den eigentlichen Klappentest verwendet.

3.3.3 System zur Erfassung der Klappenbewegung

Zur Erfassung des Klappenöffnungsvorganges wurde in früheren Experimenten ein Drehgeber verwendet. Bei den hier durchzuführenden Versuchen ist das nicht möglich, da sich die Drehachse, an die der Drehgeber angebaut werden müsste, im Inneren des Silos und damit in der Explosionszone befindet. Optische Systeme – wie beispielsweise Hochgeschwindigkeitskameras – sind bei dem großen Staubaufkommen nicht zu gebrauchen. Um dennoch den Öffnungsvorgang zeitlich erfassen zu können, wurde ein einfaches Messsystem entwickelt. Im Wesentlichen besteht dieses System aus einem Spannungsteiler, aufgebaut aus einem festen Widerstand R_{ref} und einem variablen Widerstand R_{var} , durch die ein konstanter Strom geleitet wird. Der variable Widerstand ist ein Widerstandsdraht bekannter Leitfähigkeit, der über einen Schleifkontakt mit dem Eingang der Messschaltung verbunden wird. Ein Ende des Drahtes ist über die Klappe mit der Erde verbunden (Abbildung 3.5). Bewegt sich die Klappe, so wird der Draht durch den Schleifkontakt gezogen, wodurch sich R_{var} entsprechend vergrößert. Die Messung des Spannungsabfalls über R_{ref} liefert die Position der Klappe, da der Spannungsabfall in eindeutiger Weise mit dem Klappenöffnungswinkel zusammenhängt.

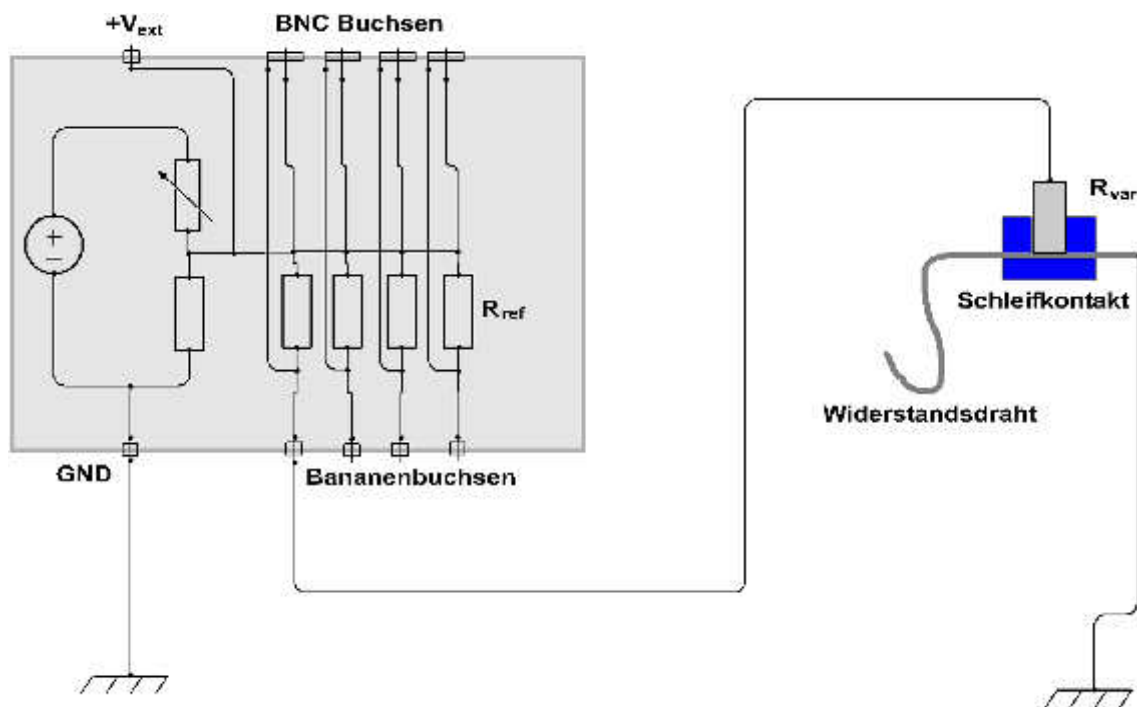


Abbildung 3.5: Prinzipskizze des Messsystems zur Erfassung der Klappenbewegung für 4 Kanäle bzw. 4 Schleifkontakte.



Abbildung 3.6: Ein Schleifkontakt vor einem Versuch. Der Widerstandsdraht ist mit Hilfe einer Schraube an der Klappe befestigt (links). Der blaue Schlauch (rechts) isoliert und schützt den Widerstandsdraht.

Von den Schleifkontakten wurden vier Stück aus Teflon und Messing angefertigt (Abbildungen 3.6 und B.5). Über eine Schraube mit Feder ist der Anpressdruck des Schleifkopfes auf den Widerstandsdraht einstellbar. Alle 4 Schleifkontakte wurden bei jedem Versuch eingesetzt und alle vier Messkanäle erfasst.

3.3.4 Versuchsaufbau

Ein Silobehälter ($V = 9,4 \text{ m}^3$, Länge/Durchmesser = 1,5) ist mit vier über den Umfang und in der Höhe versetzten 12,3 l Staubvorratsbehältern versehen, aus denen über sprengkapselbetätigte Ventile und halbkreisförmig im Innern des Silobehälters angeordnete Ringdüsen Maisstärkestaub mit 20 bar Ausgangs-Luftdruck in den Behälter eingeblasen wird (Abbildung 3.7). Das Einblasen des Staubes wird durch einen Impuls aus einem speziellen Steuergerät ausgelöst. Nach einer am Steuergerät einstellbaren Zeitspanne (Zündverzögerungszeit) wird die Zündung des Staub/Luft-Gemisches mittels eines zentral im Inneren des Silos montierten pyrotechnischen Zünders (Zündenergie 10 kJ) durch einen weiteren Impuls des Steuergerätes ausgelöst. Ein Transientenrekorder speichert Einblas- und Zündsignal. Die Triggerung des gesamten Messsystems erfolgt durch das Einblassignal.

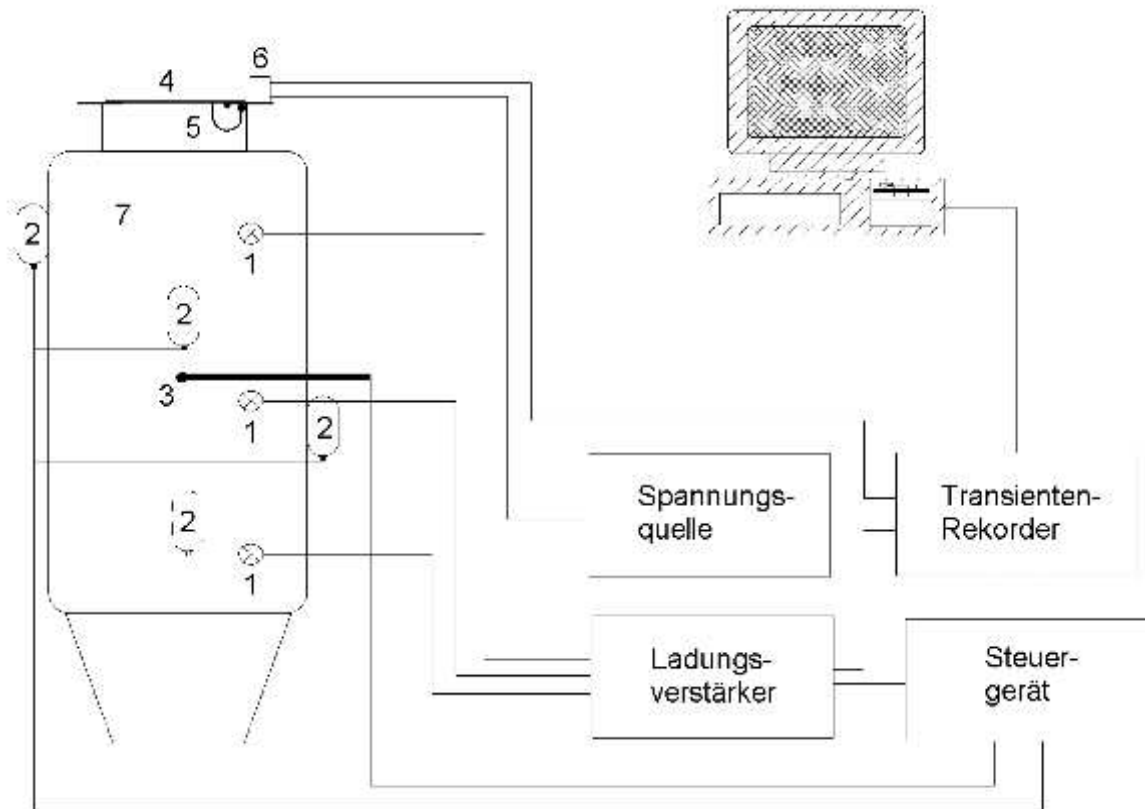


Abbildung 3.7: Schematisierter Versuchsaufbau: piezoelektrische Drucksensoren (1), Staubvorratsbehälter (2), pyrotechnischer Zünder (3), Entlastungsklappe (4), Klappenbügel (5), Spannungsteiler zur Messung der Klappenbewegung (6), 9,4 m³-Behälter (7).

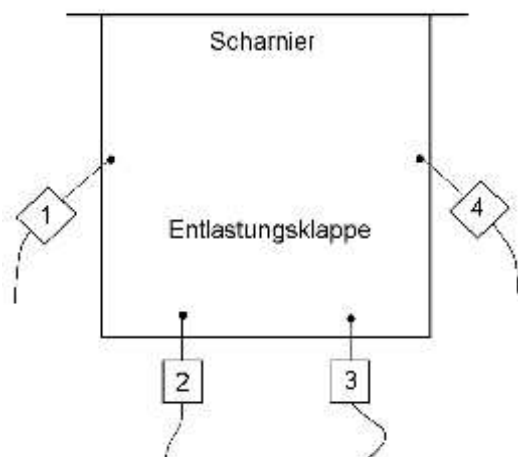


Abbildung 3.8: Foto (links) und Skizze (rechts) der Schleifkontaktnummerung um die Entlastungsklappe. Die Schleifkontakte sind durchnummeriert von 1 - 4.

Der zeitliche Druckanstieg im Silo wird über drei piezoelektrische Drucksonden erfasst, d. h. ein Ladungsverstärker wandelt die von den Sonden kommenden Messströme in Spannungssignale um, die im Transienten-Rekorder gespeichert werden.

Um die Klappenbewegung zu erfassen, wurden vier der im vorigen Abschnitt 3.3.3 beschriebenen Schleifkontakte so an der Klappe montiert, wie es in Abbildung 3.8 gezeigt ist. Mit dieser Anordnung sollten neben der reinen Öffnungsbewegung der Klappe auch eventuell auftretende Verbiegungen derselben erfasst werden.

Die insgesamt acht Datenströme von Zündsignal, drei Drucksensoren und vier Schleifkontakten wurden in den Speicher eines mehrkanaligen Transienten-Rekorders eingeleiten und anschließend in einen Rechner übertragen und dort dauerhaft gespeichert.

3.3.5 Versuchsdurchführung

Auf dem $9,4\text{ m}^3$ -Silo wurden nacheinander die Entlastungsklappen mit den 8 mm, 10 mm und 14 mm starken Gelenkbügeln montiert und mit Hilfe von 6er Dübeln bzw. Schrauben gemäß Tabelle 3.5 verschlossen. Die Anzahl der Dübel variierte von Versuch zu Versuch. Die Entlastungsfläche betrug jeweils $A_E = 0,5\text{ m}^2$.

Die Elektronik für die Schleifkontakte zur Erfassung des Klappenöffnungsvorganges wurde präpariert und neben dem Entlastungsklappenaufbau positioniert (Abbildung 3.9). Als Schleifdraht wurde Widerstandsdraht mit 0,8 mm Stärke ($0,975\ \Omega/\text{m}$) verwendet. Die Drähte wurden mit Druckluftschlauch gegen ungewollte Kontakte mit dem Silo abgeschirmt. Während der Versuche wurde die Länge der Schleifdrähte 2 und 3 verändert sowie der Durchmesser des Druckluftschlauches. An die Schaltung wurde eine Spannung von 0,852 V angelegt, was einen Strom von 243 mA in den Widerstandsdrähten induzierte. Diese Werte wurden mit Volt- und Amperé-Meter bestimmt.

Die Staubvorratsbehälter und der Zünder wurden vorbereitet und am vorgesehenen Platz am bzw. im Silo montiert. Abschließend wurden die Leitungen aller zu messenden Signale auf den Transientenrekorder gegeben und der Kontakt zum Zünder hergestellt. Die Versuchsbedingungen und -parameter sind in Tabelle 3.6 zusammengestellt.

Nr.	d_b [mm]	A_E [m ²]	Staub	K_{St}^* [bar·m/s]	c [g/m ³]	t_V [s]	n_S
1	8	0,5	Maisstärke	100	1000	1,3	10
2	10	0,5	Maisstärke	100	1000	1,3	8
3	14	0,5	Maisstärke	100	1000	1,3	6
Nr.	$L_{1,4}$ [m]	$L_{2,3}$ [m]	D_S [mm]	Datum	T [°C]	p [mbar]	F [%]
1	2	2	3	18. 09. 2002	14	958	44
2	2	3	5	19. 09. 2002	14	958	44
3	2	3	5	19. 09. 2002	14	958	44

Tabelle 3.6: Umweltbedingungen und Versuchsparameter bei der Prüfung der Entlastungsklappen mit unterschiedlichen Bügelstärken. Es stehen n_S für die Dübelanzahl, D_S für den Durchmesser des Luftdruckschlauches, L_i für die Länge der Schleifdrähte und d_b für die Bügelstärke.



Abbildung 3.9: Zwei der insgesamt vier Schleifkontakte zusammen mit der zugehörigen Elektronik kurz vor dem Versuch.

3.3.6 Versuchsergebnisse

Bei allen drei Versuchen funktionierten die Klappen einwandfrei und hielten der auftretenden Belastung stand. Die Verbiegung der Bügel nahm mit zunehmender Bügelstärke ab, was zu erwarten war. Während die 8 mm starken Bügel eine sehr starke Biegung (Winkel δ) zeigten, verbogen sich die Bügel mit 14 mm Stärke kaum. Die Klappe mit 8 mm-Bügel schlug auf dem Siloboden an und verbog sich dabei leicht. Sie ließ sich nach dem Versuch nicht mehr korrekt schließen. Die Abbildungen 3.10 und 3.11 vermitteln einen Eindruck über die Stärke der Bügeldeformation.

Die gemessenen, relativ hohen reduzierten Überdrücke sind in erster Linie auf die aufgetretenen hohen dynamischen Ansprechdrücke zurückzuführen. Diese Ansprechdrücke lagen durchweg über denen, die bei den Versuchen zur Einstellung des statischen Ansprechdrucks ermittelt wurden (Abschnitt 3.3.2). Trotz Reduzierung der Dübel- und Schraubenanzahl von 10 über 8 auf schließlich 6 war der dynamische Ansprechdruck deutlich höher als 0,1 bar.

Die Messdaten, die die Schleifkontakte lieferten, sind stark mit Störsignalen überlagert. Außerdem war bei den Versuchen versehentlich eine Strombegrenzung an der Spannungsquelle für die Drähte eingestellt, so dass die in Abschnitt 3.3.3 angestellten Überlegungen zur Bestimmung der Klappenbewegung über der Zeit nicht ohne Weiteres gelten. Mit einigem Aufwand (Modellrechnung, Kurvenglättung) konnten die Daten dennoch, zumindest teilweise, nutzbar gemacht werden.

In Tabelle 3.7 sind die Ergebnisse der Versuche zusammenfassend dargestellt.



Abbildung 3.10: Die Klappe mit 8 mm-Bügeln nach der Fertigung (oben, links) und nach dem Versuch. Im Bild unten ist die starke Deformation der 8 mm-Bügel durch die Dissipation der Klappenbewegungsenergie deutlich zu erkennen.



Abbildung 3.11: Die Bügel mit 8 mm (links, oben) und 10 mm (rechts, oben) Stärke nach den Versuchen. Unten sind die 14 mm starken Bügel kurz nach dem Versuch zu sehen. Diese Bügel sind kaum verbogen worden.

Nr.	d_b [mm]	p_{red} [bar]	p_{dyn} [bar]	S_1 [cm]	S_2 [cm]	S_3 [cm]
1	8	0,49	0,2	75	> 200	> 200
2	10	0,59	0,3	73	gerissen	gerissen
3	14	0,37	0,18	63	190	169
Nr.	S_4 [cm]	ΔU_1 [V]	ΔU_2 [V]	ΔU_3 [V]	ΔU_4 [V]	δ [°]
1	75	0,102	-0,11	-0,11	0,109	25
2	73	0,116	-0,11	-0,11	0,104	22
3	68	0,02	-0,022	-0,016	0,018	10

Tabelle 3.7: Ergebnisse der Versuche Nr. 1, 2 und 3, d. h. Tests der Klappen mit den Bügeln der Stärke 8 mm, 10 mm und 14 mm. Gelistet sind der reduzierte Überdruck p , der dynamische Ansprechdruck p_{dyn} , die Längen Weg 1 bis 4, die die Widerstandsdrähte 1 bis 4 durch die Schleifkontakte gezogen wurden sowie den Biegewinkel δ der Bügel.

3.3.7 Versuchsauswertung

Um Entlastungsklappen dieser Bauart zukünftig dimensionieren zu können, ist die Energiebilanz der durchgeführten Versuche von besonderem Interesse. Um die Energiebilanz aufstellen zu können, wird die Rotationsgeschwindigkeit der Klappe zum Zeitpunkt des Anschlags der Bügel an die Biegewalze (Abbildung B.1) sowie die Stärke der Bügelbiegung benötigt. Der Anschlag der Bügel an die Biegewalze geschieht bei einem Klappenöffnungswinkel von circa 70°.

3.3.7.1 Bestimmung der Klappengeschwindigkeit und -energie

Wie schon in Abschnitt 3.3.6 erwähnt, sind die Messdaten, die die Schleifkontakte lieferten, nur bedingt zu gebrauchen. Dadurch, dass versehentlich eine Strombegrenzung eingeschaltet war, sind die Ströme durch die Schleifdrähte voneinander abhängig. Deshalb kann die Klappenbewegung nur mit Hilfe einer Modellrechnung abgeleitet werden. Wenn Verbiegungen und Schwingungen des Klappe/Bügel-Systems vernachlässigt werden, dann hängen die gemessenen Spannungen U_i mit der Länge S_i der durch die Schleifer gezogenen Drähte wie folgt zusammen:

$$U_i = \frac{I_g}{R_{\text{ref}} + S_i \cdot \Psi \cdot (2 \cdot R_g)^{-1}} = \frac{0,224}{2,08 + S_i \cdot 0,975 \cdot (2 \cdot R_g)^{-1}} \quad (3.16)$$

mit

$$R_g = \left(\frac{2}{R_{\text{ref}} + S_{2,3} \cdot \Psi} + \frac{2}{R_{\text{ref}} + S_{1,4} \cdot \Psi} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

und

$$S_{1,4} = \sqrt{(0,27 - 0,22 \cdot \cos \varphi)^2 + 0,01 + (0,07 - 0,22 \cdot \cos \varphi)^2} - 0,125$$

$$S_{1,2} = \sqrt{(1,070 - 0,972 \cdot \cos \varphi)^2 + (0,07 - 0,972 \cdot \cos \varphi)^2} - 0,1 \quad (3.18)$$

In (3.16) bedeutet $I_g = 0,224$ A den Strom durch den Gesamtwiderstand R_g der Schaltung in Abbildung 3.5. Durch die eingeschaltete Strombegrenzung wächst die Spannung bei steigendem Widerstand, so dass I_g konstant bleibt. Der Widerstand des Kanals in der Schaltung ist die Summe aus dem betreffenden Referenzwiderstand und dem Widerstandsdraht der Länge S_i . Der Kehrwert des Gesamtwiderstands ist die Summe der Kehrwerte der Kanalwiderstände, wie man (3.17) entnimmt. Die Abhängigkeit der Widerstandsdrahtlängen S_i vom Öffnungswinkel der Klappe φ zeigt Gleichung (3.18). In Abbildung 3.12 sind die geometrischen Verhältnisse von Klappe und Schleifkontakten gezeigt. Die Vermaßungen aus der Abbildung finden sich in (3.18) wieder.

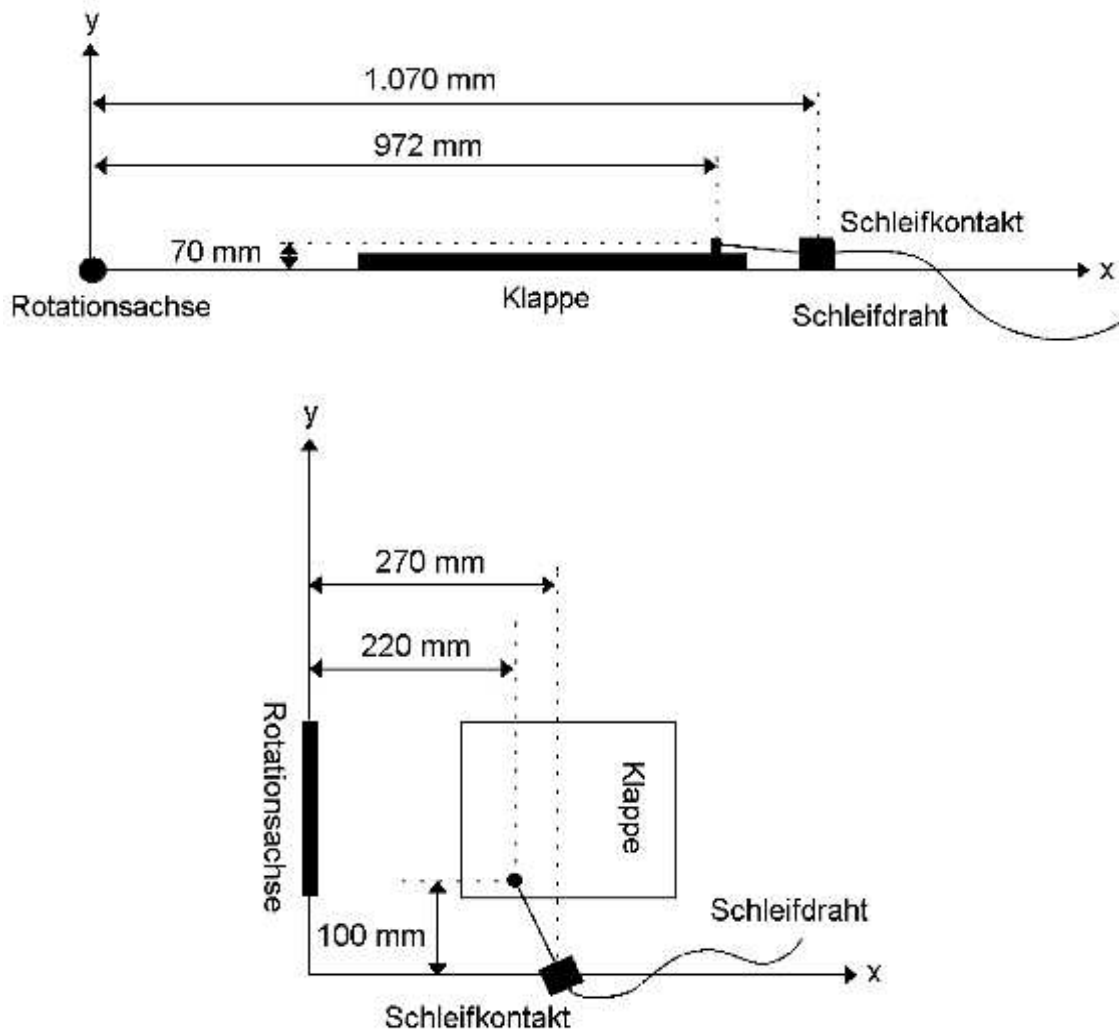


Abbildung 3.12: Nicht maßstabsgetreue Skizze zu den geometrischen Verhältnissen der Schleifkontakte S_2 , S_3 (oben) und S_1, S_4 (unten) und der Druckentlastungsklappe.

Für die numerische Lösung von Gleichung (3.16) wurde ein Rechnerprogramm geschrieben. Das Ergebnis der Rechnung wurde grafisch in Abbildung 3.13 dargestellt. Die Punkte der in Abbildung 3.13 dargestellten Funktionen wurden reziprok in ein spezielles Programm für Regressionsrechnungen eingelesen und Funktionsgleichungen berechnet. Mit Hilfe dieser Abhängigkeiten des Klappenöffnungswinkels von den Drahtlängen $S_{1,4}$ und $S_{2,3}$ konnte die Klappenbewegung - zumindest näherungsweise- rekonstruiert werden.

Die an den Referenzwiderständen gemessenen Spannungsverläufe wurden geglättet und Messpunktausreißer entfernt. Regressionsrechnungen lieferten Gleichungen, die die Spannungsverläufe ohne Störsignale beschreiben. Diese Spannungsverläufe, eingesetzt in die Gleichungen zur Beschreibung der reziproken Graphen aus Abbildung 3.13, ergaben den Klappenöffnungswinkel über der Zeit. In der umseitigen Abbildung 3.14 ist das Ergebnis der beschriebenen Arbeitsschritte zu sehen. Die ermittelte Öffnungsdauer der Klappe variiert zwischen 40 ms und 140 ms. Diese große Streuung spiegelt die Ungenauigkeit wider, die durch die Störsignale und durch die notwendig gewordene Modellrechnung bedingt ist. Als Mittelwert für die Klappenöffnungsdauer ergeben sich rund 100 ms, was sich mit den Vorhersagen deckt, die mit Hilfe des Programmmoduls SIMEK von ExProtect ermittelt wurden (siehe dazu auch Abbildung 3.3).

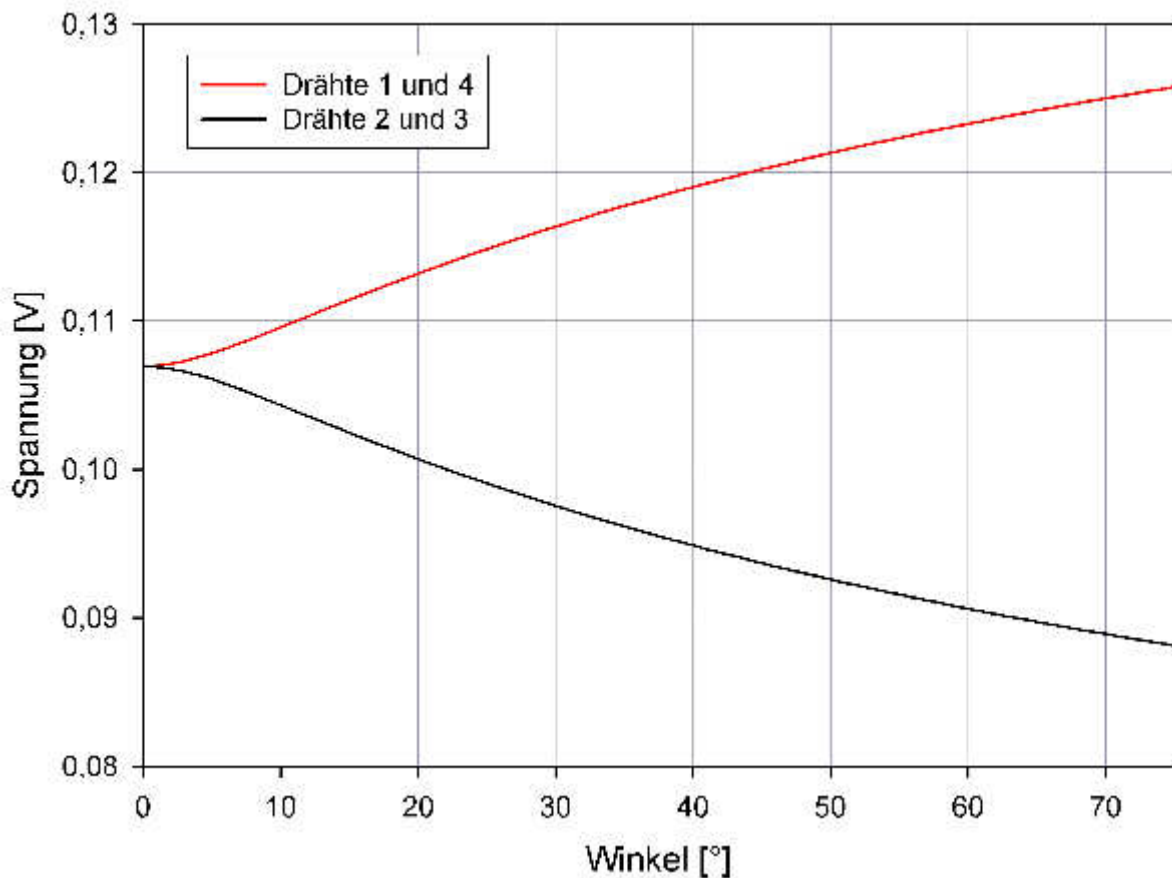


Abbildung 3.13: Spannungen an den Referenzwiderständen der Kanäle 1 und 4 sowie 2 und 3 als Funktion vom Klappenöffnungswinkel φ .

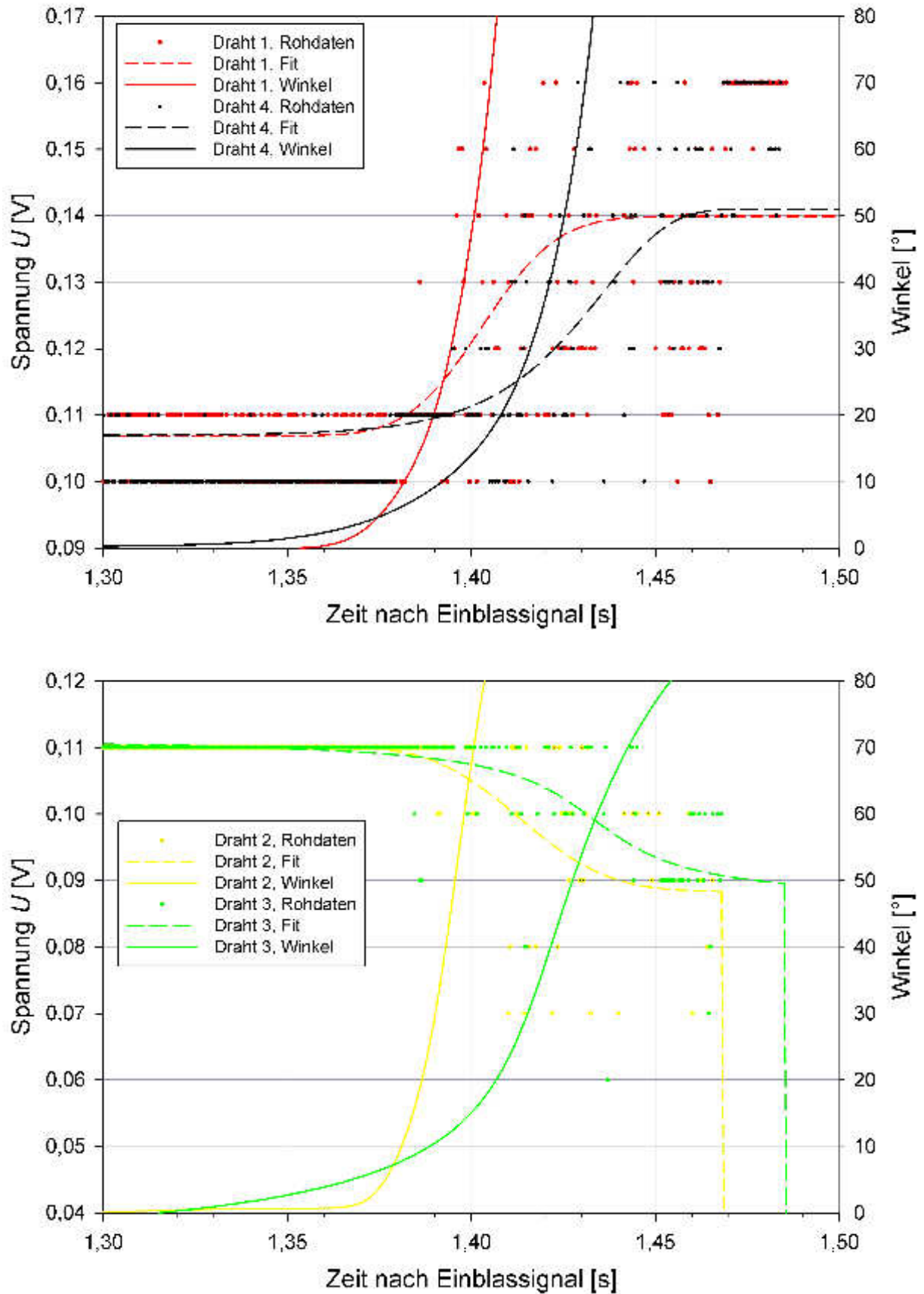


Abbildung 3.14: Ableitung des Klappenwinkels über der Zeit aus den Messwerten der Schleifkontakte bei Versuch 1.

Mit Hilfe der aus den Messdaten ermittelten Klappenwinkel als Funktion der Zeit kann die Klappenwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ für jeden Zeitpunkt während der Klappenöffnungsphase bestimmt werden. Aus den Winkelgeschwindigkeiten und den Klappenträgheitsmomenten (Tabelle 3.4) ergeben sich dann die Rotationsenergien der Klappen aus

$$E_{\text{rot}} = \frac{\Theta_K}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (3.19)$$

zu den in der Tabelle 3.8 aufgelisteten Werten. Da beim Öffnungswinkel von etwa $\varphi = 70^\circ$ die Klappenbügel an die Biegewalze anschlagen, gelten die Werte aus Tabelle 3.8 für diesen Klappenöffnungswinkel.

Nr.	d_b [mm]	$\dot{\varphi}(70^\circ)$ [rad/s]	$E_{\text{rot}}(70^\circ)$ [kJ]
1	8	24,5	3,568
2	10	25,4	3,957
3	14	24,0	3,652

Tabelle 3.8: Klappenwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}(70^\circ)$ und -rotationenergie $E_{\text{rot}}(70^\circ)$ bei der Winkelstellung von $\varphi = 70^\circ$.

3.3.7.2 Bestimmung der Deformationsenergie der Bügel

Die im vorhergehenden Abschnitt 3.3.7.1 bestimmten und in Tabelle 3.8 zusammengestellten Klappenrotationsenergien müssen durch Deformation der Klappenbügel dissipiert werden, damit die Konstruktion wunschgemäß funktioniert. In diesem Abschnitt soll nun geprüft werden, ob dies gegeben ist. Dazu werden Pausen der verbogenen Bügel herangezogen. Diese Pausen wurden unmittelbar nach den Versuchen hergestellt. Im Folgenden wird nun mit theoretischen Mitteln die Energie berechnet, die zu der Verbiegung führt, wie sie in Abbildung 3.15 dargestellt ist.

3.3.7.2.1 Theorie der Bügelbiegung

Um die Verbiegung der Bügel zu berechnen, wird die Theorie von Bernoulli verwendet. Bei der Theorie von Bernoulli wird angenommen, dass Schnitte, die im unverbogenen Balken senkrecht zur Mittellinie liegen, auch im verbogenen Balken senkrecht zur Mittellinie liegen. Zusätzlich gilt, dass ebene Schnitte im unverbogenen Balken eben im verbogenen Zustand bleiben. Kommt es zur Biegung wie in Abbildung 3.16, so werden Volumenelemente unter der Mittellinie gestreckt, während Volumenelemente über der Mittellinie gestaucht werden. Unterteilt man nun den Balken in viele Volumenelemente, so kann die Biegung des gesamten Balkens durch die linearen Deformationen seiner Volumenelemente beschrieben werden. Im Folgenden wird die lineare Deformation eines solchen quaderförmigen Volumenelementes betrachtet. Das Volumenelement soll von der Länge l_0 auf die Länge l_e gebracht werden (Abbildung 3.17).

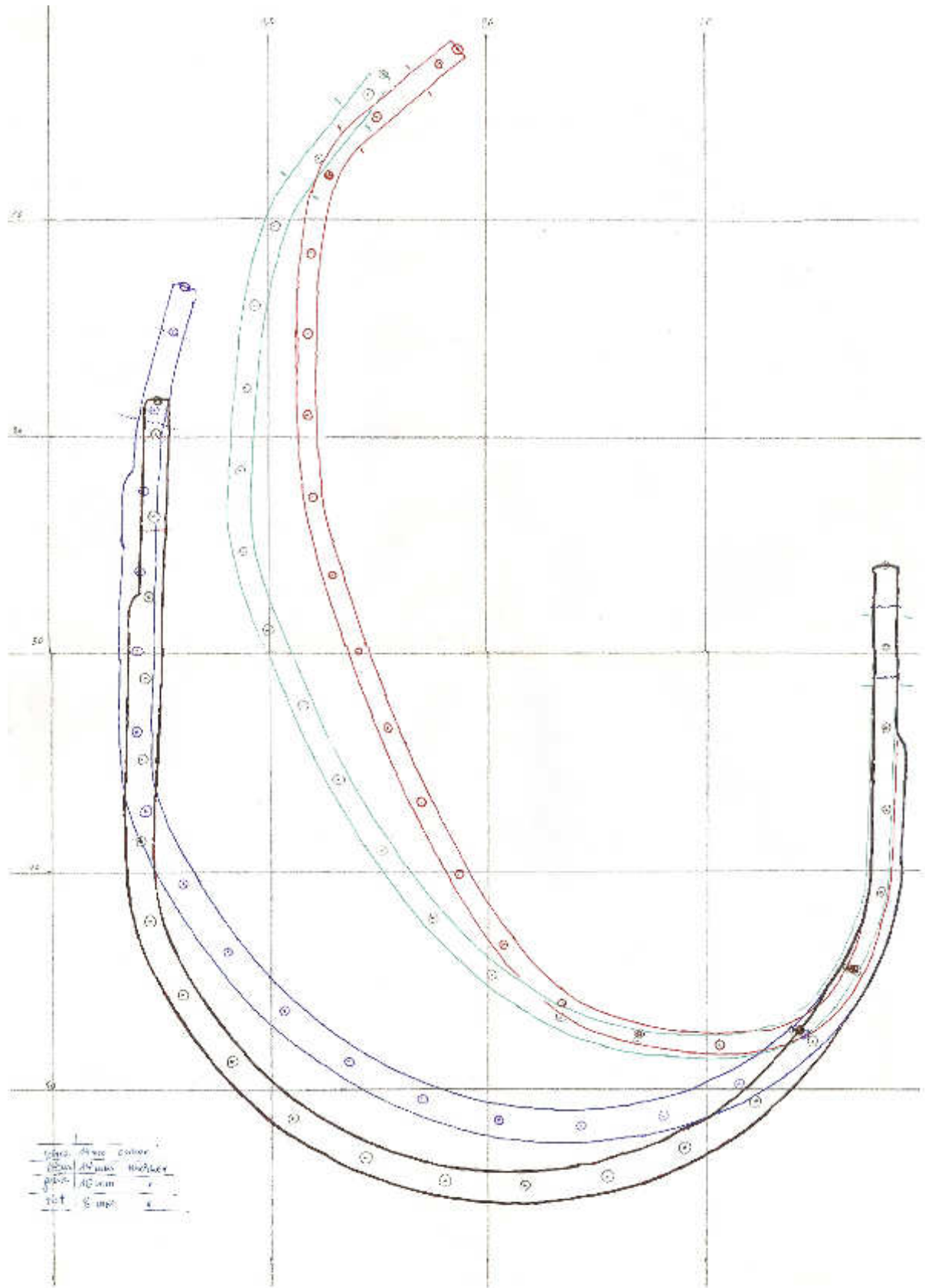


Abbildung 3.15: Pausen der Klappenbügel vor und nach den Versuchen (rot = 8 mm-Bügel, grün = 10 mm-Bügel, blau = 14 mm-Bügel, schwarz = Bügel vor dem Versuch).

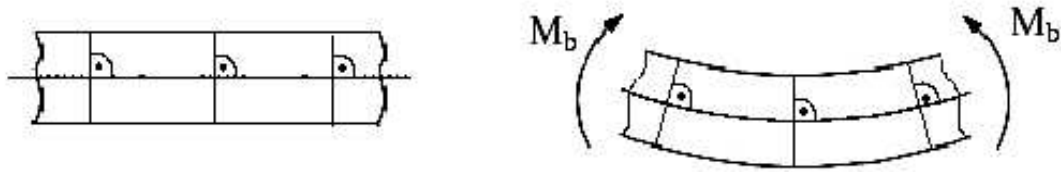


Abbildung 3.16: Skizze zur Theorie der Biegung von Bernoulli.

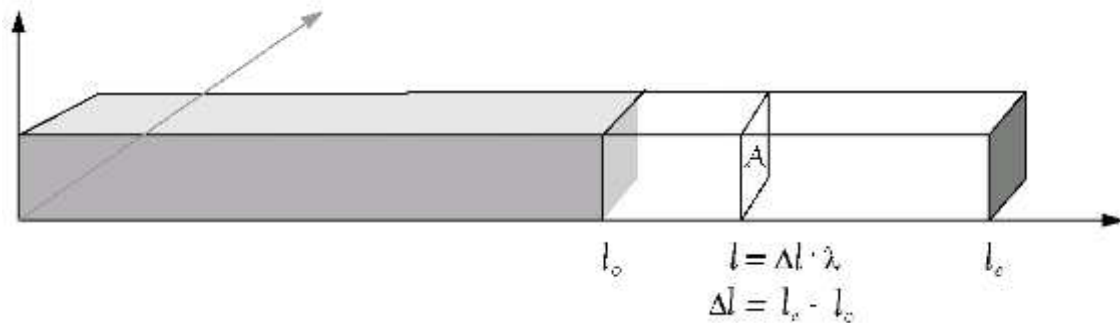


Abbildung 3.17: Längendehnung an einem quaderförmigen Volumenelement.

Schreibt man die momentane Länge $l(\lambda)$ als

$$l(\lambda) = l_0 + \lambda \cdot (l_e - l_0) \quad \text{mit} \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad (3.20)$$

dann ergibt sich für die Dehnung ε der Ausdruck

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{l(\lambda) - l_0}{l_0} = \frac{l_0 + \lambda \cdot (l_e - l_0) - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l \cdot \lambda}{l_0} \quad \text{mit} \quad \Delta l = l_e - l_0 \quad (3.21)$$

Ab einem bestimmten λ_{plast} , dessen Größe zwischen 0 und 1 liegt, geht die elastische Deformation in eine plastische Deformation über. Mit diesem λ_{plast} ist eine bestimmte Spannung σ_e im Material verknüpft.

Bei elastischer Deformation gilt für die Spannung σ das Hook'sche Gesetz

$$\sigma \lambda = E \cdot \varepsilon(\lambda) = E \cdot \frac{\Delta l \cdot \lambda}{l_0} \quad (3.22)$$

mit E als Elastizitätsmodul des Materials. Am Übergang von elastischer zu plastischer Deformation gilt dann

$$\sigma(\lambda_{\text{plast}}) = E \cdot \frac{\Delta l \cdot \lambda_{\text{plast}}}{l_0} = \sigma_e \quad (3.23)$$

mit σ_e als Streckgrenze des Materials. Daraus folgt

$$\lambda_{\text{plast}} = \frac{\sigma_e \cdot l_0}{E \cdot \Delta l} \quad (3.24)$$

Die Spannung σ im Material erhält dann die Form

$$\sigma = \begin{cases} E \cdot \frac{\Delta l \cdot \lambda}{l_0} & \text{für } \lambda \leq \lambda_{\text{plast}} \quad (\text{elastischer Fall}) \\ \sigma_e & \text{für } \lambda > \lambda_{\text{plast}} \quad (\text{inelastischer Fall}) \end{cases} \quad (3.25)$$

Die Deformationsenergie ergibt sich aus dem Integral über die Dehnungsstrecke

$$W = \int_{l_0}^{l_e} F dl = \int_{l_0}^{l_e} \sigma(l) \cdot A dl = \int_0^1 \sigma(\lambda) \cdot A \frac{dl}{d\lambda} d\lambda = \Delta l \cdot A \cdot \int_0^1 \sigma(\lambda) d\lambda \quad (3.26)$$

Für den rein elastischen Fall gilt

$$W_{\text{el}} = \Delta l \cdot A \cdot \int_0^1 E \cdot \frac{\Delta l \cdot \lambda}{l_0} d\lambda = \frac{\Delta l^2 \cdot A \cdot E}{l_0} \int_0^1 \lambda d\lambda = \frac{\Delta l^2 \cdot A \cdot E}{2 \cdot l_0} \quad (3.27)$$

Für den inelastischen Fall, also wenn zur elastischen Deformation eine bleibende Deformation hinzu kommt, gilt

$$W_{\text{pl}} = \Delta l \cdot A \cdot \left(\int_0^{\lambda_{\text{plast}}} E \cdot \frac{\Delta l \cdot \lambda}{l_0} d\lambda + \int_{\lambda_{\text{plast}}}^1 \sigma_e d\lambda \right) \quad (3.28)$$

Integrieren und Vereinfachen sowie Einsetzen von (3.24) in (3.28) liefert

$$W_{\text{pl}} = \frac{A \cdot \sigma_e}{2 \cdot E} \cdot \left(2 \cdot E \cdot \Delta l - \sigma_e \cdot l_0 \right) \quad (3.29)$$

3.3.7.2.2 Anwendung auf die Bügel

Der unverbogene und der verbogene Bügel werden entlang ihrer Mittellinie in i Abschnitte unterteilt (Abbildung 3.18, links). Die einzelnen Abschnitte müssen nicht alle die gleiche Länge haben, jedoch müssen sich entsprechende Abschnitte die gleiche Länge haben. Die Abschnitte werden nun, unter Beachtung der Bernoulli'schen Theorie, in k Schichten (Abbildung 3.18, rechts) unterteilt. Dadurch erhält man $i \cdot k$ Zellen, für die man eine Längenänderung $\Delta l = l - l_0$ bestimmen kann. Nach den Betrachtung im vorigen Abschnitt 3.3.7.2.1 kann sie in die Deformationsenergie überführt werden durch

$$W_{i,k} = \begin{cases} \frac{\Delta l^2 \cdot A \cdot E}{2 \cdot l_0} & \text{elastischer Fall bzw. } \frac{\sigma_e \cdot l_0}{E \cdot \Delta l} \geq 1 \\ \frac{A \cdot \sigma_e}{2 \cdot E} \cdot \left(2 \cdot E \cdot \Delta l - \sigma_e \cdot l_0 \right) & \text{inelastischer Fall bzw. } \frac{\sigma_e \cdot l_0}{E \cdot \Delta l} < 1 \end{cases} \quad (3.30)$$

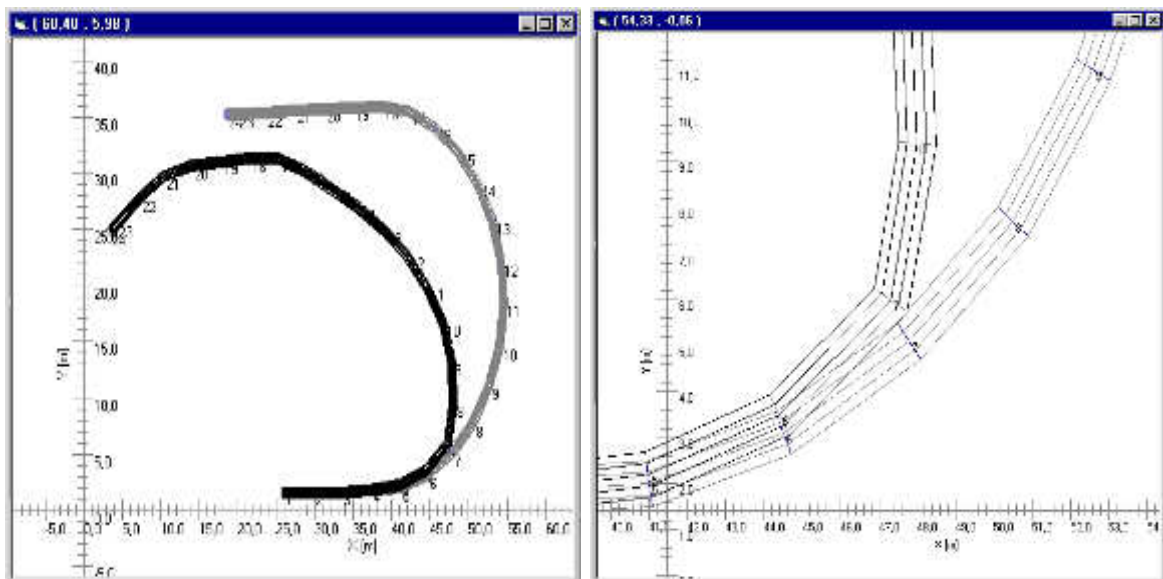


Abbildung 3.18: Unterteilung eines Bügels in $i = 24$ Abschnitte und $k = 4$ Schichten pro Segment.

Die Summation über alle Deformationsenergien $W_{i,k}$ der einzelnen Zellen liefert die gesamte Biegearbeit W an einem Bügel.

$$W = \sum_{i,k} W_{i,k} \quad (3.31)$$

Um die Rechnungen gemäß (3.31) durchzuführen, wurde das Programm BiegBugel (Abbildung 3.19) entwickelt. Das Programm erwartet als Eingangsparameter die Geometrie des Bügels vor und nach der Deformation sowie die Streckgrenze σ_e und das Elastizitätsmodul E . Die Bügelform wird über eine Reihe von Vektoren dargestellt, die den Verlauf der Bügelachse beschreiben. Um eine optische Kontrolle über die eingegebene Bügelgeometrie zu haben, wird in einem zweiten Fenster eine Grafik mit den notwendigen Beschriftungen ausgegeben. Für den Fall, dass sich entsprechende

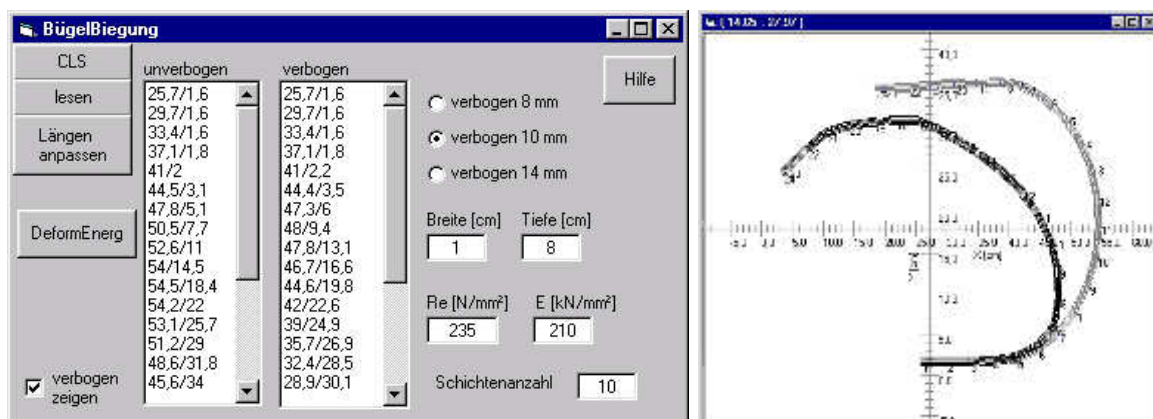


Abbildung 3.19: Haupt- und Grafikenster des Programms BiegBugel.

Bügelabschnitte nicht die gleiche Länge haben, kann durch den Knopf „Längen anpassen“ die Einteilung der Abschnitte des verbogenen Bügels an die Einteilung des unverbogenen Bügels angepasst werden. Der Knopf „DeformEnerg“ startet die Berechnung der Deformationsenergie.

Um die Konvergenz des Verfahrens zu überprüfen, wurden Ergebnisse für Schichtanzahlen von $k = 100$ bis $k = 800$ berechnet. Dabei zeigte sich, dass bei kleiner werdender Schichtenanzahl die Deformationsenergie systematisch größer wird. Erst ab einer Schichtanzahl von etwa $k \geq 200$ kann mit realistischen Ergebnissen gerechnet werden. Die Abschätzung der Energien, die in die plastische Deformation der Bügel übergingen, sind in Tabelle 3.9 zusammengestellt.

Schichtanzahl k	berechnete Deformationsenergie W [kJ]		
	Bügelstärke 8 mm	Bügelstärke 10 mm	Bügelstärke 14 mm
100	1,558	1,710	1,420
200	1,550	1,702	1,412
400	1,546	1,698	1,408
800	1,544	1,694	1,406

Tabelle 3.9: Mit dem Programm Biegbügel berechnete Energien für die inelastische Deformation von je 2 Bügeln.

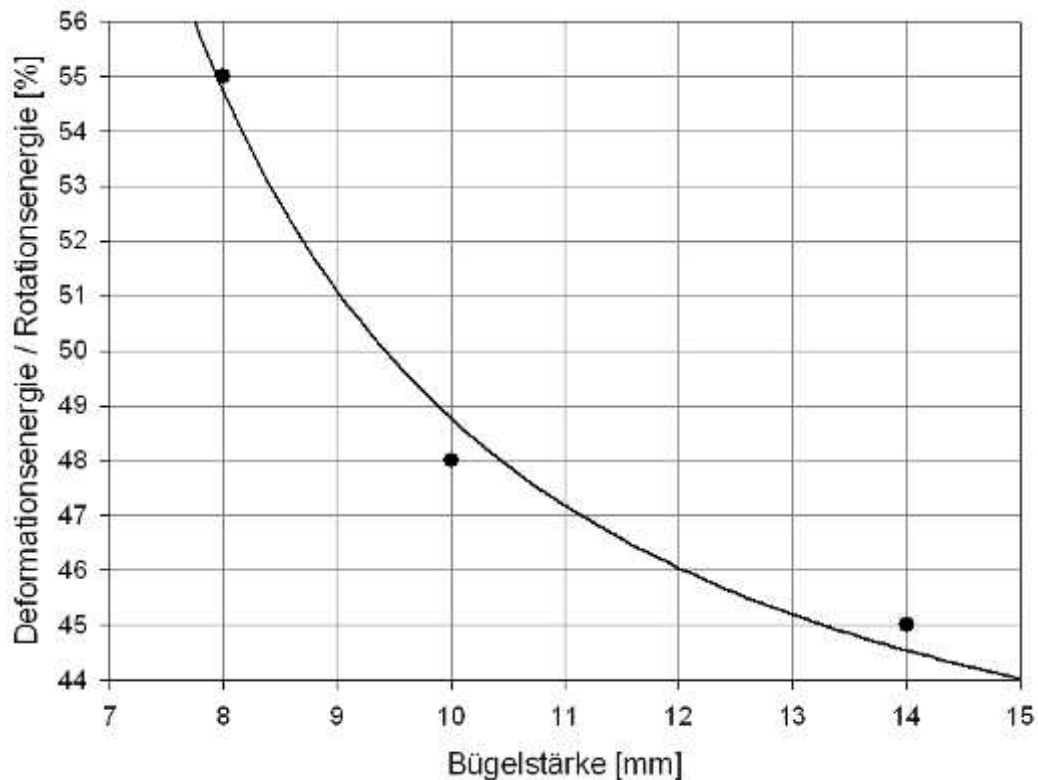
Vergleicht man die Energiewerte aus den Tabellen 3.8 und 3.9 so fällt auf, dass die berechneten Deformationsenergien nur etwa 45 % derjenigen betragen, die mit Hilfe der Experimente bestimmt wurden. Dies hat folgende Gründe:

1. Da durch die Pausen in Abbildung 3.15 nur die inelastische Deformation erfasst wurde, bleibt der Energieanteil, der elastisch in den Bügeln gespeichert war und im Experiment zum Wiederschlagen der Klappe führte, unberücksichtigt. Der Energieanteil der elastischen Verformung wächst mit zunehmender Bügelstärke.
2. Bei den Experimenten mit den kleinen Bügelstärken (8 mm und 10 mm) konnte man eine harte Kollision der Klappe mit der Silodecke beobachten. Ein Teil der Klappenrotationsenergie ging dabei durch inelastische Deformation der Klappe selbst (Abbildung 3.10, rechts oben) und der Silodecke verloren. Die Bügel hätten sich also bei Abwesenheit der Silodecke weiter gebogen als in Abbildung 3.15 zu sehen ist. Dies hätte zu höheren berechneten Energiewerten geführt.

Die Energie, die in die inelastische Deformation der Klappe floss, wurde ebenfalls mit dem Programm Biegbügel abgeschätzt. Es ergaben sich die Werte in Tabelle 3.10. Die relativen Anteile der Rotationsenergien, die in die inelastische Deformation geflossen sind, sind in Abbildung 3.20 über der Bügelstärke aufgetragen. Es zeigt sich, dass die inelastische Deformation bzw. der dadurch aufgezehrte Anteil an der Rotationsenergie der Klappe mit zunehmender Bügelstärke geringer wird. Dies sollte man auch erwarten.

Bügelstärke [mm]	berechnete Deformationsenergie W [kJ]		
	beide Bügel	Klappe	gesamt
8	1,544	0,442	1,986
10	1,694	0,226	1,920
14	1,406	0,250	1,656

Tabelle 3.10: Berechnete Energien für die inelastische Deformation von je 2 Bügeln.

Abbildung 3.20: Relativer Anteil der Rotationsenergie der Klappe, die in inelastische Deformation überging als Funktion der Bügelstärke. Fitfunktion: $y = 1/(a + b \cdot x^{-2})$.

3.4 Diskussion

Die Experimente mit der Bügelklappe haben gezeigt, dass die Konstruktion einwandfrei und zuverlässig funktioniert.

Zur Dimensionierung der Bügel kann das Programm BiegBugel herangezogen werden. Die Bügelstärke muss dabei mindestens so groß gewählt werden, dass sich bei einer Verbiegung der Bügel die Klappe bis maximal kurz vor den Anschlag der Klappe auf das Silodach bewegt. Die so berechneten Energiewerte müssen größer oder gleich der Klappenrotationsenergie sein, die mit Hilfe des Programmes ExProtect für das Einsatzszenario der Klappe ermittelt werden.

Im Rahmen der durchgeführten Versuche konnte kein zufrieden stellender Verschluss für die Klappen gefunden werden. Dieses Problem wird in Kapitel 6 behandelt.

Kapitel 4

Geführte Stahlplatte verschlossen mit Blechlaschen

Generiert durch das ungelöste Problem, keinen robusten und preisgünstigen Verschluss für Druckentlastungsklappen zur Verfügung zu haben, der einen reproduzierbaren und niedrigen Ansprechdruck realisieren kann, wurden weitere Konstruktionen für Druckentlastungsklappen erdacht. Dabei wurde zunächst die Idee aus Kapitel 2 wieder aufgegriffen und die Befestigung der Druckentlastungsklappe variiert (Abbildung 4.2).

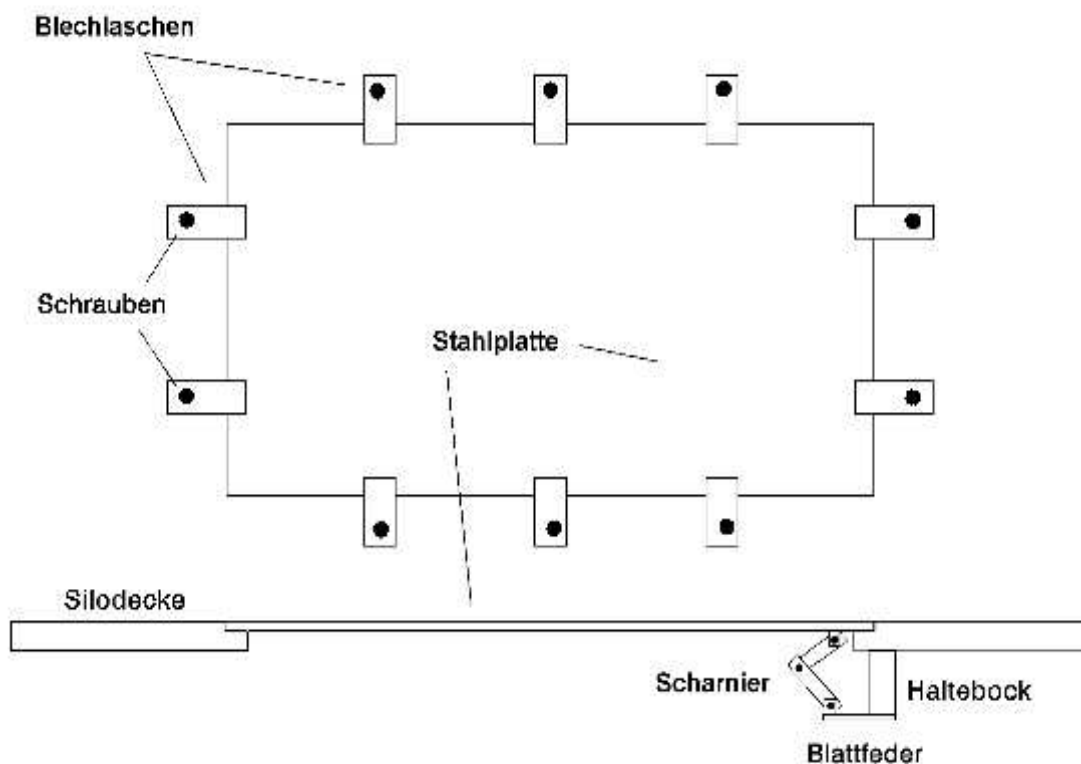


Abbildung 4.1: Skizze einer Klappenkonstruktion, die aus einer Stahlplatte besteht, welche mit Blechlaschen verschlossen ist. Im Entlastungsfall sollen sich die Blechlaschen aufbiegen und die Stahlplatte freigeben.

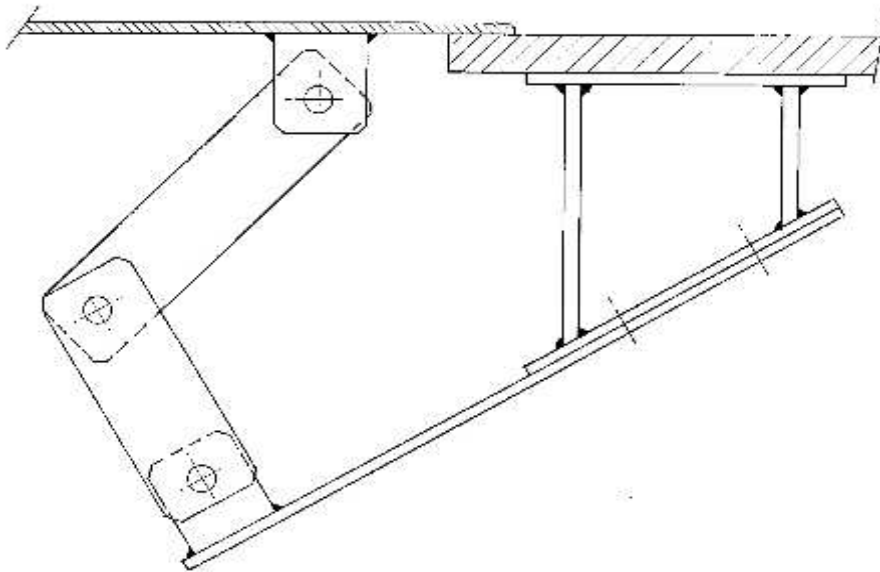


Abbildung 4.2: Die Klappe ist mit einer zweigliedrigen Kette über eine Blattfeder am Silodach befestigt (unten).

Die neue Idee betrifft den Klappenverschluss. Dieser sollte nicht durch Schrauben verwirklicht werden, sondern mit Hilfe von Blechlaschen, die sich im Entlastungsfall aufbiegen und die Klappe freigeben. In Abbildung 4.1 ist eine Skizze zu dieser Klappenkonstruktion zu sehen.

Diese Konstruktion wurde nie verwirklicht bzw. auf dem Versuchsfeld in Kappelrodeck getestet. Der Grund dafür war, dass im Vorfeld die Führung bzw. Befestigung der Stahlplatte am Silo über die Kettenglieder in ihrer Funktionstüchtigkeit stark angezweifelt wurde. Die Idee der Blechlaschen wurde deshalb mit der im nachfolgenden Kapitel 5 beschriebenen Klappenkonstruktion realisiert.

Kapitel 5

Druckentlastungsklappe auf Gitterrost

Mehr oder weniger gleichzeitig mit der Konstruktionsidee aus dem vorherigen Kapitel kam der Gedanke auf, eine sehr einfache und robuste Druckentlastungsklappe realisieren zu können, indem man ein dünnes Blech auf einen stabilen Gitterrost legt und einseitig fest verschraubt. Verschlossen werden sollte das Blech mit Blechlaschen. Im Entlastungsfall soll sich das Blech aus den Laschen heraus biegen und die Druckentlastungsöffnung freigeben. Man versprach sich von dieser Konstruktionsidee eine hohe Klappenentlastungsfähigkeit, große Stabilität und eine sehr preiswerte und einfache Herstellung.

5.1 Mechanischer Aufbau

Auf einen quadratischen Rahmen aus U-Stahlprofil wird einseitig ein Blech mit 2 mm Stärke angeschraubt. Innerhalb des Stahlrahmens befindet sich ein massives Stahlgitter, welches aus sich kreuzenden Stahlplatten von 5 mm Stärke besteht. Die Kantenlänge der Gitterzellen beträgt 100 mm. Dort, wo das Blech aufliegt, sind Gummileisten aufgeklebt, um die Klappenkonstruktion abzudichten. Verschlossen gehalten wird das Blech, neben der einseitigen Verschraubung, durch spezielle Blechlaschen, welche die übrigen drei Seiten des Bleches an die Gummileisten pressen. Die Blechlaschen sind mit Schrauben am Stahlrahmen befestigt. Eine technische Zeichnung dieser Konstruktion findet sich in Abbildung B.6 im Anhang B (Abschnitt B.3).

5.2 Experimentelle Prüfung der Entlastungsklappe

5.2.1 Versuchsaufbau

Ein Gitterrost wurde gemäß Abbildung B.6 aufgebaut und auf den liegenden 1 m³-Behälter des Versuchsgeländes in Kappelrodeck montiert. Es wurden drei Druckentlastungsklappen hergestellt mit den Blechstärken 1,0 mm, 1,2 mm und 1,5 mm. Auch die



Abbildung 5.1: Links: Gitterrahmen mit montiertem Entlastungsblech sowie zwei Haltetaschen. Rechts: Fertig vorbereiteter Gitterrahmen kurz vor der Montage auf den 1 m³-Behälter, der im Hintergrund (oberer Bildrand) zu sehen ist.

Haltetaschen wurden mit verschiedenen Stärken gefertigt. Mit Hilfe einer Stahlschiene und sieben Schrauben wurde je ein Entlastungsblech einseitig auf dem Gitterrahmen fest eingespannt. Die übrigen drei Seiten des Bleches wurden mit Haltetaschen verschlossen. In Abbildung 5.1 ist der im Aufbau befindliche Versuch zu sehen.

5.2.2 Versuchsdurchführung

Im ersten Versuch einer nachfolgenden Versuchsreihe wurde das 1 mm starke Blech auf dem Gitterrahmen montiert und mit sechs Haltetaschen von 0,5 mm Stärke verschlossen. Im Versuchsbehälter wurde durch Einblasen von Maisstärke ($K_{St} \approx 190 \text{ bar}\cdot\text{m/s}$) eine Staubkonzentration von $c = 750 \text{ g/cm}^3$ eingestellt. Mit einer Zündverzögerungszeit von $t_V = 0,6 \text{ s}$ wurde das Gemisch durch einen chemischen Zünder (10 kJ) zur Explosion gebracht. Einblas-, Zünd- und Drucksignal wurden mit einem Transientenrekorder erfasst und später auf einem Rechner gesichert.

In Tabelle 5.1 sind die Parameter aller sieben durchgeführten Versuche gezeigt.

5.2.3 Versuchsergebnisse

Beim ersten Versuch öffnete das Entlastungsblech bei sehr kleinem dynamischen Ansprechdruck. Der Brennstoff wurde größtenteils unverbrannt aus dem Behälter ausgetragen bevor eine Explosion in Gang kam. Die Druckkurve in Abbildung A.3 im Anhang A.2 zeigt dies deutlich. Im Folgeversuch wurden deshalb zweilagige Haltetaschen benutzt. Das Ergebnis war ähnlich. So wurde von Versuch zu Versuch die Stabilität und die

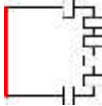
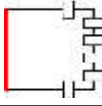
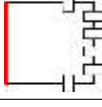
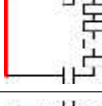
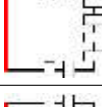
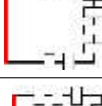
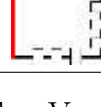
Versuch	Laschenlagen	Laschenstärke [mm]	Blechstärke [mm]	Anordnung
1	1	0,5	1,0	6 
2	2	1,0 (2 × 0,5)	1,0	6 
3	4	2,0 (4 × 0,5)	1,0	6 
4	1	3,0	1,0	6 
5	1	3,0	1,0	8 
6	1	3,0	1,5	8 
7	1	3,0	1,5	10 

Tabelle 5.1: Konfiguration der Haltelaschen und Blechstärke bei den Versuchen Nr. 1 bis Nr. 7. Die rote Seite markiert die fest verschraubte Klappenseite.

Versuch	1	2	3	4	5	6
p_{dyn} [bar]	0,027	0,032	0,039	0,06	0,09*	$0,1 \leq p_{\text{dyn}} \leq 0,17^*$
p_{red} [bar]	0,03	0,034	0,04	0,132	0,14	0,345

Tabelle 5.2: Dynamische Ansprechdrücke p_{dyn} und reduzierte Überdrücke p_{red} bei den Versuchen 1 bis 6. Die Drücke wurden aus den in Anhang A.2 dargestellten Druckverläufen abgeschätzt. Bei den mit * gekennzeichneten Werten wurde zusätzlich die Software ExProtect benutzt, um einen ungefähren Wert für p_{dyn} angeben zu können.

Anzahl der Haltelaschen erhöht bzw. bei den beiden letzten Versuchen eine stärkeres Entlastungsblech eingesetzt (Tabelle 5.1). In Anhang A.2 sind alle Messsignale dargestellt. In Tabelle 5.2 sind die aus den Druckverläufen abgeleiteten dynamischen Ansprechdrücke p_{dyn} und reduzierten Überdrücke p_{red} gezeigt, die bei den Versuchen auftraten. Für den Versuch Nr. 7 liegen leider keine Daten vor, da die Datenerfassung bei diesem Versuch nicht funktionierte. In Abbildung 5.2 sind zwei Fotos gezeigt, die unmittelbar nach den Versuchen Nr. 1 und 5 aufgenommen wurden.



Abbildung 5.2: Aufgebogene Blechklappe nach Versuch Nr. 1 (oben) und Versuch Nr. 5 (unten).

5.2.4 Versuchsauswertung

Zunächst kann festgehalten werden, dass die Konstruktion funktioniert. Das Entlastungsblech biegt sich an der fest verschraubten Seite auf und die Haltelaschen geben das Blech wie vorgesehen frei. Bei den Versuchen Nr. 1 bis 4 wurde bei diesen Versuchen eine Entlastungsfähigkeit von ca. 100 % erreicht. Bei den Versuchen Nr. 5 und 6 war dieser Wert bei ca. 70 % bzw. 52 %. Die Konfiguration der Haltelaschen sowie die gewählte Blechstärke haben erwartungsgemäß einen enormen Einfluss auf den dynamischen Ansprechdruck und damit auf den reduzierten Überdruck.

Trägt man die Druck-Werte aus Tabelle 5.2 über der Laschenstärke auf, so ergibt sich das Diagramm aus Abbildung 5.3. Berücksichtigt wurden nur die Werte aus den ersten vier Versuchen, weil nur diese aufgrund der Wahl der Versuchsparameter und der Wertgenauigkeit gewisse Vergleiche zulassen.

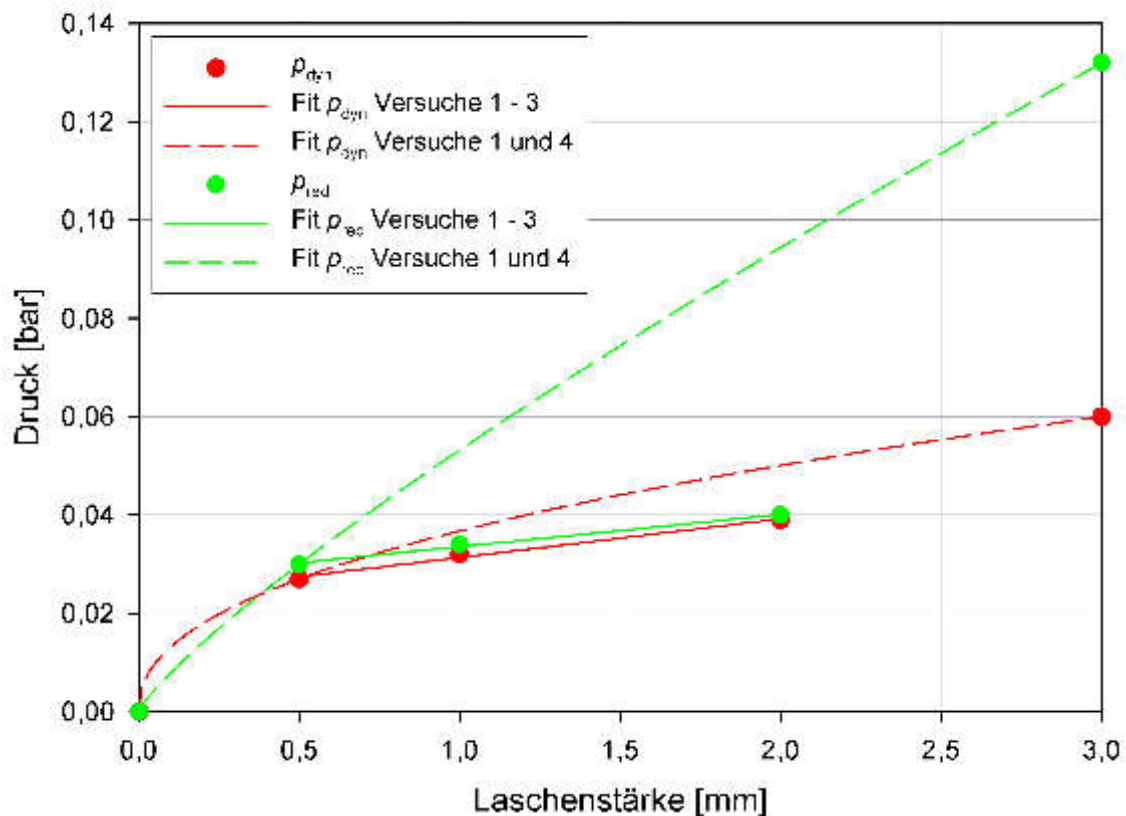


Abbildung 5.3: Reduzierter Überdruck p_{red} und dynamischer Ansprechdruck p_{dyn} über der Laschenstärke für die Versuche Nr. 1 bis 4. Gefittet wurde über die Versuche Nr. 1 bis 3 sowie über die Versuche Nr. 1, 4 und den Koordinatenursprung.

Betrachtet man die Ergebnisse der Versuche Nr. 1 bis 3, so stellt man fest, dass sowohl der dynamische Ansprechdruck als auch der reduzierte Überdruck linear mit der Haltelaschenstärke ansteigen. Demnach lässt sich der zu erwartende statische Ansprechdruck bei der gewählten Anordnung der Haltelaschen durch

$$p_{stat} \approx 0,00393 \cdot n + 0,0235 \quad (5.1)$$

beschreiben, mit n als Anzahl der Lagen der Haltetaschen mit 0,5 mm Stärke und den gewählten Abmessungen (65 mm \times 20 mm). Gleichung (5.1) gilt bei Verwendung eines Entlastungsbleches mit 1 mm Stärke. Lineare Zusammenhänge zwischen p_{dyn} bzw. p_{red} und der Haltetaschenstärke in der Art von (5.1) scheinen sich dann zu ergeben, wenn die Haltetaschenstärke durch Übereinanderschichten von Haltetaschen kleinerer Stärke realisiert wird.

Betrachtet man die Ergebnisse der Versuche, bei denen Haltetaschen bestehend aus einer einzigen Lage verwendet wurden (Versuche Nr. 1 und 4), so erhält man keinen linearen Zusammenhang zwischen Laschenstärke und p_{dyn} bzw. p_{red} , sondern

$$p_{\text{red,dyn}} \approx 0,04 \cdot x^b \quad (5.2)$$

mit x als Haltetaschenstärke. Der Exponent b ist kleiner als 1 und beträgt für $p_{\text{dyn}}(x)$ nahezu 0,5. Man hat es also mit einer Wurzelfunktion zu tun. Für $p_{\text{red}}(x)$ ist $b = 0,827$ bei dem gewählten Versuchsaufbau.

Es macht also einen Unterschied, ob die Haltetaschen aus mehreren Lagen dünnerer Laschen aufgebaut sind oder aus einer einzigen Lage größerer Stärke bestehen.

Vergleicht man die Werte der Versuche Nr. 5 und 6 aus Tabelle 5.2, so zeigt sich vor allem ein großer Unterschied in p_{red} (Faktor 2,5). Dieser Anstieg ist hauptsächlich der größeren Stärke des Entlastungsbleches zuzuschreiben, welches bei Versuch Nr. 6 verwendet wurde. Eine Anhebung der Entlastungsblechstärke wirkt sich also dramatisch auf den zu erwartenden reduzierten Überdruck aus bzw. auf die Entlastungsfähigkeit der Konstruktion.

5.2.5 Diskussion

Stabile, d. h. befahr- und begehbar Druckentlastungseinrichtungen ohne nennenswerte Deckenaufbauten lassen sich mit der in diesem Kapitel beschriebenen Konstruktion realisieren. Die Konstruktion ist einfach, robust, preiswert und großteils wieder verwendbar. Die Verschleißteile, also das Entlastungsblech und die Haltetaschen, können nach einem Ansprechen der Einrichtung sehr preisgünstig neu beschafft werden.

Der größte Nachteil der Konstruktion ist in der schwierigen Verwirklichung eines definierten statischen Ansprechdrucks zu sehen. Werden allerdings Haltetaschen immer gleicher Grundflächenabmessungen verwendet, deren Stärke sich durch das Überlagern mehrerer Metalllagen ergibt, kann der statische Ansprechdruck abgeschätzt werden wenn ein Zusammenhang gemäß (5.1) für diese Haltetaschen bestimmt wurde.

Ähnliches gilt für die zu wählende Stärke des Entlastungsbleches in Bezug auf die zu erwartende Entlastungsfähigkeit der Druckentlastungseinrichtung. Der Wirkungsgrad der Einrichtung in Abhängigkeit von der Blechstärke muss experimentell bestimmt werden.

Kapitel 6

Entwicklung und Untersuchung von Schließmechanismen

Allen in den Kapiteln 2 bis 4 diskutierten Klappenkonstruktionen ist gemein, dass für sie keine wirklich einfachen und zuverlässigen Einrichtungen zur Einstellung des statischen Ansprechdrucks zur Verfügung stehen. Weil der statische Ansprechdruck einen sehr großen Einfluss auf die Entlastungsfähigkeit einer Druckentlastungseinrichtung hat, wurde der Lösung dieses Problems im Rahmen des Projektes ein erheblicher Zeit- und Arbeitsaufwand gewidmet.

6.1 Aufgebohrte Schrauben

Eine einfache und preiswerte Möglichkeit zur Verwirklichung eines definierten Ansprechdruckes versprach die Idee, Entlastungsklappen mit Hilfe von ausgebohrten Schrauben zu verschließen (Abbildung 6.1). Durch die Bohrung soll die Festigkeit der Schraube gezielt geschwächt werden, so dass ein geringer statischer Ansprechdruck erreicht wird bei Verschraubung einer Druckentlastungsklappe mit diesen Schrauben.

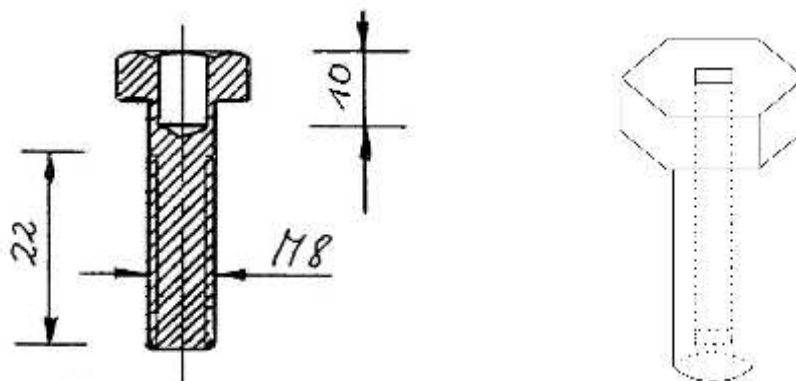


Abbildung 6.1: Querschnitt einer am Kopf aufgebohrten M8-Schraube (links). Skizze einer Schraube mit Profilbohrung zum Einsatz von Imbusschlüsseln zum Festziehen der Schraube (rechts).

Schrauben, wie sie in Abbildung 6.1, links gezeigt ist, wurden hergestellt und einfache Versuche damit durchgeführt. Es zeigte sich, dass die Bruchlast der Schrauben zu gering ist, um sie ausreichend fest anzuziehen zu können. Bei jedem Versuch, die Schrauben anzuziehen, scherte der Schraubenkopf ab.

Dieses Ergebnis führte auf die Idee, die Bohrung in die Schraube als Vier- oder Sechskant auszuführen, so dass die Schraube mit einem Imbusschlüssel angezogen werden kann (Abbildung 6.1, rechts). Leider ist die Herstellung solcher Schrauben sehr teuer, weshalb diese Idee wieder verworfen wurde.

6.2 Wiederverwendbarer Hakenverschluss

Ein andere Idee war, einen wiederverwendbaren Klappenverschluss zu konstruieren, der ähnlich wie eine Sicherheitsskibindung funktioniert.

6.2.1 Mechanischer Aufbau

In einem U-Profil ist ein langer Haken an einem Gelenk drehbar aufgehängt (Abbildung 6.2, links). Eine Feder drückt den Haken in Richtung der langen Symmetrieachse des Profils in dieses hinein. Am unteren Ende des Hakens befindet sich ein Bolzen, der die offene Seite des U-Profils so verschließt, dass der Haken nicht über sein Gelenk aus der langen Symmetrieachse ausscheren kann. Steigender Überdruck gegen eine mit dem Haken verschlossene Entlastungsklappe zieht den Haken gegen eine einstellbare

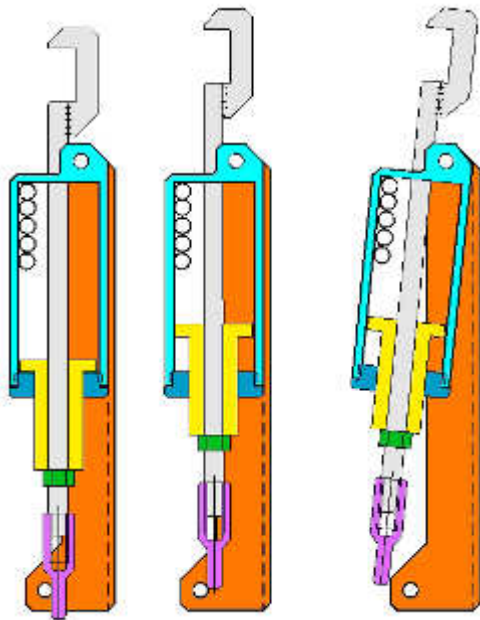


Abbildung 6.2: Prinzip-Bild der Funktionsweise des Hakenverschlusses (links). Zur detaillierten Funktionsbeschreibung siehe laufenden Text. Fertig hergestellter Hakenverschluss (rechts).

Federspannung nach oben und damit über den Bolzen. Da sich das Gelenk außerhalb der Symmetrieachse des Hakens befindet, entsteht durch die nach oben ziehende Kraft ein Drehmoment, welches den Haken aus der Symmetrieachse zu drehen versucht. Sobald das untere Ende des Hakens über den Bolzen gezogen wird, bewirkt das Drehmoment, dass sich der Haken aus der Symmetrieachse bewegt und die Entlastungsklappe freigibt. Die zugehörigen Konstruktionszeichnungen finden sich an Anhang B.4.

6.2.2 Experimentelle Prüfung des Hakenverschlusses

6.2.2.1 Versuchsvorbereitung

6.2.2.1.1 Federstauchung als Funktion der Ausgangsspannung

Um das Verhalten des Hakenverschlusses bei den geplanten Tests genauer untersuchen zu können, wurde in den Verschluss eine Kraftmessdose eingebaut, mit deren Hilfe die Federkraft und die Federstauchung einer Messung zugänglich werden sollten.

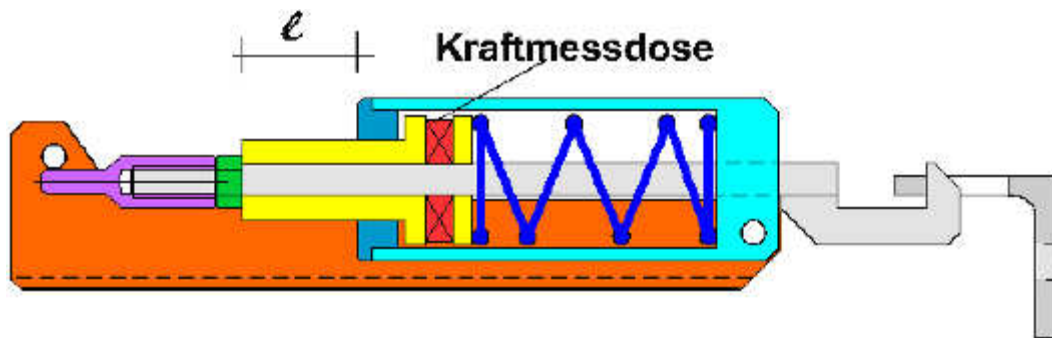


Abbildung 6.3: Längsschnitt durch den Hakenverschluss. Die Kraftmessdose ist rot dargestellt. Die Schraube zum Einstellen einer Vorspannung ist grün eingefärbt.

Die Feder des Hakenschlusses wurde durch Drehen der in Abbildung 6.3 grün dargestellten Vorspannschraube gestaucht und die Länge l gemessen. Wenn l_0 die Länge bei ungespannter Feder ist, dann ergibt sich die Federstauchung s aus

$$s = l_0 - l \quad (6.1)$$

Die Kraftmessdose vom Typ A (Firma Kistler) wurde an einen Ladungsverstärker (Kistler 5007) angeschlossen und die Ausgangsspannung U_a bei 7 verschiedenen Einstellungen der Vorspannschraube gemessen. In Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse zusammengefasst. Betrachtet man die Werte für ζ aus der Tabelle, so fällt auf, dass diese in etwa konstant sind. Dies sollte so sein, da ein linearer Zusammenhang zwischen der Federstauchung und der Ausgangsspannung erwartet wird. Mittelt man die Werte für ζ , so folgt für die Abhängigkeit $s(U_a)$

$$s(U_a) = \bar{\zeta} \cdot U_a = 7,635 \cdot U_a \quad (6.2)$$

l [mm]	0	14	12,5	11	9	7,6	6	4
s [mm]	0	1,7	3,2	4,7	6,7	8,1	9,7	11,7
U_a [V]	0,007	0,199	0,422	0,634	0,865	1,092	1,332	1,568
$\zeta = s/U_a$ [mm/V]	-	8,543	7,583	7,413	7,746	7,418	7,282	7,462

Tabelle 6.1: Ergebnisse der Versuche zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Ausgangsspannung der Kraftmessdose und Federstauchung.

6.2.2.1.2 Bestimmung der Federkonstante

Der Hakenverschluss wurde stabil aufgehängt und die Vorspannschraube gelockert, so dass die Feder entspannt war. Der an die Kraftmessdose angeschlossene Ladungsverstärker wurde tariert und der Haken anschließend durch Anhängen eines Gewichts von 77 kg belastet. Das Gewicht erzeugt eine Kraft von

$$F = m \cdot g = 77 \cdot 9,81 = 755,4 \text{ N} \quad (6.3)$$

welche eine Ausgangsspannung von 0,66 V hervorrief. Da das Hook'schen Gesetz

$$F = \kappa \cdot s \quad (6.4)$$

gilt mit κ als Federkonstante und s mit Hilfe von (6.2) und der gemessenen Ausgangsspannung abgeleitet werden kann, ergibt sich die Federkonstante zu

$$\kappa = \frac{F}{s} = \frac{F}{\zeta \cdot U_a} = \frac{755,4}{7,635 \cdot 0,66} = 149,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.5)$$

6.2.2.1.3 Einstellung des statischen Ansprechdrucks

Für den Praxistest des Hakenverschlusses wurde eine Druckentlastungsklappe konstruiert, die auf einem Entlastungsschlot mit 300 mm Durchmesser sitzt. Verschlussen wurde diese Klappe wird dem neuen Haken. Abbildung 6.4 und Tabelle 6.2 zeigen Skizzen und Vermaßung der Konstruktion. Die Konstruktionszeichnungen von Klappe, Entlastungsschlot und Haken zeigt Abbildung B.18 in Anhang B.4.

Abstand zwischen Mittelpunkt und Scharnier der Klappe l_1 [mm]	205
Abstand zwischen Haken und Scharnier der Klappe l_2 [mm]	420
Durchmesser des Entlastungsschlotes d [mm]	335
Entlastungsfläche A_E [m ²]	0,088

Tabelle 6.2: Wichtigste geometrische Eigenschaften der Druckentlastungsklappe, welche für die experimentelle Prüfung des Hakenverschlusses eingesetzt wurde.

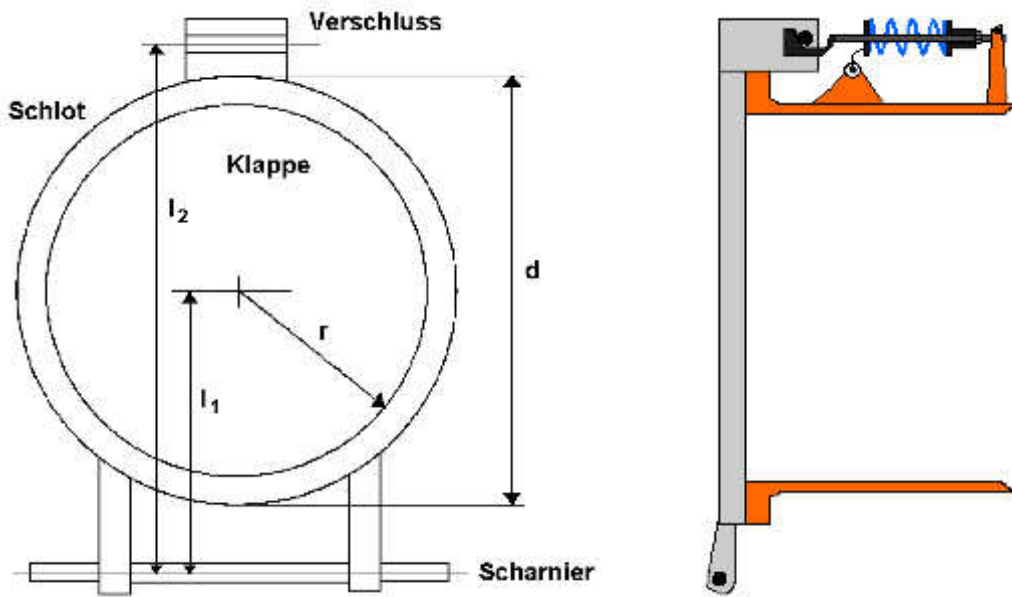


Abbildung 6.4: Skizze der Entlastungsklappe mit Hakenverschluss von oben gesehen (links) und als Längsschnitt (rechts).

Der innere Überdruck $p(t)$ im Behälter ruft ein öffnend wirkendes Drehmoment $D_{\ddot{o}}$ hervor. Zu dem Zeitpunkt, an dem dieses Drehmoment gleich dem zuhaltenden Drehmoment D_z , hervorgerufen durch den Haken, wird, gilt

$$D_z = D_{\ddot{o}} \Leftrightarrow F_z \cdot l_2 = F_{\ddot{o}} \cdot l_1 \Leftrightarrow \kappa \cdot s \cdot l_2 = p(t) \cdot A_E \cdot l_1 \quad (6.6)$$

Auflösen nach s und einsetzen der Zahlenwerte für κ , l_1 und l_2 liefert

$$s = 28,65 \cdot p(t) \quad (6.7)$$

Der statische Ansprechdruck ergibt sich aus (6.7) wenn für s die Weglänge ι eingesetzt wird, die der Haken angehoben werden muss, bis er über den Haltebolzen gleitet. Wird zusätzlich eine Vorspannkraft F_v gemäß

$$F_v = \kappa \cdot s_v \quad (6.8)$$

durch Anziehen der Vorspannschraube um den Weg s_v eingestellt, so muss diese addiert werden. Der Haken bewegt sich nämlich so lange nicht, bis das durch die Vorspannkraft hervorgerufene zuhaltende Drehmoment durch das durch den Überdruck im Behälter hervorgerufene öffnende Drehmoment überwunden wird. Es ergibt sich folglich für den statischen Ansprechdruck

$$p_{\text{stat}} = \frac{\iota + s_v}{28,65} \quad (6.9)$$

6.2.2.2 Versuchsaufbau

Um die Funktionstüchtigkeit des entwickelten Klappenverschlusses zu prüfen, wurde die im vorigen Abschnitt 6.2.2.1.3 beschriebene Druckentlastungsklappe auf den 1 m³-Behälter des Versuchsgeländes in Kappelrodeck montiert (Abbildung 6.5). Mit Hilfe des neuen Hakenverschlusses wurde die Klappe verriegelt.

Mit Transientenrekordern wurden die Druckverläufe $p_1(t)$ und $p_2(t)$, das Einblas- und das Zündsignal sowie das von der Kraftmessdose im Hakenverschluss kommende Spannungssignal erfasst.

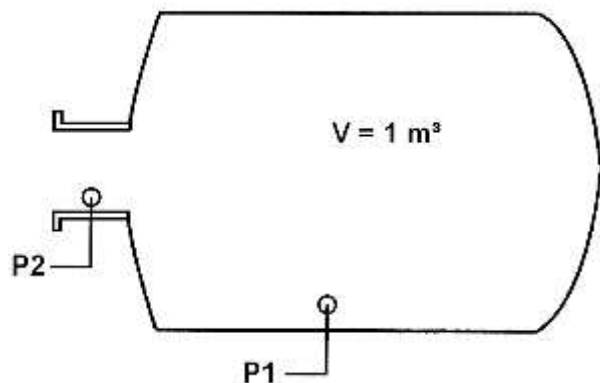


Abbildung 6.5: Einblick von „hinten“ in den 1 m³-Behälter. Deutlich zu sehen sind der über eine Stange eingeführte pyrotechnische Zünder (10 kJ). Weiterhin die halb-kreisförmigen Einblasdüsen an der Behälterinnenwand (links, oben). Skizzierter Längsschnitt durch den 1 m³-Behälter. Die Druckmessorte p_1 und p_2 sind gekennzeichnet (rechts, oben). Fertig vorbereiteter Hakenverschluss (links, unten). Totale vor dem Versuch. Die an der Klappe angebrachte lange Metallflasche dient der Abbremsung der Klappe (rechts, unten).

6.2.2.3 Versuchsdurchführung

Als brennbare Stäube wurden zwei Weizenmehle verwendet mit den Kenndaten aus Tabelle 6.3. Damit wurde eine Staubkonzentration von $c = 750 \text{ g/m}^3$ im Behälter ein-

	p_{\max} [bar]	K_{St} [bar·m/s]	Feuchte [%]
Weizenmehl 1	7	72	12,15
Weizenmehl 2	8	126	13,6

Tabelle 6.3: Kennzahlen der verwendeten Weizenmehle.

gestellt und die Staubwolke nach einer Zündverzögerungszeit von $t_V = 0,6$ s gezündet. Insgesamt wurden 11 Versuche mit dem Hakenverschluss durchgeführt und zwar mit den Einstellungen wie sie in Tabelle 6.4 aufgelistet sind. Zusätzlich wurden 2 Versuche am geschlossenen Behälter durchgeführt, um den K_{St} -Wert und p_{\max} der Weizenmehle 1 und 2 zu bestimmen. Außerdem wurde ein Versuch mit Folie durchgeführt, dessen Ergebnis der Abschätzung des Klappenwirkungsgrades dienen sollte.

Nr.	Datum	Mehl	s_v [mm]	ι [mm]	p_{stat} [bar]	$\frac{s_v}{28,65}$ [bar]	Haken
1	06.04.2004	2	3,0	1,0	0,14	0,105	1
2	06.04.2004	2	3,0	1,0	0,14	0,105	1
3	16.09.2004	2	3,0	1,0	0,14	0,105	2
4	16.09.2004	2	3,0	1,0	0,14	0,105	2
5	16.09.2004	2	3,0	0,3	0,115	0,105	2
6	22.09.2004	1	-	-	0,1 (Folie)	-	-
7	22.09.2004	1	1,1	4,0	0,178	0,038	2
8	22.09.2004	1	0,3	2,1	0,084	0,01	2
9	22.09.2004	1	1,0	1,0	0,07	0,035	2
10	22.09.2004	1	2,3	0,0	0,08	0,08	2
11	22.09.2004	1	3,7	3,2	0,241	0,129	2
12	22.09.2004	2	3,2	3,0	0,216	0,112	2
13	22.09.2004	2	-	-	geschlossen	-	-
14	23.09.2004	1	-	-	geschlossen	-	-

Tabelle 6.4: Parameter der Versuche zum Test des Hakenverschlusses.

6.2.2.4 Versuchsergebnisse

Bei Versuch Nr. 1 funktionierte der Haken nicht wie gewünscht. Er öffnete weit oberhalb des eingestellten theoretischen Ansprechdrucks, nämlich bei $p_{dyn} = 0,78$ bar (Abbildung A.7). Dies hatte einen reduzierten Überdruck von mehr als 2 bar zur Folge. Bei Versuch Nr. 2 wurde der Haken verbogen, wie man deutlich auf dem (leider unscharfen) Foto in Abbildung 6.6 erkennen kann.

Aus den Ergebnissen der ersten beiden Versuche wurde der Schluss gezogen, dass das Maul des Hakens umkonstruiert werden muss. So entstand die Variante 2 des Haken-



Abbildung 6.6: Verbogener Haken nach Versuch Nr. 2.

verschlusses. Die Auflagefläche des oberen Kiefers des Hakenmauls wurde schräg ausgeführt, damit die Klappe besser freigegeben werden kann (Abbildung B.16). Mit dieser Variante 2 des Hakenverschlusses wurde die Versuchsreihe fortgesetzt. Die Ergebnisse der Versuche Nr. 3 bis Nr. 13 sind im Anhang A.3 dargestellt. Beim Versuch Nr. 14 hat die Datenaufzeichnung nicht funktioniert, weshalb keine Messkurven vorliegen.

6.2.2.5 Versuchsauswertung

Die im Anhang A.3 gezeigten Kurven wurden analysiert und die interessierenden Werte abgeleitet. Der reduzierte Überdruck p_{red} und der maximale zeitliche Druckanstieg $\frac{dp}{dt}$ wurde gemäß gängiger Methode aus dem zeitlichen Verlauf des Signals $p_1(t)$ bestimmt. Der dynamische Ansprechdruck wurde aus dem Spannungssignal ermittelt, welches von der im Hakenverschluss eingebauten Kraftmessdose geliefert wurde. Aus den Formeln (6.2) bis (6.7) lässt sich folgender Zusammenhang zwischen Spannungssignal $U_a(t)$ und dem auf die Entlastungsklappe wirkenden Druck $p(t)$ ableiten:

$$p(t) = \frac{7,635 \cdot \kappa \cdot l_2}{A_E \cdot l_1} \cdot U_a(t) = 0,26645 \cdot U_a(t) \quad (6.10)$$

Mit (6.10) lassen sich die von der Kraftmessdose gelieferten zeitlichen Spannungskurven $U_a(t)$ in den an der Entlastungsklappe anstehenden zeitlichen Druckverlauf $p(t)$ umrechnen. Die blaue Kurve in Abbildung 6.7 ist ein Beispiel dafür aus Versuch Nr. 2. Das Maximum dieser Kurve ist der dynamische Ansprechdruck p_{dyn} , der in Versuch Nr. 2 auftrat. Auf die geschilderte Art und Weise wurden alle Versuche ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.5 zusammengestellt.

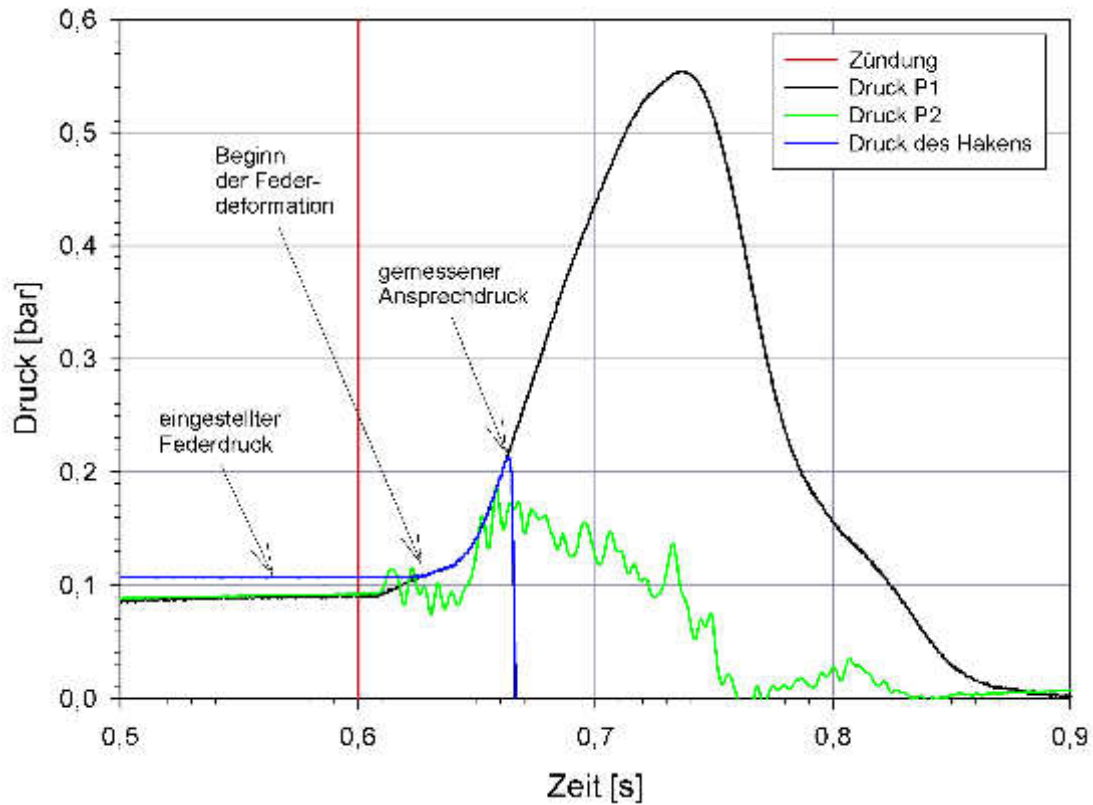


Abbildung 6.7: Messkurven aus Versuch Nr. 2. Die blaue Kurve ist der an der Druckentlastungsklappe anstehende Druck, abgeleitet aus dem Kraftmessdosensignal des Hakenverschlusses. Das Kurvenmaximum stellt den dynamischen Ansprechdruck p_{dyn} dar.

Nr.	p_{red} [bar]	$\frac{dp}{dt}$ [bar/s]	p_{stat} [bar]	p_{dyn} [bar]	Δp [bar]	Δp_{rel} [%]
1	> 2,1	> 25	0,14	0,78	0,64	457,1
2	0,55	6,7	0,14	0,22	0,08	57,1
3	1,4	35,4	0,14	0,21	0,07	50,0
4	1,3	29,6	0,14	0,2	0,06	42,9
5	1,1	18,5	0,115	0,14	0,025	21,7
6	0,26	4,4	0,1 (Folie)	0,1 (Folie)	0,0	0,0
7	0,64	12,8	0,178	0,17	-0,008	4,5
8	0,44	8,4	0,084	0,08	-0,004	4,8
9	0,33	5,5	0,07	0,07	0,0	0,0
10	0,47	8,0	0,08	0,11	0,03	37,5
11	0,57	9,0	0,241	0,25	0,009	3,7
12	1,08	24,0	0,216	0,25	0,034	15,7
13	$p_{\text{max}} = 8,1$	126	geschlossen	geschlossen	-	-
14	$p_{\text{max}} = 7,2$	72	geschlossen	geschlossen	-	-

Tabelle 6.5: Ergebnisse des experimentellen Tests des Hakenverschlusses.

Vergleicht man die Werte der beiden Spalten p_{stat} und p_{dyn} aus Tabelle 6.5 miteinander, so fällt auf, dass der dynamische Ansprechdruck p_{dyn} meist höher ist als der theoretisch bestimmte statische Ansprechdruck p_{stat} . Die Versuche Nummer 1, 2, 6, 13 und 14 sind in diesem Zusammenhang nicht zu berücksichtigen, da der Haken entweder nicht funktionierte (1 und 2) oder der Haken nicht zum Einsatz kam (6, 13 und 14). Dieses Ergebnis deckt sich mit den Erfahrungen aus zahlreichen anderen Experimenten mit Druckentlastungsklappen. Trägt man den dynamischen Ansprechdruck über den statischen Ansprechdruck auf, so ergibt sich die Grafik aus Abbildung 6.8. Aus dem eingepassten linearen Fit mit der Gleichung

$$p_{\text{dyn}} = 1,15 \cdot p_{\text{stat}} \quad (6.11)$$

wird auch grafisch deutlich, dass p_{dyn} üblicherweise über p_{stat} liegt. In Abbildung 6.9, oben ist die relative Abweichung des dynamischen Ansprechdrucks vom statischen Ansprechdruck in Form eines Balkendiagramms dargestellt. Man erkennt, dass die maximal auftretende relative Abweichung gerade einmal 50 % beträgt. Die mittlere Abweichung beträgt $\bar{\Delta p} = 20,1\%$. Gemessen an den Erfahrungswerten mit mechanischen Druckentlastungsklappenverschlüssen ist das ein sehr guter Wert.

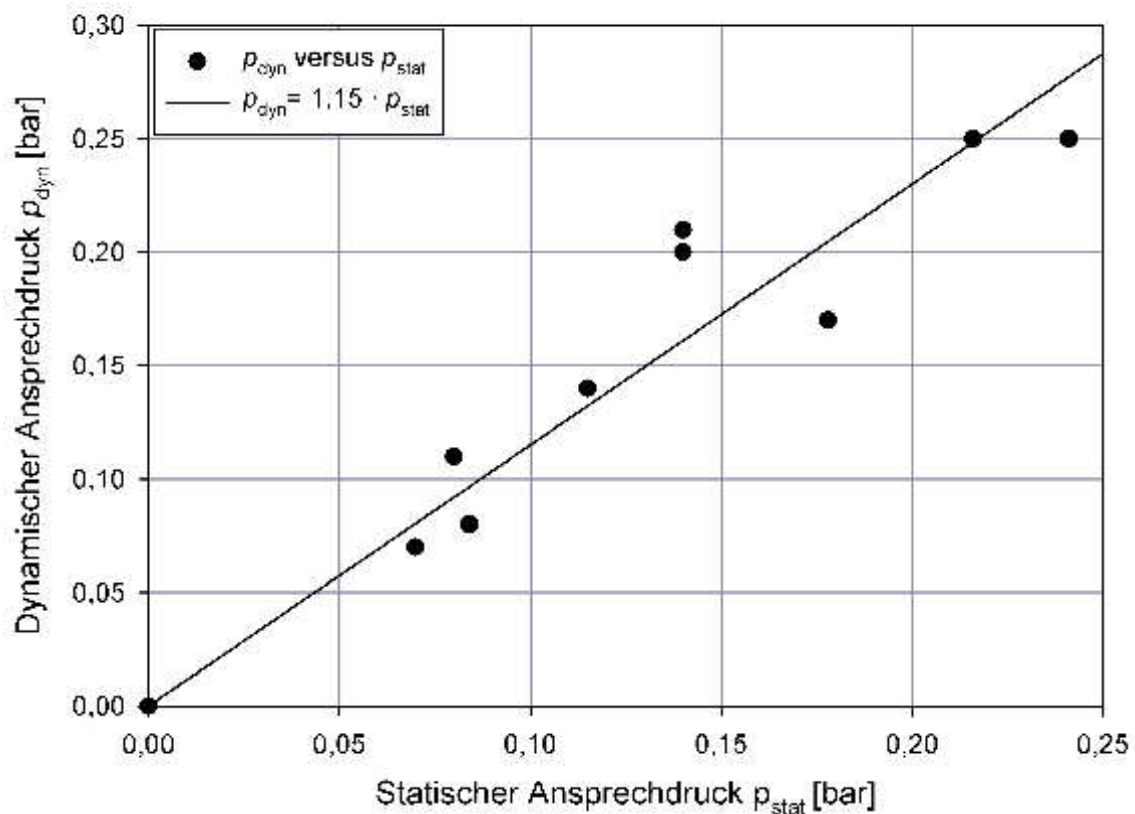


Abbildung 6.8: Der dynamische Ansprechdruck aufgetragen über dem statischen Ansprechdruck und mit einem linearen Fit versehen.

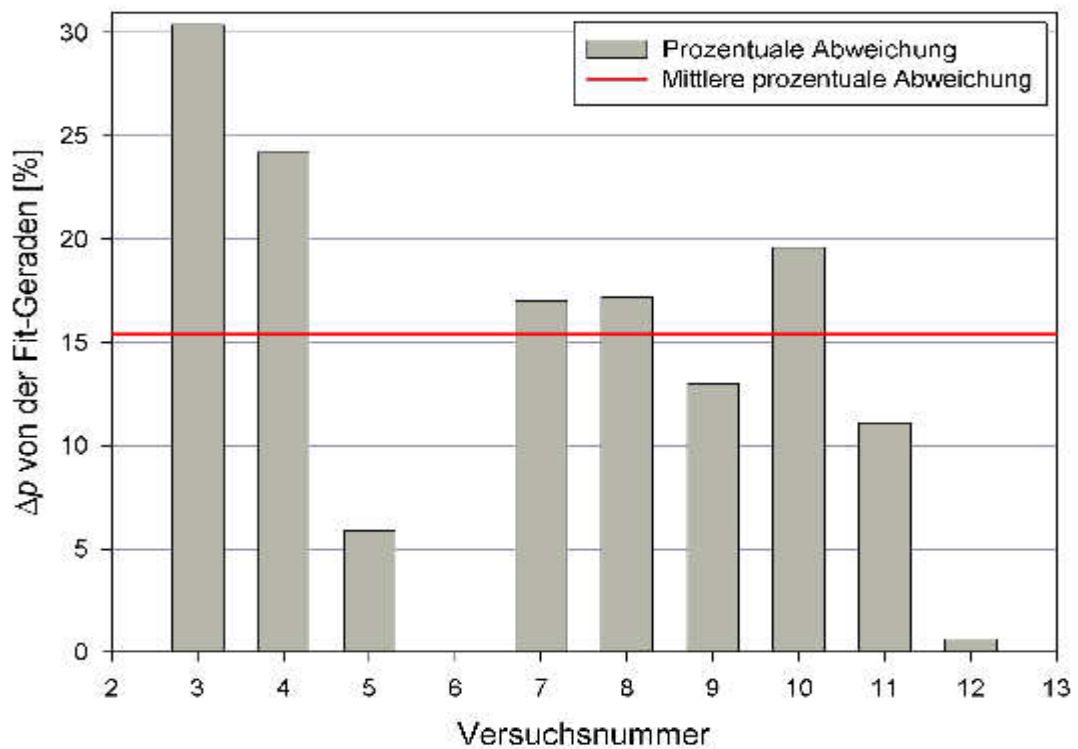
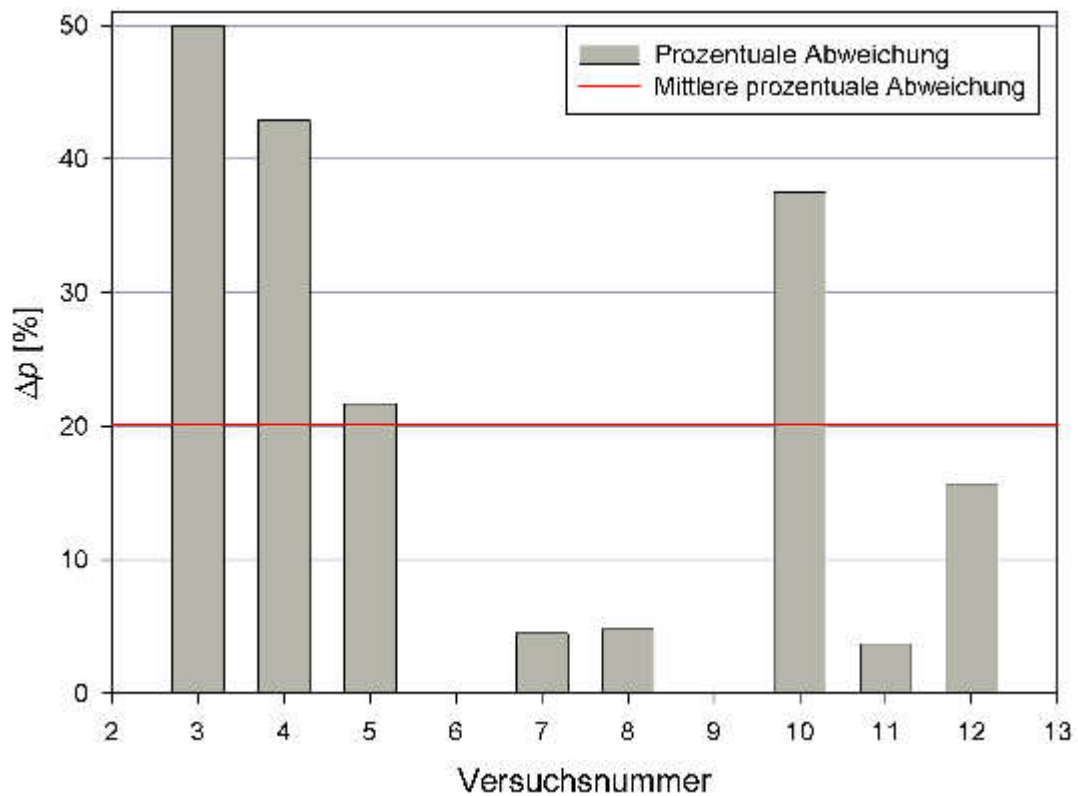


Abbildung 6.9: Relative Abweichung des p_{dyn} vom eingestellten p_{stat} (oben). Relative Abweichung des p_{dyn} von (6.11) (unten). Die roten Horizontalen stellen dem jeweiligen Mittelwert dar.

Benutzt man Formel (6.11) anstatt (6.9), um den statischen Ansprechdruck des Hakens zu berechnen, so ist die maximale relative Abweichung des gemessenen dynamischen Ansprechdrucks von statischen Ansprechdruck 30,4 % (Abbildung 6.9, unten). Die mittlere Abweichung beträgt dann $\bar{\Delta p} = 15,4\%$.

6.2.2.6 Diskussion

Die experimentellen Tests mit dem wieder verwendbaren Hakenverschluss haben ergeben, dass diese Explosionsklappenverschlusstechnik funktioniert und ein statischer Ansprechdruck mit ausreichender Genauigkeit damit eingestellt werden kann. Das System ist robust und einfach zu handhaben. Damit Druckentlastungsklappen ohne Deckenaufbauten ausgeführt werden können, müsste ein solcher Klappenverschluss in das Innere eines Silos oder Entlastungsschlotes verlegt werden, was durchaus möglich ist.

Nachteilig an diesem Hakenverschluss ist der vergleichsweise hohe Herstellungspreis. Die Produktion einer größeren Stückzahl sollte die Herstellungskosten pro Stück jedoch deutlich drücken können.

6.3 Untersuchung diverser Schrauben

Um eine kostengünstige Alternative zum Hakenverschluss in Händen zu haben, wurde erneut der Frage nachgegangen, ob nicht doch bestimmte Schrauben als Klappenverschluss geeignet sein könnten? Da sich die Idee mit den Hohlschrauben als untauglich erwies (Abschnitt 6.1), sollten handelsübliche Schrauben aus unterschiedlichen Materialien auf ihr Bruchverhalten hin untersucht werden. Um den Aufwand möglichst klein zu halten, wurden zunächst keine Versuche in Kappelrodeck durchgeführt. Stattdessen sollte ein Versuchsstand aufgebaut werden, der es erlaubte, Schrauben so zu belasten, als ob sie zum Verschließen einer Druckentlastungsklappe eingesetzt wären.

6.3.1 Versuche im Labor

6.3.1.1 Versuchsvorbereitung

Verschlüsse von Druckentlastungsklappen werden im Explosionsfall durch zeitliche Kraftverläufe belastet, wie sie z. B. in Abbildung 6.7 zu sehen sind (schwarze Kurve). Je nach Behältervolumen und K_{St} -Wert des Staubes erhält man unterschiedlich breite und hohe Druck- bzw. Kraftkurven, die in ihrem Verlauf einer Glockenkurve ähneln. Für die Fragestellung nach der Schraubenbruchlast ist dabei nur die ansteigende Flanke der Glockenkurve von Relevanz.

6.3.1.1.1 Entwicklung eines Versuchsaufbaus

Um solch eine ansteigende Flanke mit einem experimentellen Aufbau zu erzeugen, kam die Idee auf, die Schraube mit einem fallenden Gewicht gedämpft zu

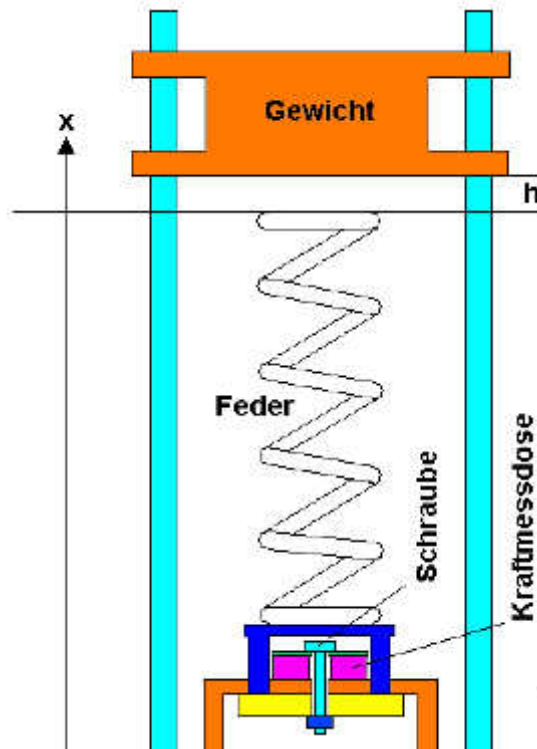


Abbildung 6.10: Schematisierter Versuchsaufbau zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Aus der Höhe h wird ein Gewicht auf ein Tischchen (blau) fallen gelassen. Der Aufprall auf der Platte wird durch eine Spiralfeder gedämpft. Das Tischchen steht auf einer Platte (gelb), die nur durch die zu untersuchende Schraube (hellblau) gehalten wird. Die durch das Gewicht erzeugte und durch die Feder übertragene Last wird so komplett auf die Schraube gegeben.

belasten. Die Dämpfung sollte durch eine Spiralfeder realisiert werden. In Abbildung 6.10 ist der Versuchsaufbau schematisiert dargestellt.

Werden Verluste durch Reibung vernachlässigt, ergibt sich der zeitliche Kraftverlauf für einen solchen Vorgang aus der Lösung der Bewegungsgleichung

$$m \cdot \ddot{x}(t) = -m \cdot g + \kappa \cdot x(t) \quad \Rightarrow \quad \ddot{x}(t) - \frac{\kappa}{m} \cdot x(t) = -g \quad (6.12)$$

mit m als Masse des Gewichtes, κ als Federkonstante, g als Erdbeschleunigung und t als Zeit. Die Anfangsbedingungen dieser inhomogenen, linearen Differentialgleichung zweiter Ordnung sind $x(0) = 0$ und $\dot{x}(0) = v_0$. Das bedeutet, dass zum Zeitpunkt $t = 0$ die Gewichtsunterkante gerade auf dem oberen Ende der Feder aufsetzt und dass die Geschwindigkeit des Gewichtes zu diesem Zeitpunkt v_0 ist.

Wenn h die Distanz zwischen Unterkante des Gewichtes und oberem Ende der Spiralfeder ist, dann ergibt sich die Geschwindigkeit v_0 des Gewichtes beim Aufprall (also zum Zeitpunkt $t = 0$) auf das obere Ende der Feder aus

$$v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (6.13)$$

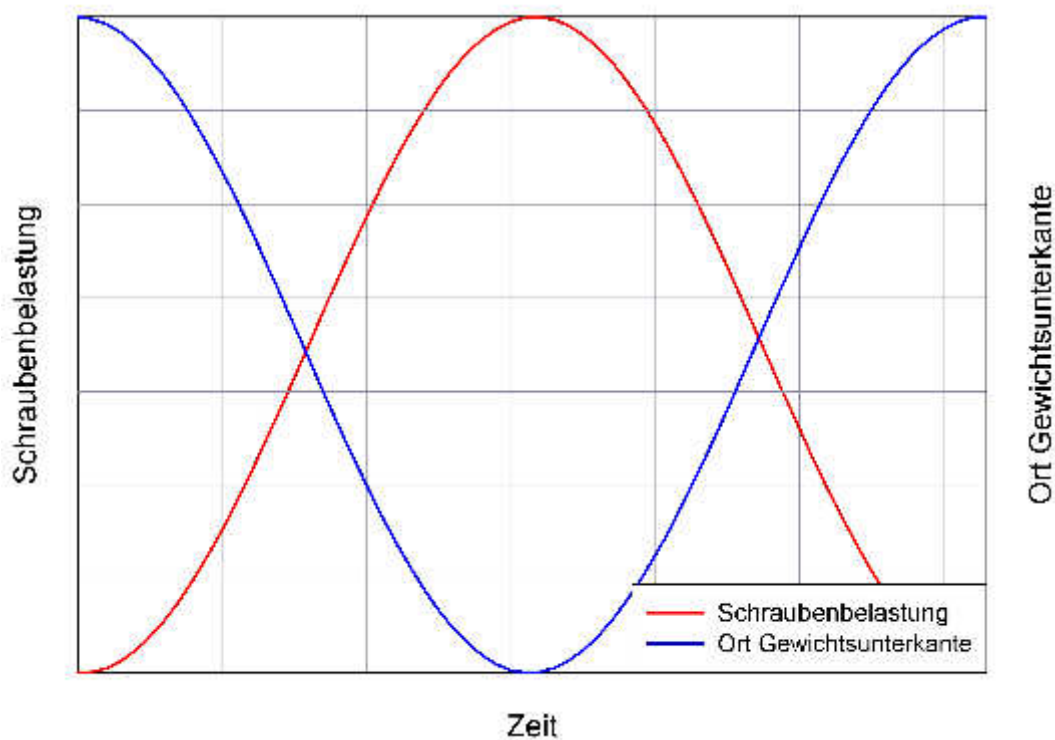


Abbildung 6.11: Grafische Darstellung der Gleichung (6.14).

Die Lösung dieser bekannten Differentialgleichung (ungedämpfter harmonischer Oszillator) kann man der Literatur entnehmen und lautet

$$x(t) = -\frac{m \cdot g}{\kappa} \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{2 \cdot h \cdot \kappa}{m \cdot g}} \cdot \sin\left(\frac{\kappa}{m} \cdot t\right) - \cos\left(\frac{\kappa}{m} \cdot t\right) \right) \quad (6.14)$$

In Abbildung 6.11 ist der Graph der Gleichung (6.14) sowie der zeitliche Verlauf der Schraubenbelastung dargestellt. Die Masse des Gewichtes m , die Fallhöhe h und die Federkonstante κ müssen so gewählt werden, dass der zeitliche Verlauf der Schraubenbelastung in etwa derjenigen Belastung entspricht, die an den Schrauben einer mit Schrauben verschlossenen Druckentlastungsklappe im Explosionsfall auftritt. Die Breite der Schraubenbelastungskurve hängt im Wesentlichen von der Kreisfrequenz

$$\omega = \sqrt{\frac{\kappa}{m}} \quad (6.15)$$

ab. Sie wächst mit wachsender Masse und fallender Federkonstante. Die Höhe der Belastungskurve hängt nur von der Masse m ab und wächst mit dieser.

Für ein anderes Forschungsprojekt wurde eine Versuchsanordnung konstruiert, die den Anforderungen aus Abbildung 6.10 schon recht nahe kommt. Mit dieser Apparatur können Fallgewichte von $m = 10$ kg bis 80 kg realisiert werden. Lediglich die Konstruktion, in die die zu testende Schraube eingespannt werden sollte, musste aufgebaut werden. Abschließend musste eine geeignete Spiralfeder gefunden werden, die im Zusammenspiel mit den vorhandenen Gewichten realitätsnahe zeitliche Belastungskurven

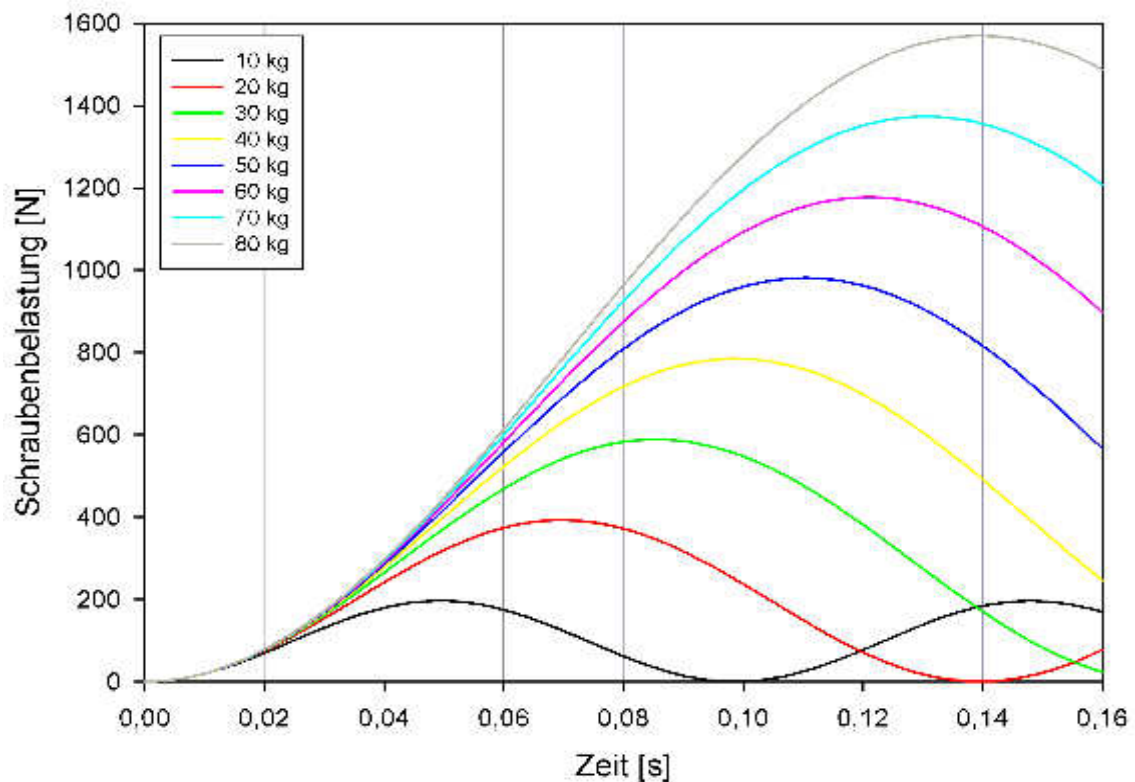
Länge l_F	Durchmesser D_F	Drahtdurchmesser d_F	Federkonstante κ
140 mm	44,5 mm	6,5 mm	40,53 N/mm

Tabelle 6.6: Eigenschaften der verwendeten Spiralfeder.

erzeugt. Für diese Aufgabe wurde ein Simulationsprogramm geschrieben und diverse Rechnungen mit wechselnden Parametern und Daten von handelsüblichen Spiralfedern durchgeführt. Als ideal erwies sich eine Feder mit den Eigenschaften aus Tabelle 6.6. In Abbildung 6.12 ist das Ergebnis der Berechnungen für die Spiralfeder mit den Eigenschaften aus Tabelle 6.6 grafisch dargestellt. Die Berechnungen wurden mit einer Fallhöhe von $h = 0$ m und für acht verschiedene Gewichte durchgeführt. Man erkennt, dass der Verlauf der Schraubenbelastung in etwa derjenigen aus Abbildung 6.7 entspricht. Dies gilt insbesondere für die größeren Fallgewichte schwerer 50 kg.

Langsamer ablaufende Belastungen lassen sich mit der vorhandenen Apparatur nicht verwirklichen. Weil jedoch vor allem die schnellen Vorgänge wegen der Trägheit der Bauteile kritisch sind, sollten schnell brechende Schrauben auch bei langsamer ablaufenden Druckerhöhungen zerreißen.

Um größere Belastungsspitzen zu erzeugen, muss $h > 0$ m gewählt werden. Die Belastungskurve folgt dann nicht mehr dem idealen Verlauf mit der Steigung 0 am Zeitnullpunkt. Auch hier gilt aber: Brechen die Schrauben bei einem schnellen Belastungsanstieg, brechen sie auch bei langsameren Belastungsanstiegen. In Abbildung 6.13 sind zeitliche Belastungsverläufe für verschiedene Fallhöhen ($m = 80$ kg) zu sehen.

Abbildung 6.12: Zeitlicher Verlauf der Schraubenbelastung durch unterschiedliche Fallgewichte. Die Fallhöhe beträgt $h = 0$ m.

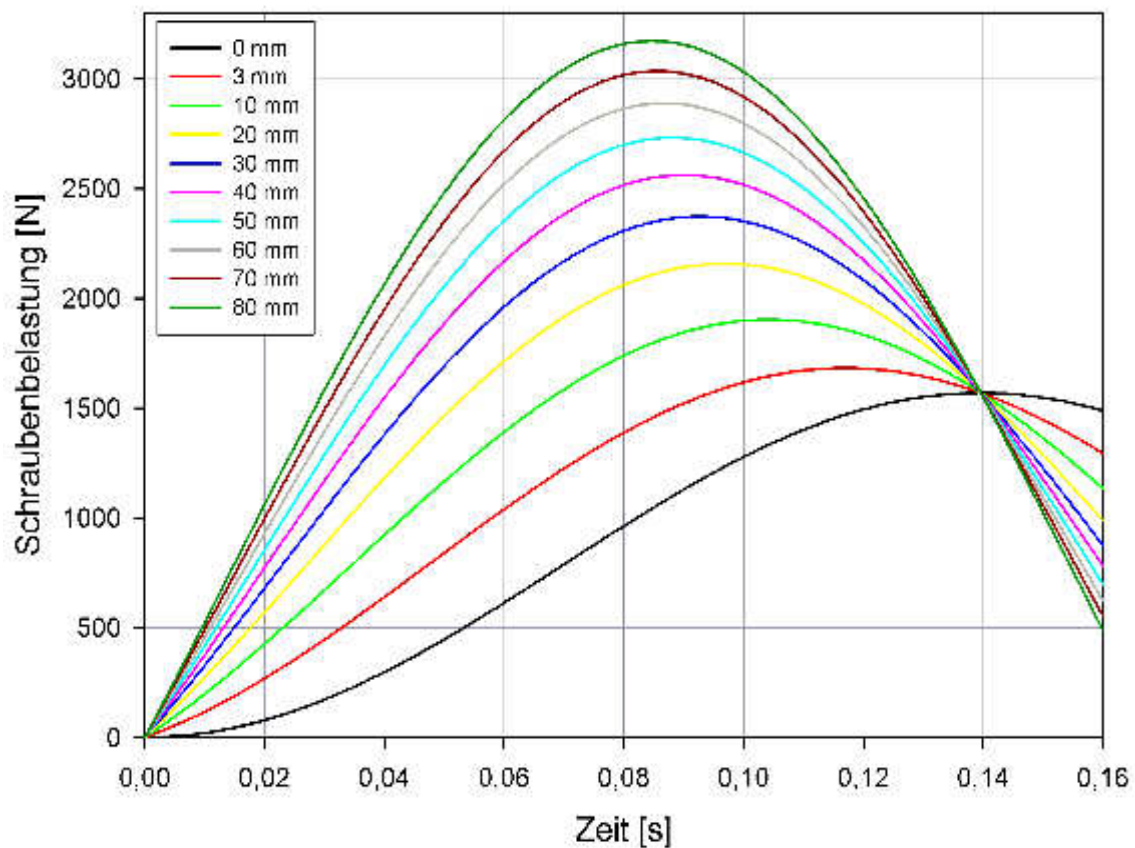


Abbildung 6.13: Zeitlicher Verlauf der Schraubenbelastung für verschiedene Fallhöhen h bei einem Fallgewicht von $m = 80$ kg.

6.3.1.1.2 Kraftverhältnisse beim Anziehen von Schrauben

Wird eine Schraube festgezogen, so wird der Schraubenschaft gedehnt, während die Mutter und das geschraubte Material gestaucht werden. Um die Schraube zu drehen, muss ein ausreichend großes Drehmoment aufgewandt werden, so dass die Reibung im Gewinde sowie die Reibung des Kopfes (bzw. der Mutter) überwunden wird. Die Montagevorspannkraft F_M und das Anzugsdrehmoment M_A stehen in folgendem Zusammenhang:

$$M_A \approx F_M \cdot (0,16 \cdot P + 0,58 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot r_m) \quad (6.16)$$

Dabei ist P die Gewindesteigung, $d_2 = d - 0,122687 \cdot P$ der Flankendurchmesser, μ_G der Koeffizient der Reibung, die im Gewinde auftritt und μ_K der Koeffizient der Reibung, welche zwischen Schraube und Unterlagsscheibe auftritt. Das r_m in Gleichung (6.16) ist der mittlere Auflageradius und definiert als

$$r_m = \frac{1}{4} \cdot (D_a + D_i) \quad (6.17)$$

Damit die gewünschte Montagevorspannung σ_M erreicht werden kann, muss die Schraube hinreichend stabil sein. Das heißt, dass die beim Anziehen auftretende Belastung, die

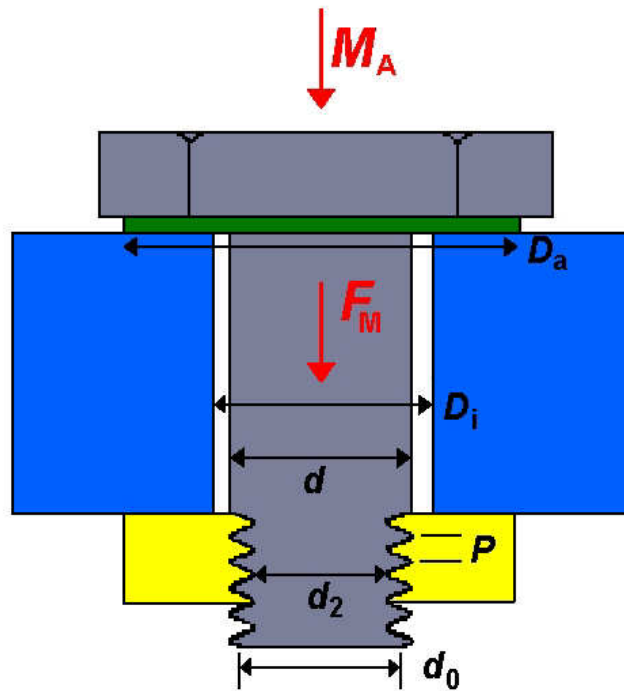


Abbildung 6.14: Schematisierte Verhältnisse an einer Schraube (grau) mit Unterlagscheibe (grün), die gerade angezogen wird.

sich aus der Torsion σ_T und der Zugspannung (Montagevorspannung) zusammensetzt, unter der Bruchspannung σ_B liegen muss. Aus der Gleichung für das Schraubenversagen

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \sigma_T^2} \quad (6.18)$$

folgt für die maximal zu erreichende Montagevorspannung σ_M

$$\sigma_M = \frac{\sigma_B}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{2 \cdot d_2}{d_0} \left(\frac{0,32 \cdot P}{d_2} + 1,16 \cdot \mu_G \right) \right)^2}} \quad (6.19)$$

mit d_0 als maßgebenden Durchmesser des Spannungsquerschnitts.

6.3.1.2 Versuchsaufbau

Zunächst wurde eine Mechanik aufgebaut, in die die zu untersuchenden Schrauben mitsamt einer Kraftmessdose gemäß Abbildung 6.10 eingespannt werden konnten. Im Wesentlichen besteht dieser Aufbau aus zwei dreibeinigen Stahltischchen sowie 2 Stahlplatten mit je 3 Bohrungen. Damit kann eine Schraube so belastet werden, wie in Abschnitt 6.3.1.1 beschrieben wurde. Die integrierte Kraftmessdose ermöglicht die Messung der zeitlichen Belastung der Schraube. In den Abbildungen 6.15 und B.21 ist die Mechanik zu sehen.



Abbildung 6.15: Vorrichtung zum Einspannen der zu untersuchenden Schraube. Auf dem linken Bild ist das untere Ende einer eingespannten Kunststoffschraube zu sehen, die die Kraftmessdose mit Hilfe einer Unterlagsscheibe und Stahlmutter einspannt.

Für die Versuche wurde eine Apparatur benutzt, die im Folgenden mit dem Begriff Fallhammer bezeichnet wird. Der Fallhammer besteht aus einem zylindrischen Stahlfuß mit 28 cm Durchmesser und Höhe. In den Stahlfuß sind zwei Aluminiumstangen mit 140 cm Länge eingelassen in gegenseitigem Abstand von 18 cm. An diesen Stangen läuft das Fallgewicht. Das Gewicht wurde so konstruiert (Abbildungen B.19 und B.20), dass Massen von 10 kg bis 80 kg realisiert werden konnten. Ein Kettzug dient dem Anheben des Gewichts. Oberhalb des Gewichts läuft eine Querstange an den Führungsstangen, die mit Hilfe von Klemmschrauben in beliebiger Höhe festgestellt werden kann. An dieser Querstange ist ein drehbar gelagerter Haken mit Handgriff befestigt, an der das Gewicht aufgehängt werden kann. Durch Betätigen des Handgriffs wird das Gewicht ausgeklinkt und fällt nach unten.

Mit Hilfe eines Ladungsverstärkers (Firma Kistler) wurden die Signale von der Kraftmessdose in leicht aufzeichnbare Spannungssignale umgewandelt und mit einem Oszilloskop erfasst. Von dort wurden die Messdaten in einen Rechner übertragen und dort dauerhaft gespeichert. Die Apparatur ist in Abbildung 6.16 zu sehen.

6.3.1.3 Versuchsdurchführung

Für die Versuche wurden Schrauben aus der speziellen Aluminiumlegierung AlMg₃ und



Abbildung 6.16: Versuchsausrüstung zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast.

Schrauben aus dem Kunststoff Polyamid PA 6.6 ausgewählt. Die ausgewählten Schrauben schienen auf Grund der zuvor angestellten Überlegungen viel versprechende Kandidaten für unsere Zwecke zu sein. Schrauben aus Stahl oder Eisen sind zu stabil, wie theoretische Abschätzungen zeigten.

Im ersten Arbeitsschritt wurde die Kraftmessdose kalibriert, indem sie mit 80 kg belastet und der zugehörige Messwert abgelesen wurde. Anschließend wurde das gewünschte Gewicht aufgebaut und anschließend die Fallhöhe eingestellt. Das Gewicht wurde angehoben und eingehakt. Danach wurden Rechner, Oszilloskop und Ladungsverstärker eingeschaltet und für die Messung vorbereitet. Die zu untersuchende Schraube wurde in die Prüfapparatur eingesetzt und die Schraubenmutter mit einem Drehmomentschlüssel so weit angezogen, bis die gewünschte Montagevorspannkraft F_M erreicht war (Gleichung (6.16)). Der angezeigte Messwert von der Kraftmessdose diente der Kontrolle. Durch Lösen des Hakens wurde die Messung ausgelöst. Die erhaltene zeitliche Kraftverlauf wurde gespeichert und der Zustand der Schraube untersucht und dokumentiert. Dieser Versuchsablauf wurde für das Messprogramm in Tabelle 6.7 durchgeführt. Abschließend wurde die Kraftmessdose erneut kalibriert, um die eingangs durchgeführte Kalibrierung zu überprüfen.

6.3.1.4 Versuchsergebnisse

Die Kraftmessdose wurde vor der Versuchsreihe mit den AlMg₃-Schrauben kalibriert und nochmals vor der Messreihe mit den PA 6.6-Schrauben. Als Kalibrierwerte ergaben sich $k_1 = 1.128 \text{ N/V}$ (AlMg₃) und $k_2 = 1.291 \text{ N/V}$ (PA 6.6).

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Material	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃
Schraube	M4	M4	M4	M4	M5	M5	M5	M5
m [kg]	30	30	30	30	30	30	30	30
h [mm]	165	165	165	165	165	215	200	280
κ [N/mm]	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53
F_M [N]	35	115	90	175	35	20	425	20
Nr.	9	10	11	12	13	14	15	16
Material	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃
Schraube	M5	M5	M5	M5	M5	M5	M5	M5
m [kg]	30	30	30	30	30	30	80	80
h [mm]	280	280	280	395	395	395	67	67
κ [N/mm]	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53
F_M [N]	90	425	90	0	210	420	20	90
Nr.	17	18	19	20	21	22	23	24
Material	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃	AlMg ₃
Schraube	M5	M6	M6	M6	M6	M6	M5	M6
m [kg]	80	80	80	80	80	80	80	80
h [mm]	67	155	155	155	155	155	155	155
κ [N/mm]	40,53	151,3	151,3	151,3	151,3	151,3	151,3	151,3
F_M [N]	125	105	90	20	2.250	20	240	420
Nr.	25	26	27	28	29	30	31	32
Material	AlMg ₃	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6
Schraube	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M5	M5
m [kg]	40	40	40	40	40	40	40	40
h [mm]	135	145	145	145	145	145	145	145
κ [N/mm]	151,32	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53
F_M [N]	0	0	0	0	0	0	20	0
Nr.	33	34	35	36	37	38	39	40
Material	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6	PA 6.6
Schraube	M5	M5	M5	M4	M4	M4	M4	M4
m [kg]	40	40	40	40	40	40	40	40
h [mm]	145	145	145	145	145	145	145	145
κ [N/mm]	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53	40,53
F_M [N]	20	40	40	25	25	25	25	25

Tabelle 6.7: Versuchsprogramm zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast.

Die aufgezeichneten Spannungskurven Nr. 1 bis Nr. 25 wurden mit dem Kalibrierwert k_1 in Kraftverläufe umgerechnet, die Spannungskurven Nr. 26 bis Nr. 39 mit dem Kalibrierwert k_2 . Diese wurden als Grafiken aufbereitet und sind im Anhang A.4 zusammengestellt. Für den Versuch Nr. 40 wurden keine Daten gespeichert.

6.3.1.5 Versuchsauswertung

Aus den Kurven wurde die dynamische Bruchlast F_B der Schrauben abgeleitet sowie die Kraftdifferenz zwischen Montagevorspannung und Bruchlast $\Delta F = F_B - F_M$ abgeleitet. Es ergaben sich die Werte aus Tabelle 6.8.

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_B [N]	1.815	1.815	1.815	1.815	2.344	2.626	2.732	2.573	2.626	2.626
ΔF [N]	1.780	1.700	1.725	1.640	2.309	2.606	2.312	2.553	2.536	2.206
Komm.	B	B	B	B	KB	KB	GA	GA	GA	GA
Nr.	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_B [N]	2.873	2.820	2.891	3.014	2.785	2.838	2.838	3.948	4.061	4.061
ΔF [N]	2.783	2.820	2.681	2.594	2.765	2.748	2.713	3.843	3.971	4.041
Komm.	KB	B	B	B	B	B	B	B	B	B
Nr.	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
F_B [N]	4.061	3.948	2.707	4.019	2.961	1.634	1.835	1.756	1.835	1.856
ΔF [N]	1.811	3.928	2.467	3.599	2.961	1.634	1.835	1.756	1.835	1.856
Komm.	B	B	B	B	KB	GB	B	B	B	B
Nr.	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
F_B [N]	928	1.089	1.069	1.049	1.049	761	727	695	727	682
ΔF [N]	908	1.089	1.049	1.009	1.009	736	702	670	702	657
Komm.	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B

Tabelle 6.8: Aus den Versuchen Nr. 1 bis 40 abgeleitete Schraubenbruchlast F_B und Differenz zwischen Bruchlast und Montagevorspannung ΔF . Die Kürzel in der Zeile Komm. stehen für: B = Bruch, KB = kein Bruch und GA = Gewinde abgezogen.

Werden die vier Versuche nicht berücksichtigt, bei denen kein sofortiges Schraubenversagen auftrat, so ergeben sich für die mittleren Bruchlasten der Schrauben \bar{F}_B sowie für die zugehörigen relative Standardabweichung σ_{rel} die Zahlen aus Tabelle 6.9.

Die geringen Standardabweichungen in der rechten Spalte der Tabelle 6.9 zeigen, dass sich die Bruchlasten der einzelnen Schrauben gut reproduzieren lassen.

Die eingestellte Montagevorspannkraft (z. B. bei Versuch Nr. 21) hat keinen nachweisbaren Einfluss auf die Schraubenbruchlast. Daraus kann geschlossen werden, dass eine eingestellte Montagevorspannkraft zu einem niedrigeren statischen Ansprechdruck führt bzw. dass sich mit Hilfe der Montagevorspannkraft statische Ansprechdrücke definiert einstellen lassen.

Material	Stärke	\bar{F}_B [N]	σ_{rel} [%]
AlMg ₃	M4	1.815	0,0
AlMg ₃	M5	2.768	4,7
AlMg ₃	M6	4.016	1,4
Polyamid 6.6	M4	718	4,3
Polyamid 6.6	M5	1.041	6,2
Polyamid 6.6	M6	1.783	5,1

Tabelle 6.9: Mittlere Bruchlasten \bar{F}_B der untersuchten Schrauben sowie die dazugehörige relative Standardabweichung σ_{rel} .

Diese Eigenschaften – reproduzierbare Bruchlasten und einstellbarer statischer Ansprechdruck – schienen die Schrauben aus AlMg₃ und Polyamid 6.6 für den Verschluss von Druckentlastungsklappen zu qualifizieren. Aus diesem Grund wurden nun Experimente auf dem Versuchsfeld in Kappelrodeck angestrebt, um das Ergebnis aus Abschnitt 6.3.1 zu verifizieren.

6.3.2 Versuche auf dem Versuchsfeld Kappelrodeck

6.3.2.1 Versuchsaufbau

Im Prinzip wurde der gleiche Versuchsaufbau verwendet wie unter Abschnitt 5.2.1 beschrieben. Verwendet wurde ein Druckentlastungsblech von 1,5 mm Stärke, welches mit Hilfe einer Stahlschiene und sieben Schrauben einseitig auf dem Gitterrahmen befestigt wurde. Verschlössen wurde die Klappe mit fünf Schrauben aus Polyamid 6.6 mit der Stärke M5 gemäß der Skizze in Abbildung 6.17.

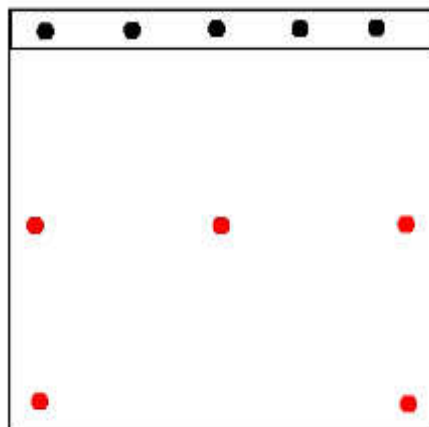


Abbildung 6.17: Positionen der Polyamid-Schrauben zum Verschluss der Druckentlastungsklappe (rote Punkte).

6.3.2.2 Versuchsdurchführung

Im Versuchsbehälter wurde durch Einblasen von Maisstärke ($K_{St} \approx 190 \text{ bar}\cdot\text{m/s}$) eine Staubkonzentration von $c = 750 \text{ g/cm}^3$ eingestellt. Mit einer Zündverzögerungszeit von $t_V = 0,6 \text{ s}$ wurde das Gemisch durch einen chemischen Zünder (10 kJ) zur Explosion gebracht. Der Zeitpunkt der beginnenden Klappenöffnung wurde mit Hilfe einer Lichtschranke erfasst. Einblas-, Zünd-, Druck- und Lichtschrankensignal wurden mit einem Transientenrekorder erfasst und später auf einem Rechner gesichert. Insgesamt wurden sieben Versuche durchgeführt.

6.3.2.3 Versuchsergebnisse

Die Messdaten wurden aufgearbeitet und in Anhang A.5 dargestellt. Die gemessenen reduzierten Überdrücke p_{red} und dynamischen Ansprechdrücke p_{dyn} sind in Tabelle 6.10 aufgelistet.

Nr.	1	2	3	4	5	6	7
p_{dyn} [bar]	0,11	0,15	0,09	0,09	0,08	0,11	0,12
p_{red} [bar]	0,23	0,28	0,17	0,18	0,17	0,22	0,24

Tabelle 6.10: Gemessene reduzierte Überdrücke p_{red} und dynamische Ansprechdrücke p_{dyn} bei den Eignungstests von Polyamid-Schrauben als Klappenverschluss.

6.3.2.4 Versuchsauswertung

Die fünf Polyamid-Schrauben erzeugen gemäß

$$D_z = 3 \cdot F_B \cdot r_1 + 2 \cdot F_B \cdot r_2 = 3 \cdot 1.041 \text{ N} \cdot 0,125 \text{ m} + 2 \cdot 1.041 \text{ N} \cdot 0,24 \text{ m} = 890 \text{ Nm} \quad (6.20)$$

ein Zuhaltmoment von $D_z = 890 \text{ Nm}$. Bezieht man dieses Moment auf die Mitte der Platte, so ergibt sich ein statischer Ansprechdruck von $p_{stat} = 0,28 \text{ bar}$. Wie man den Werten für den dynamischen Ansprechdruck aus Tabelle 6.10 entnimmt, wurde der statische Ansprechdruck bei Weitem nicht erreicht. Der Mittelwert der gemessenen dynamischen Ansprechdrücke beträgt $\bar{p}_{dyn} = 0,107 \text{ bar}$ mit einer relativen Standardabweichung von $\sigma_{rel} = 22 \%$. Das ist weniger als die Hälfte des erwarteten Wertes, exakt $38,3 \%$.

Der Grund für diesen geringen dynamischen Ansprechdruck ist darin zu sehen, dass das Druckentlastungsblech mit $1,5 \text{ mm}$ Stärke recht dünn ist und sich beim Entlastungsvorgang stets in sich verbog. Dadurch entstanden zum einen Scherkräfte auf die Schrauben, die zusätzlich zu den Zugkräften wirkten. Da Schrauben gegenüber Scherung weit weniger robust sind als gegenüber reinem Zug, waren die Bruchlasten deutlich geringer als im Laborexperiment ermittelt.

Dazu kam zu anderen, dass durch die Verbiegung des Druckentlastungsbleches die Schrauben nicht gleichmäßig belastet wurden. Dies führte dazu, dass die Schrauben

eher nacheinander brachen als gleichzeitig. Der Öffnungsvorgang der mit Schrauben verschlossenen Druckentlastungsklappen ähnelte dem eines Reißverschlusses. Durch das iterative Brechen der Schrauben wird ein erheblich kleinerer Ansprechdruck realisiert als wenn alle Schrauben gleichzeitig und gleichmäßig verteilt beansprucht werden.

6.3.2.5 Verifizierung im Rahmen von F-05-0901

Im Rahmen des Projektes F-05-0901 wurden die Erkenntnisse aus Abschnitt 6.3.1 gleichzeitig genutzt und erneut geprüft. Auf dem 27 m³-Behälter des Versuchsgeländes Kappelrodeck wurde eine massive Stahlklappe mit soliden Scharnieren mit zwei bzw. vier M6-Schrauben aus Polyamid 6.6 verschlossen (Abbildung 6.18). Der berechnete statische Ansprechdruck lag bei $p_{\text{stat}} = 0,105$ bar (zwei Schrauben) bzw. $p_{\text{stat}} = 0,162$ bar (vier Schrauben). Als mittlerer dynamischer Ansprechdruck wurden bei den Versuchen mit zwei Schrauben $\bar{p}_{\text{dyn}} = 0,11 \pm 10,3\%$ gemessen. Bei den Versuchen mit vier Schrauben ergab sich $\bar{p}_{\text{dyn}} = 0,164 \pm 3,4\%$, wobei ein krasser Ausreißer nicht berücksichtigt wurde. Bei letztgenanntem Versuch brachen die Schrauben nicht, sondern das Gewinde wurde von Schrauben gezogen. Deshalb entstand ein deutlich geringerer dynamischer Ansprechdruck. Die Ergebnisse aus Abschnitt 6.3.1 konnten somit bestätigt werden [2].



Abbildung 6.18: Massive Druckentlastungsklappe auf dem 27 m³-Behälter in Kappelrodeck. Die Klappe ist mit vier M6-Schrauben aus Polyamid 6.6 verschlossen.

6.4 Weitere Ideen

Abschließend sollen einige weitere Ideen kurz aufgezeigt und erläutert werden. Auch wenn sie im Rahmen dieses Projektes nicht getestet wurden, sollen sie hier genannt werden, um nicht in Vergessenheit zu geraten.

6.4.1 Schrauben mit großen Unterlagsscheiben

Möglich wäre es, anstelle der in Kapitel 5 vorgestellten Metallaschen, große Unterlagsscheiben als Klappenverschluss zu verwenden. Mit Hilfe von Schrauben werden die Unterlagsscheiben so am Rand der Druckentlastungsklappe befestigt, dass ein Teil der Unterlagsscheiben die Klappe durch Klemmung verschließt. In Abbildung 6.19 ist dies schematisiert dargestellt. Der Vorteil gegenüber den Metallaschen wäre in erster Linie ein Kostenvorteil, da Unterlagsscheiben Pfennig-Artikel sind.

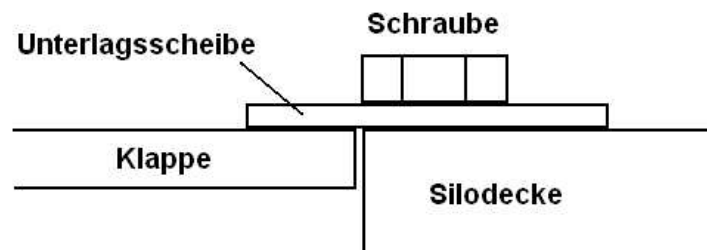


Abbildung 6.19: Skizze einer Schraube mit großer Unterlagsscheibe, die eine Druckentlastungsklappe durch Klemmung verschließt.

6.4.2 Hohlschrauben kombiniert mit Normalschrauben

Die in Abschnitt 6.1 aufgezeigten Schrauben mit einfacher Kernbohrung konnten nicht verwendet werden, da sie beim Anziehen brachen (Scherkräfte). Möglich wäre es aber, eine Druckentlastungsklappe zunächst mit normalen Schrauben fest zu verschließen und danach in Gewindebohrungen, die sich direkt neben diesen Schrauben befinden, Hohlschrauben einzudrehen. Da die Klappe durch die Normalschrauben fest angepresst ist, braucht man die Hohlschrauben nur ganz leicht anzuziehen. Abschließend müssen die Normalschrauben entfernt werden. Weil die übrig gebliebenen Hohlschrauben dann nur auf Zug belastet werden, sollten diese stabil genug sein, um die Klappe verschlossen zu halten.

6.4.3 Schrauben mit Dübeln als Gegenstück

Bei den experimentellen Tests der Bügelklappe (Kapitel 3) wurden spezielle Spreizdübel verwendet, um die Druckentlastungsklappe zu verschließen. Die Idee dabei war, dass die Dübel stabil genug sind, eine Klappe dauerhaft verschließen zu können. Im Gegensatz dazu sollten sie aber die Klappe im Explosionsfall bei geringem Überdruck im

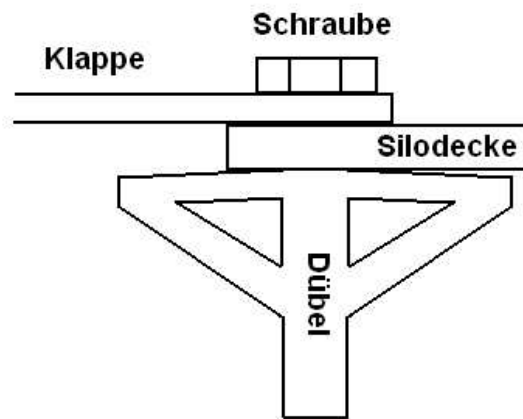


Abbildung 6.20: Skizze einer Schraube mit Spreizdübel, die eine Druckentlastungsklappe verschließt.

Behälter freigeben. In Abbildung 6.20 ist dieses Prinzip schematisiert dargestellt. Das Verschließen von Druckentlastungsklappen mit Spreizdübeln hat die Vorteile, sehr kostengünstig und auch dann anwendbar zu sein, wenn die Klappe auf plattenähnlichen Strukturen aufliegt und nicht auf festem Mauerwerk oder Ähnlichem. Bei den in Abschnitt 3.3 beschriebenen Versuchen zeigte sich aber, dass die Spreizdübel erstaunlich stabil sind, d. h. es wurden hohe dynamische Ansprechdrücke damit erzeugt. Möglicherweise könnten aber systematische Untersuchungen Wege aufzeigen, auch dieses Konzept anwendbar zu machen.

Kapitel 7

Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Ziel des Projektes war es, möglichst kostengünstige Druckentlastungsklappen zu entwickeln, die ohne jegliche Aufbauten auf Silo- oder Gebäudedächern auskommen. Dieses Ziel wurde voll erreicht.

7.1 Druckentlastungsklappen

Mit der Bügelklappe (Kapitel 3) und dem Druckentlastungsblech auf dem Gitterrost (Kapitel 5) wurden zwei preiswerte und extrem robuste Druckentlastungseinrichtungen entwickelt, die auch als Eigenbau verwirklicht werden können. Als weiteres Resultat dieses Projektes existiert ein Rechner-Programm, mit dem sich die Bügel für das Konzept Bügelklappe für nahezu beliebige Anwendungen dimensionieren lassen. Damit wird der Einsatz dieser Lösung in der Praxis einfach.

Neben den im Experiment geprüften Klappenentwicklungen wurden Ideen bzw. Konzepte für weitere Möglichkeiten aufgezeigt, Druckentlastungseinrichtungen ohne Silodeckenaufbauten zu verwirklichen. Insbesondere die an Blattfedern aufgehängte Stahlplatte scheint eine vielversprechende Möglichkeit zu sein, Silos und Gebäude mit geringem Kostenaufwand gegen inneren Überdruck zu schützen. Alternativ zu den Blattfedern können Eisenlaschen eingesetzt werden, wobei in diesem Fall eine abgesprengte Druckentlastungsklappe durch Verbiegen der Laschen weich abgebremst wird.

7.2 Klappenverschlüsse

Weil der statische Ansprechdruck besonders wichtig ist für den Wirkungsgrad einer Druckentlastungsklappe wurde dieser Größe im Rahmen dieses Projektes besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Drei verschiedene Methoden zum Verschließen von Entlastungsklappen wurden entwickelt und im Versuch geprüft: Der Hakenverschluss (Abschnitt 6.2), die Biegelaschen (Abschnitt 5.2) und die Schrauben aus speziellen Materialien (Abschnitt 6.3).

Der Hakenverschluss funktioniert zuverlässig. Die Streuung im dynamischen Ansprechdruck ist mit 20 % bzw. 15 % als zufriedenstellend anzusehen. Der Ansprechdruck lässt sich einfach einstellen. Nachteilig ist der relativ hohe Herstellungspreis.

Als besonders preisgünstig haben sich die Laschen und Schrauben erwiesen. Die Laschen eignen sich besonders für die Realisierung geringer Ansprechdrücke. Nachteilig an den Laschen ist, dass sich der Ansprechdruck nicht so einfach bestimmen lässt wie bei den Schrauben. Alles in allem schneiden die Schrauben aus Polyamid 6.6 und AlMg₃ bei der Für- und Wider-Erörterung der Klappenverschlüsse am besten ab. Für die Schrauben spricht:

- Der Ansprechdruck lässt sich mit den hier bestimmten Bruchlasten einfach berechnen.
- Der Ansprechdruck lässt sich durch Einstellen einer Montagevorspannung definieren.
- Die Schrauben sind sehr preisgünstig.
- Die Streuung bei den dynamischen Ansprechdrücken ist mit maximal 10 % gering.

Gegen die Schrauben spricht die Alterung des Materials Polyamid 6.6 bei Wind und Wetter. Diesem Nachteil kann jedoch mit regelmäßigem Wechsel der Schrauben begegnet werden, was bei dem geringen Preis der Schrauben kaum ins Gewicht fällt.

Weitere Möglichkeiten, Druckentlastungsklappen zu verschießen, wurden aufgezeigt, welche nicht im Experiment geprüft wurden. An dieser Stelle sollen diese Möglichkeiten in erster Linie als Idee gewertet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] H. C. KRAUSE: *Private Mitteilung*, Ingenieurbüro Horst C. Krause, Bremen, 2003.
- [2] P. CHUPIN: *Experimentelle Verifizierung von Baumusterprüfungen im Modellmaßstab*, Masterarbeit, Forschungsgesellschaft für angewandte Systemsicherheit und Arbeitsmedizin und Hochschule Mannheim, 2009.

Anhang A

Messergebnisse

A.1 Versuche Kapitel 3

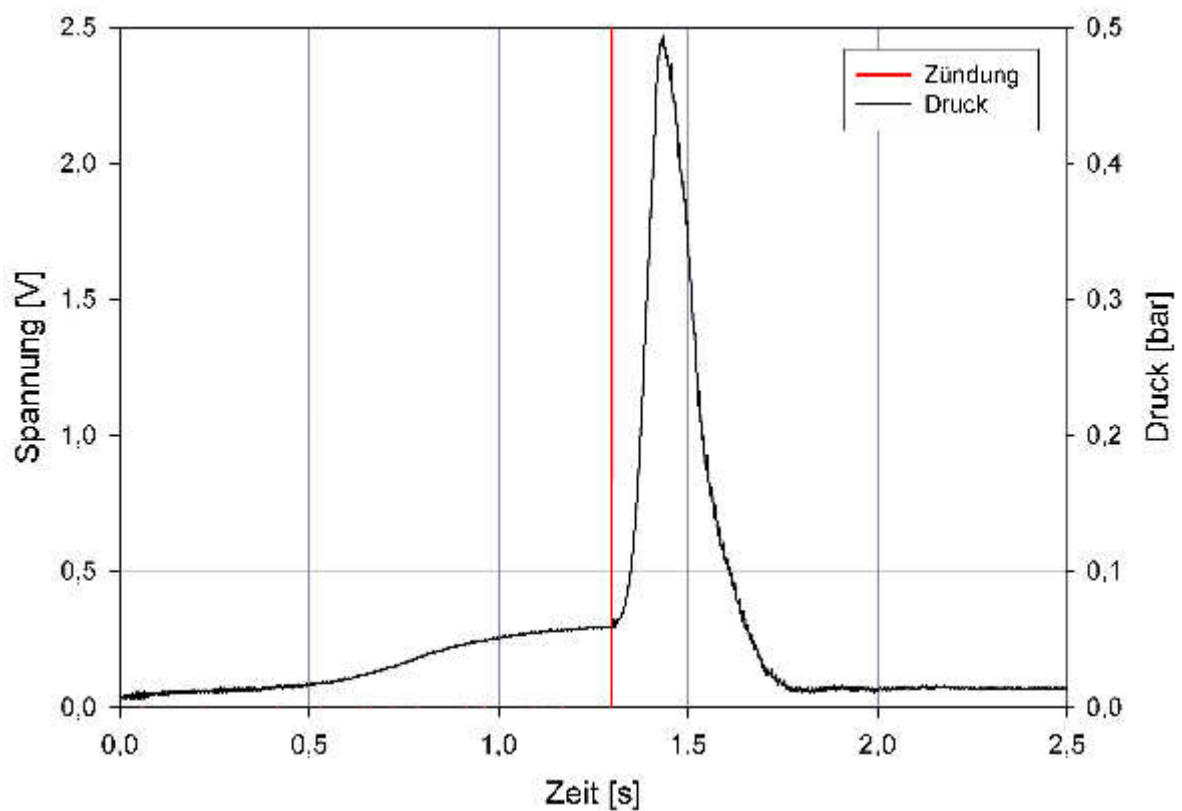


Abbildung A.1: Druckverlauf und Zündsignal bei Versuch Nr. 1. Datum: 18.09.2002.

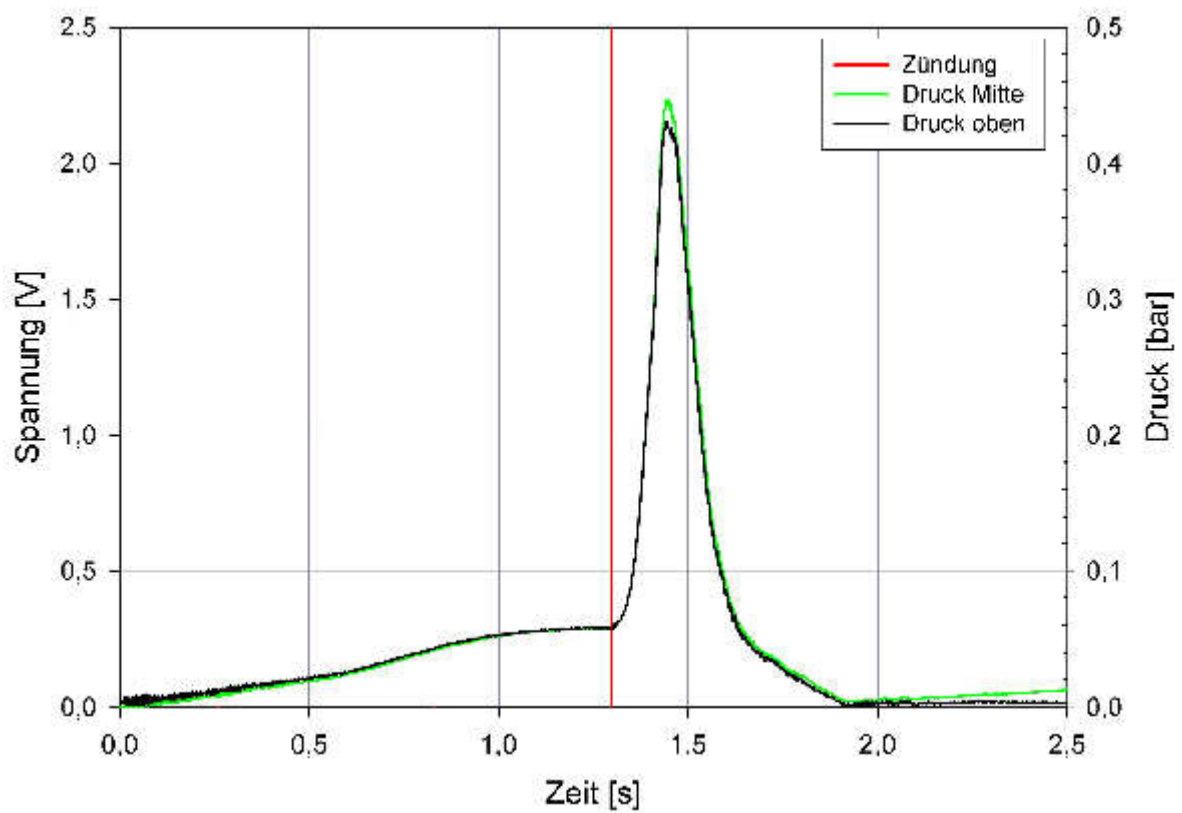
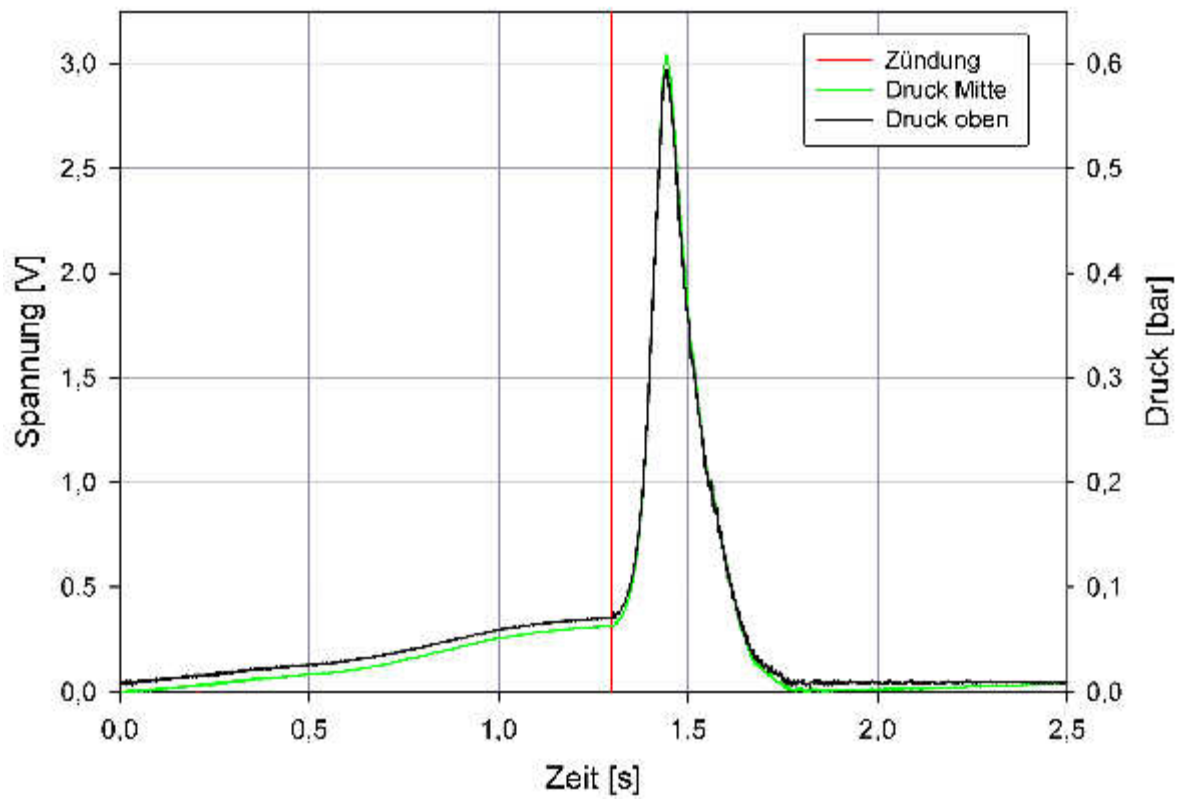


Abbildung A.2: Druckverläufe und Zündsignal bei Versuch Nr. 2 (oben) und Versuch Nr. 3 (unten). Datum: 19.09.2002.

A.2 Versuche Kapitel 5

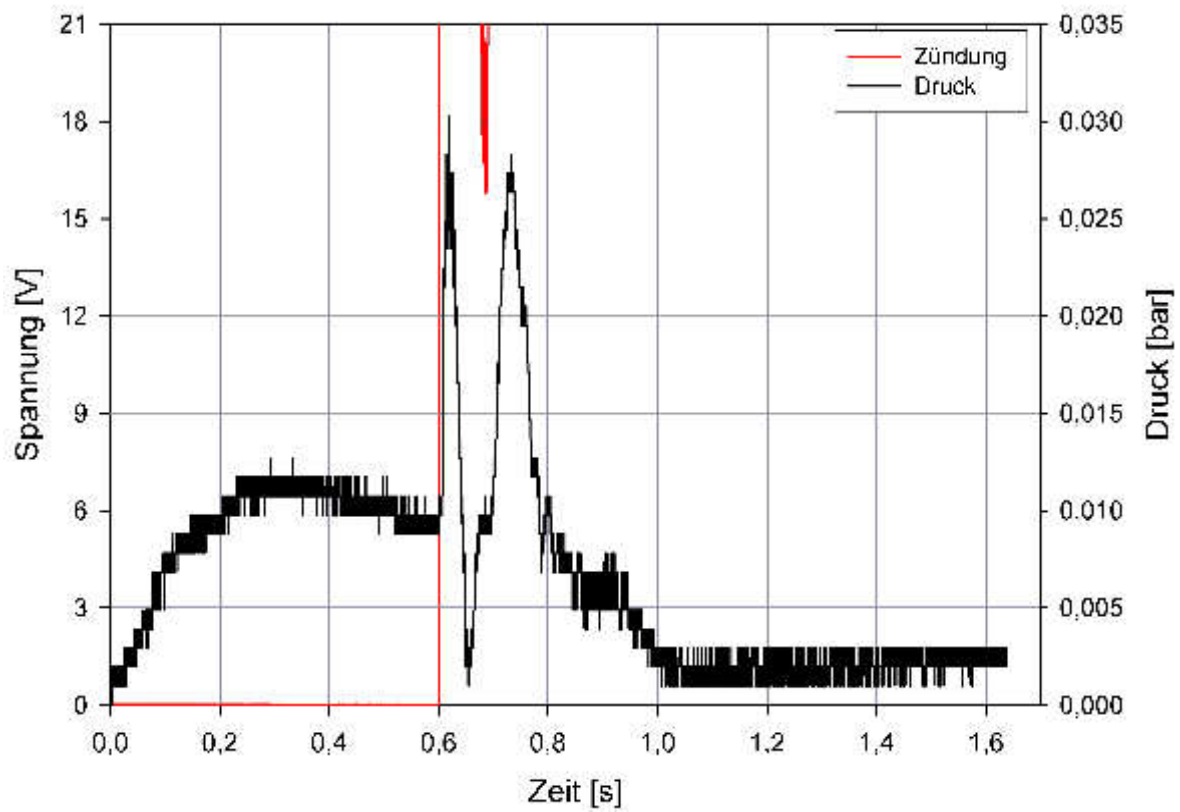


Abbildung A.3: Druckverlauf und Zündsignal bei Versuch Nr. 1. Datum: 27.09.2004

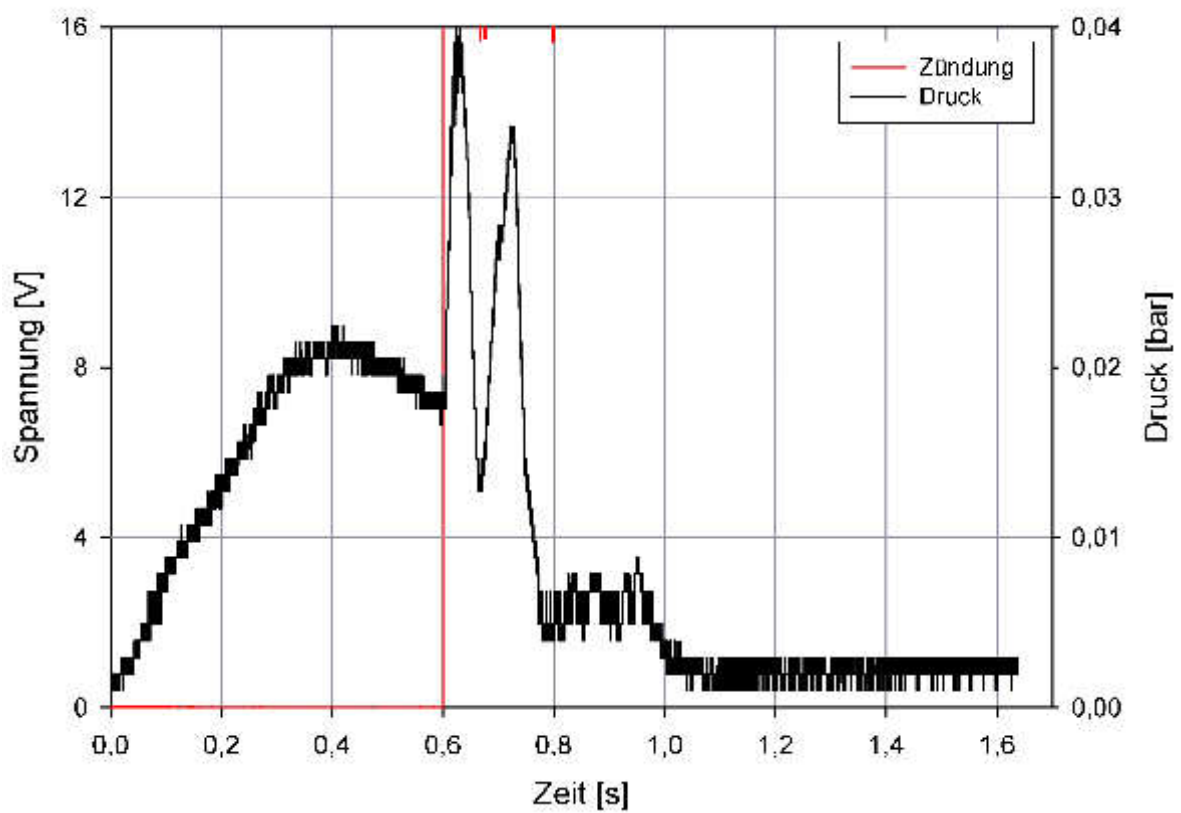
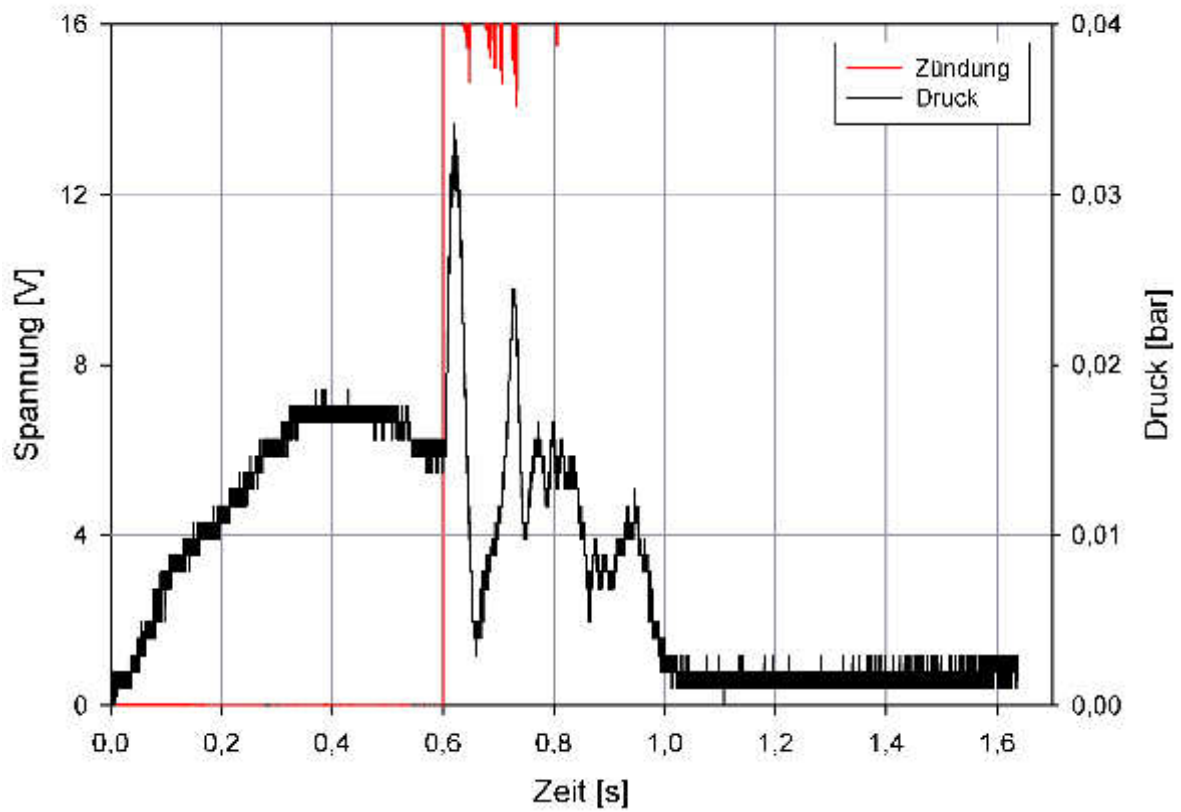


Abbildung A.4: Druckverlauf und Zündsignal bei Versuch Nr. 2 (oben) und Versuch Nr. 3 (unten). Datum: 27.09.2004.

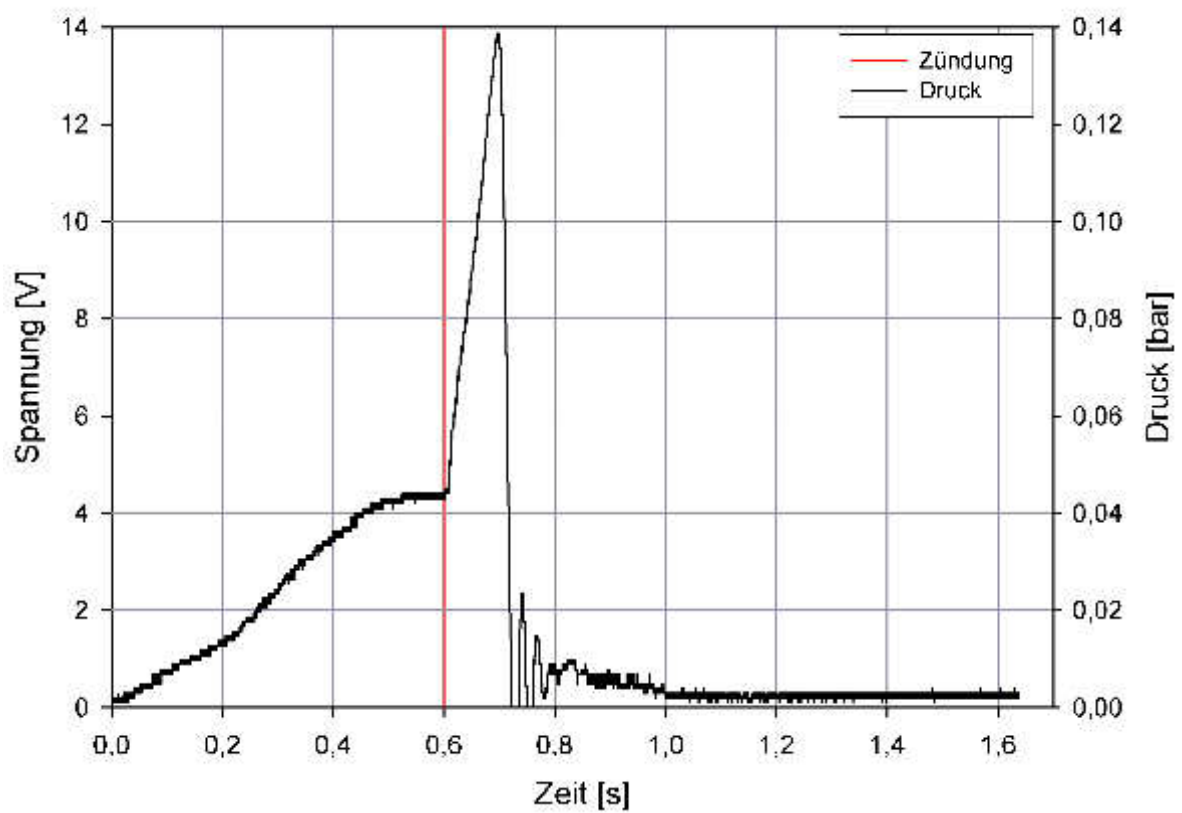
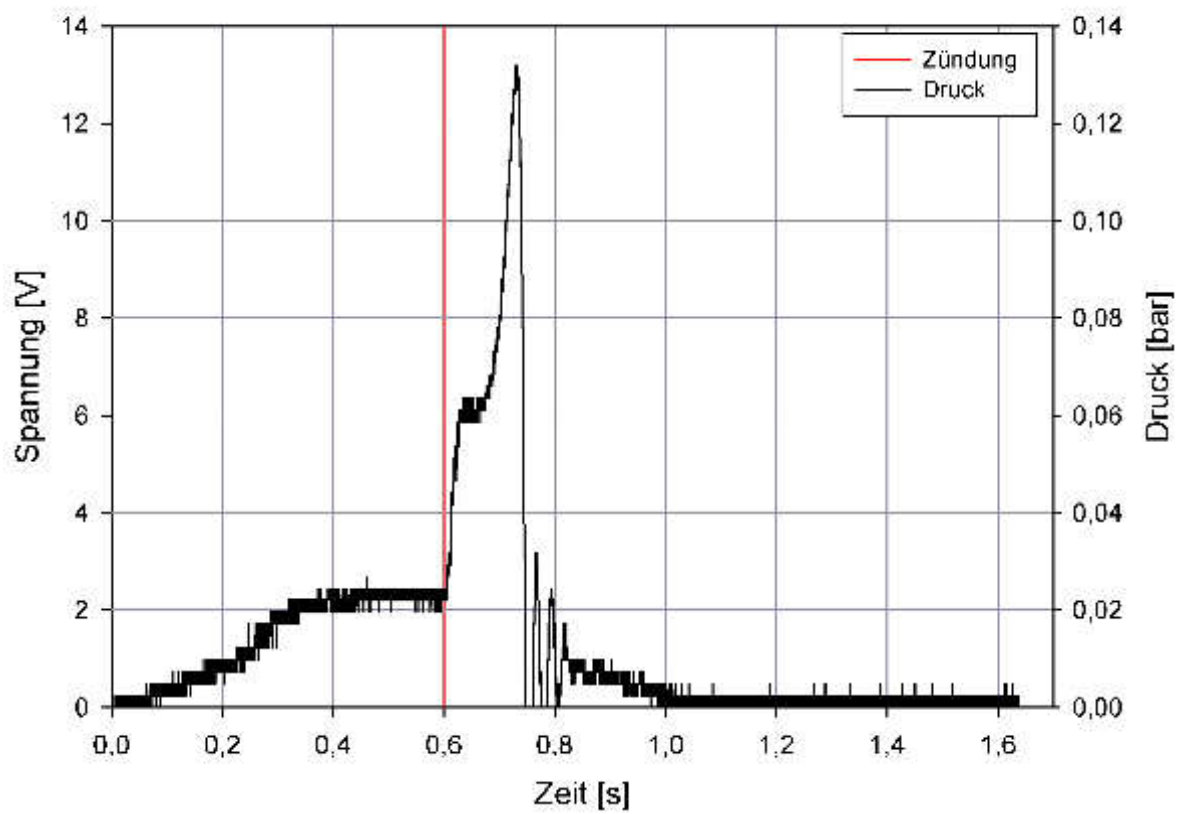


Abbildung A.5: Druckverlauf und Zündsignal bei Versuch Nr. 4 (oben) und Versuch Nr. 5 (unten). Datum: 29.09.2004.

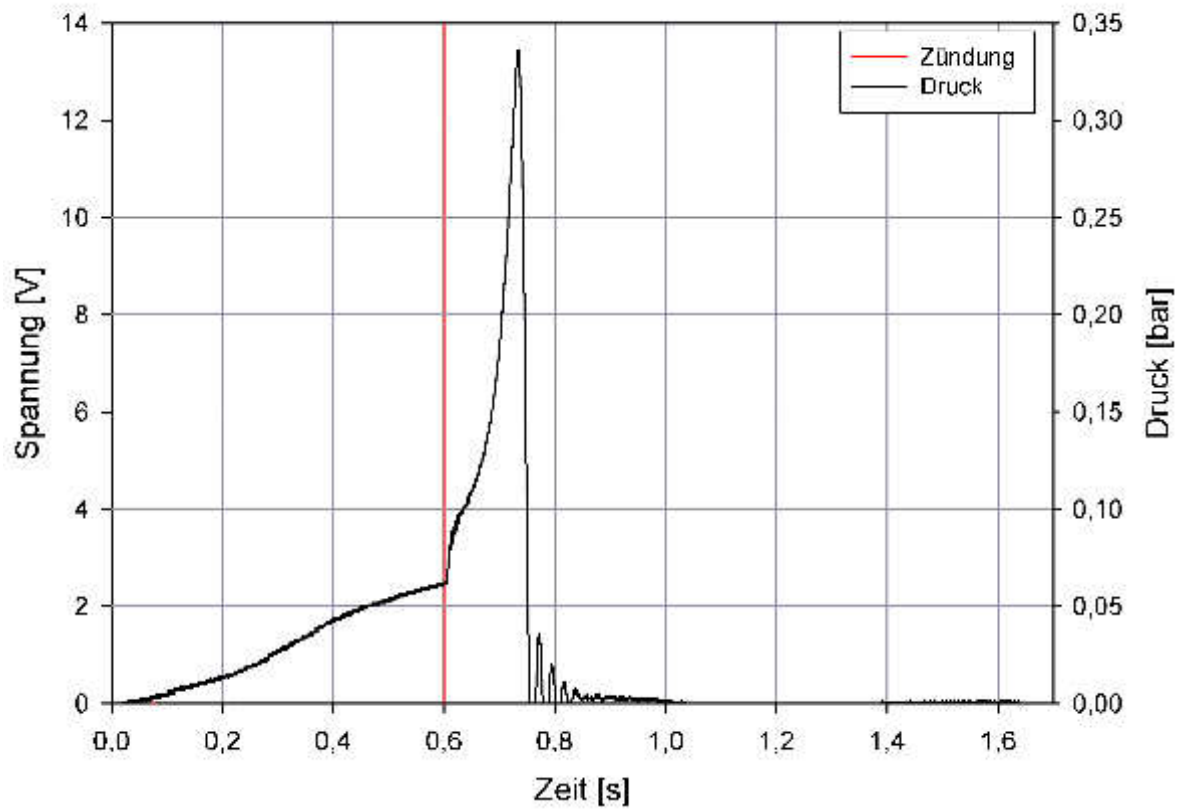


Abbildung A.6: Druckverlauf und Zündsignal bei Versuch Nr. 6. Datum: 29.09.2004.

A.3 Versuche Abschnitt 6.2

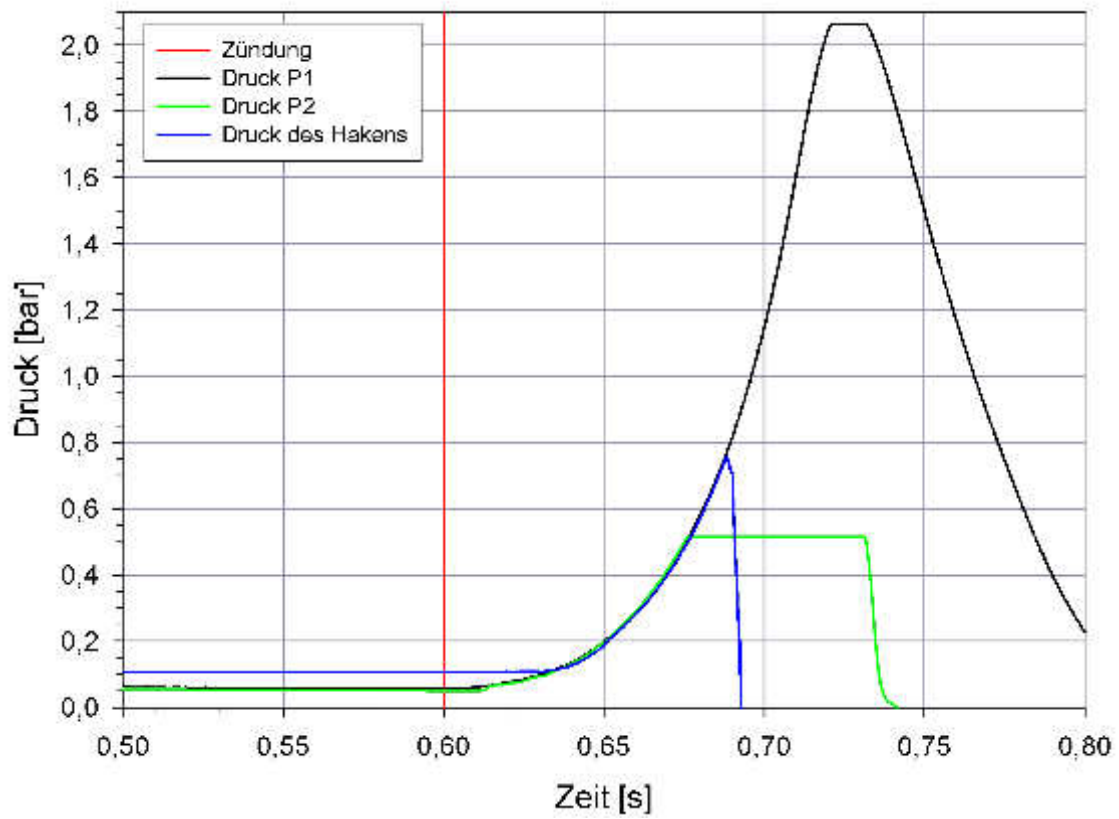


Abbildung A.7: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei Versuch Nr. 1. Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 16.09.2004.

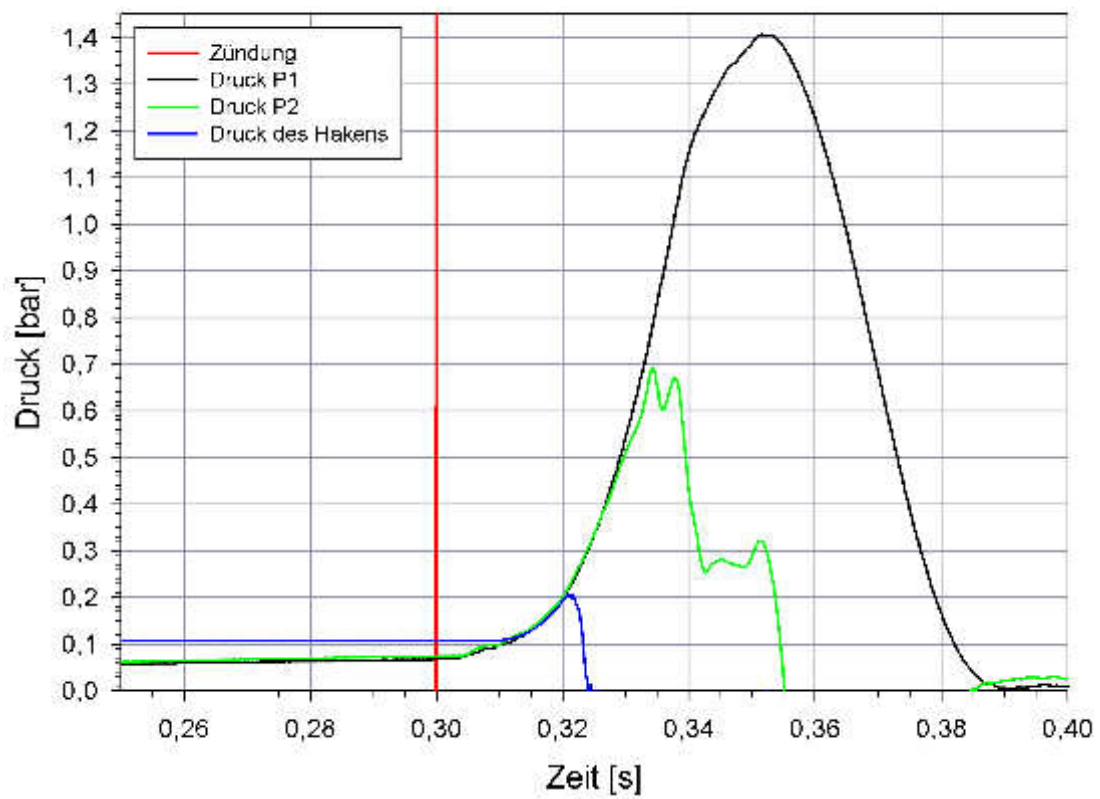
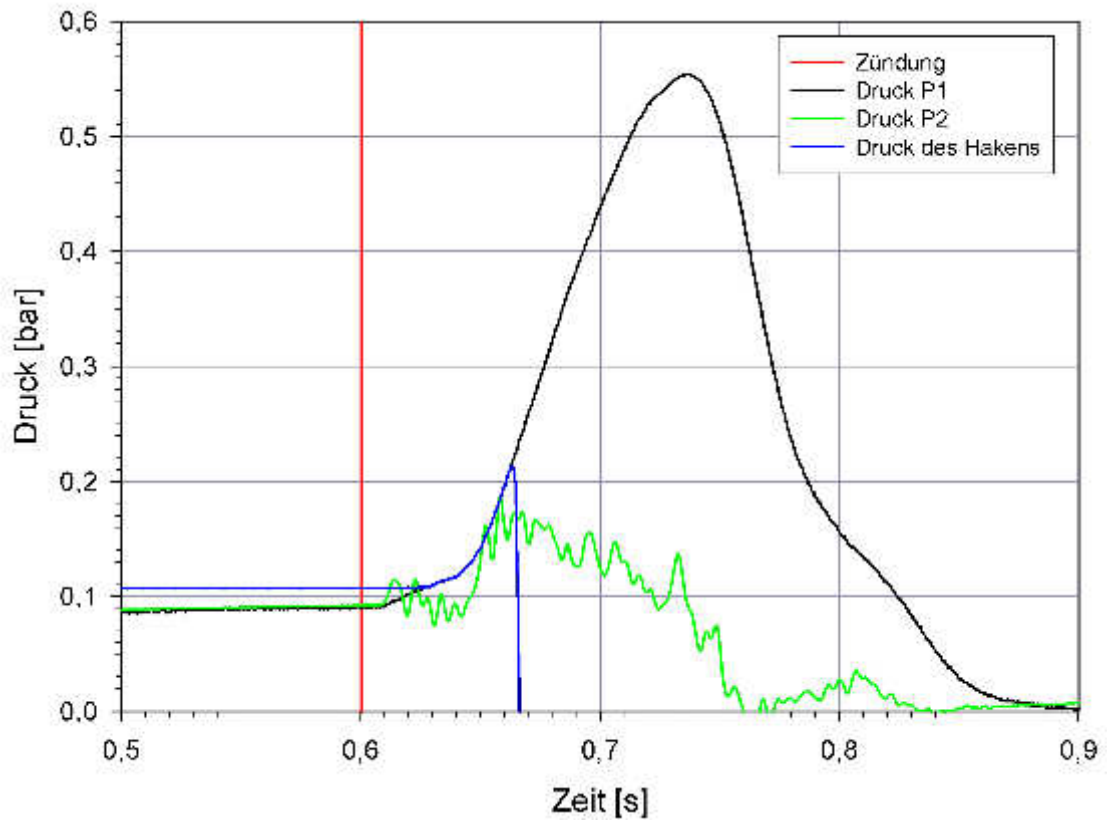


Abbildung A.8: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 2 (oben) und Nr. 3 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 16.09.2004.

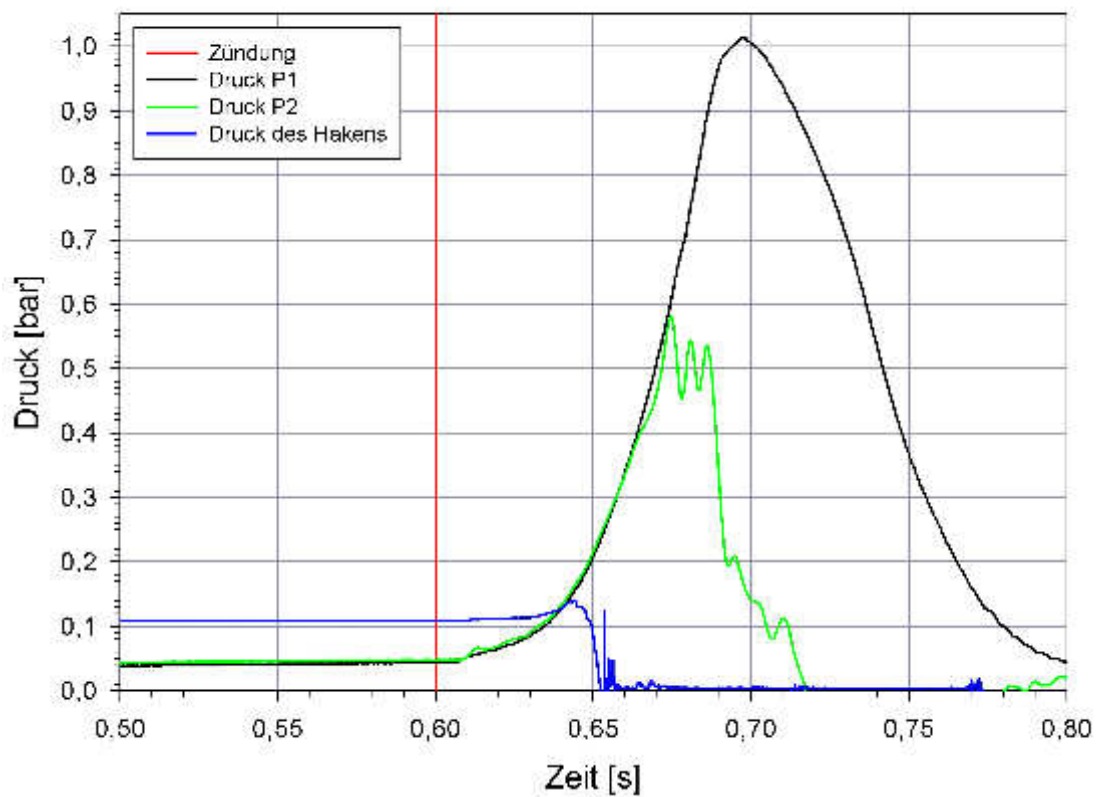
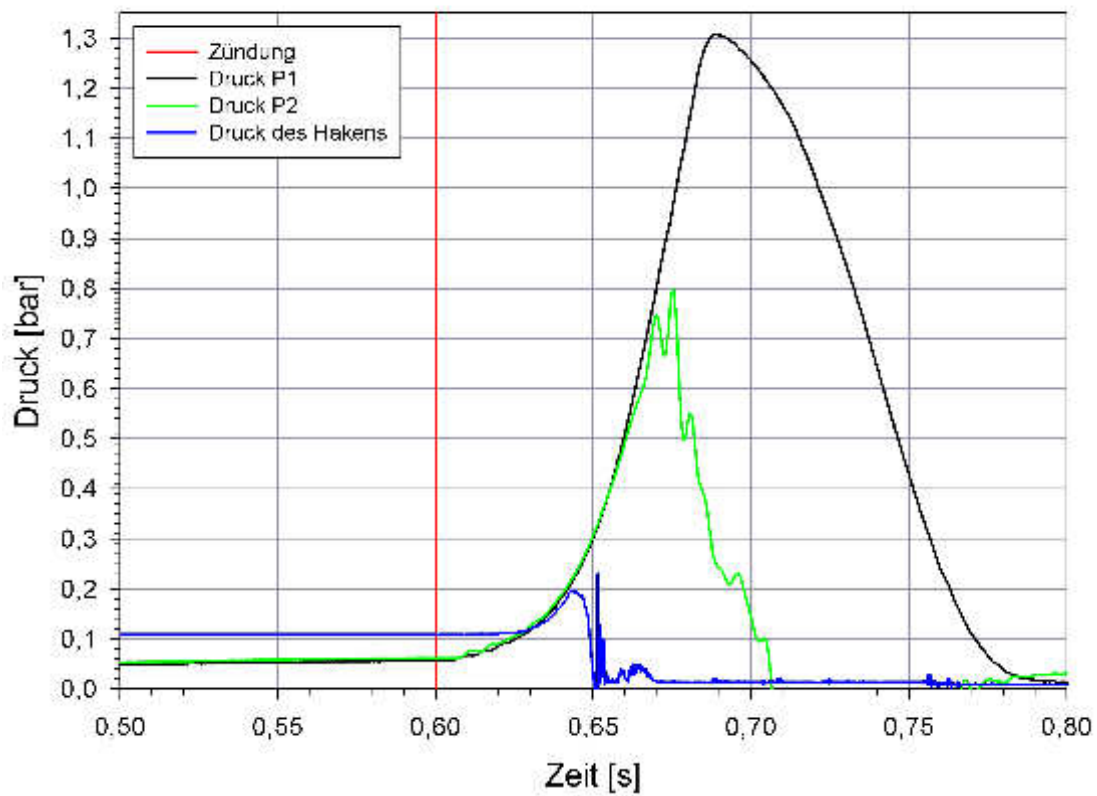


Abbildung A.9: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 4 (oben) und Nr. 5 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 22.09.2004.

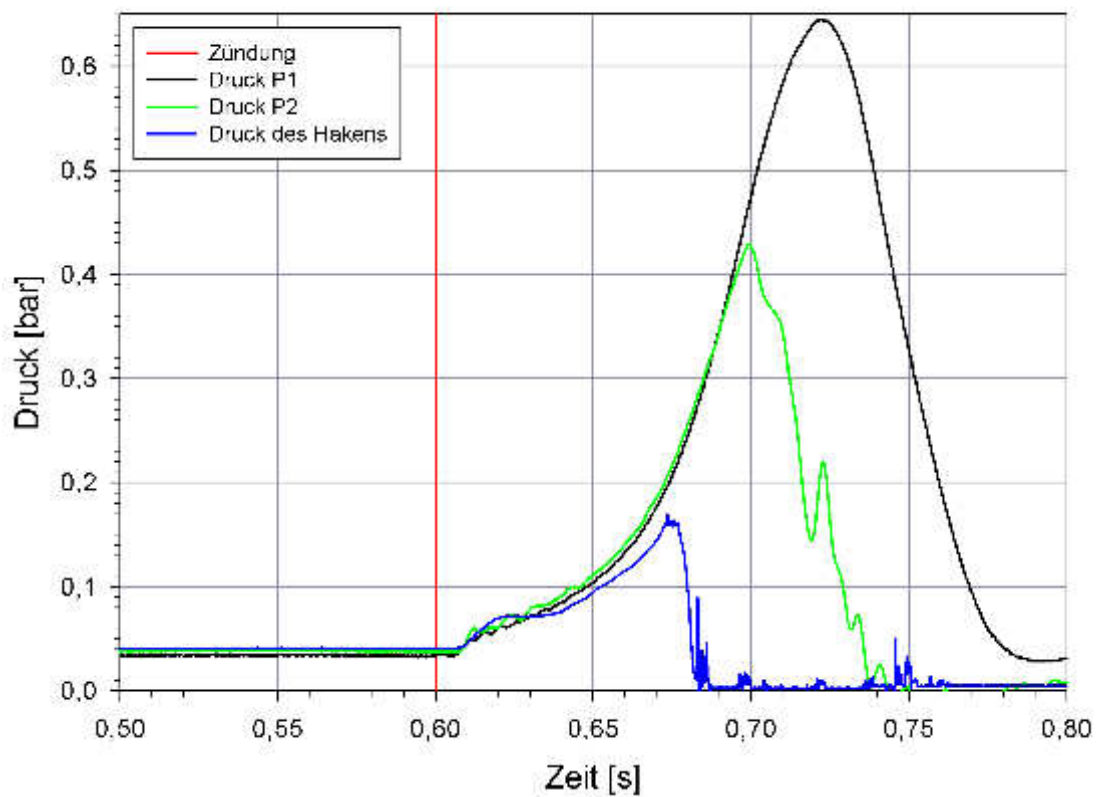
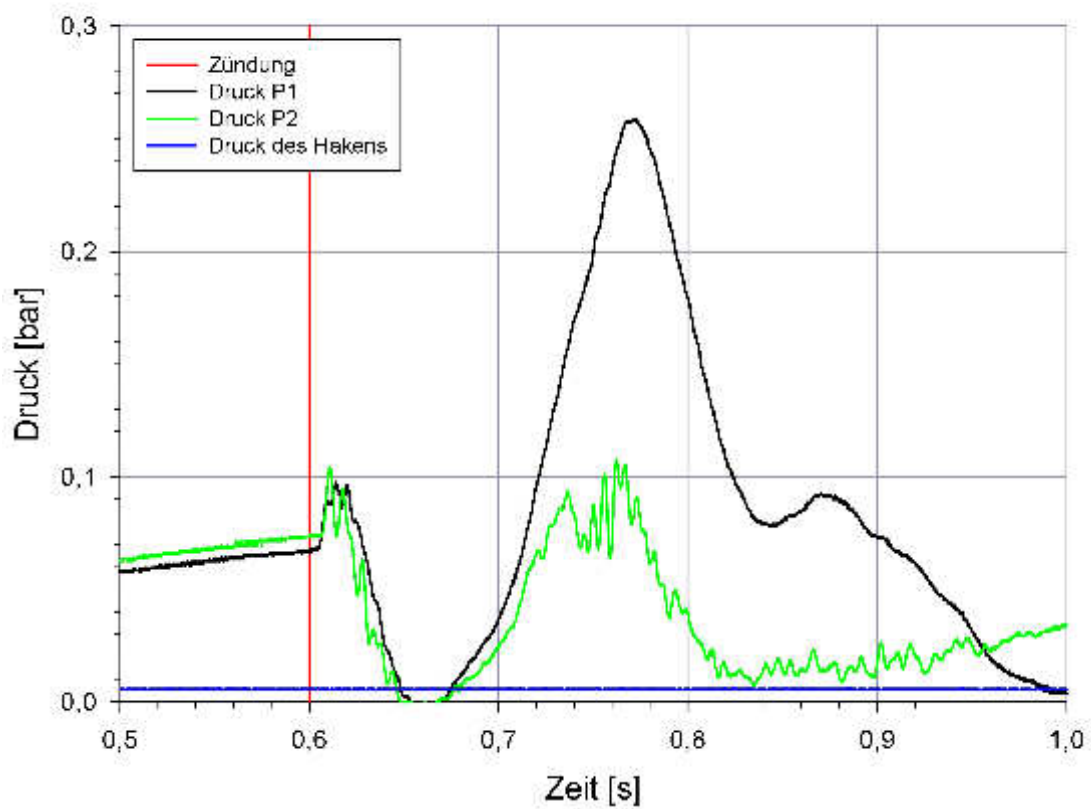


Abbildung A.10: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 6 (oben) und Nr. 7 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 22.09.2004.

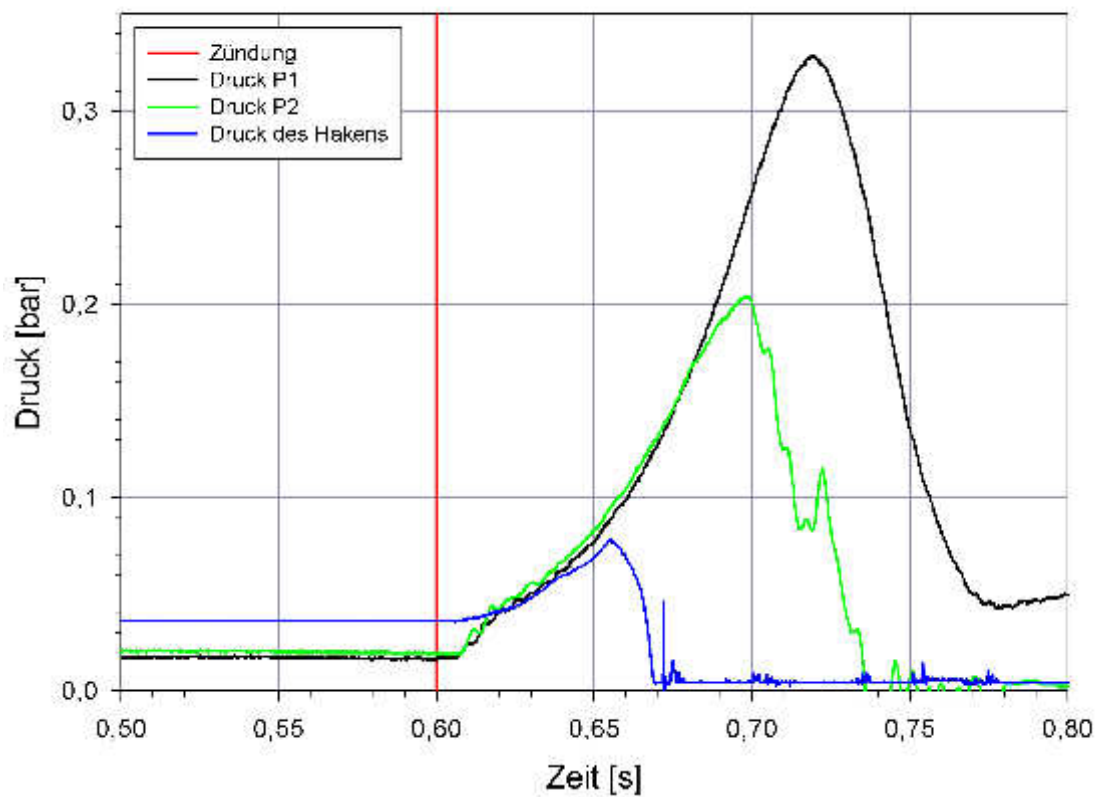
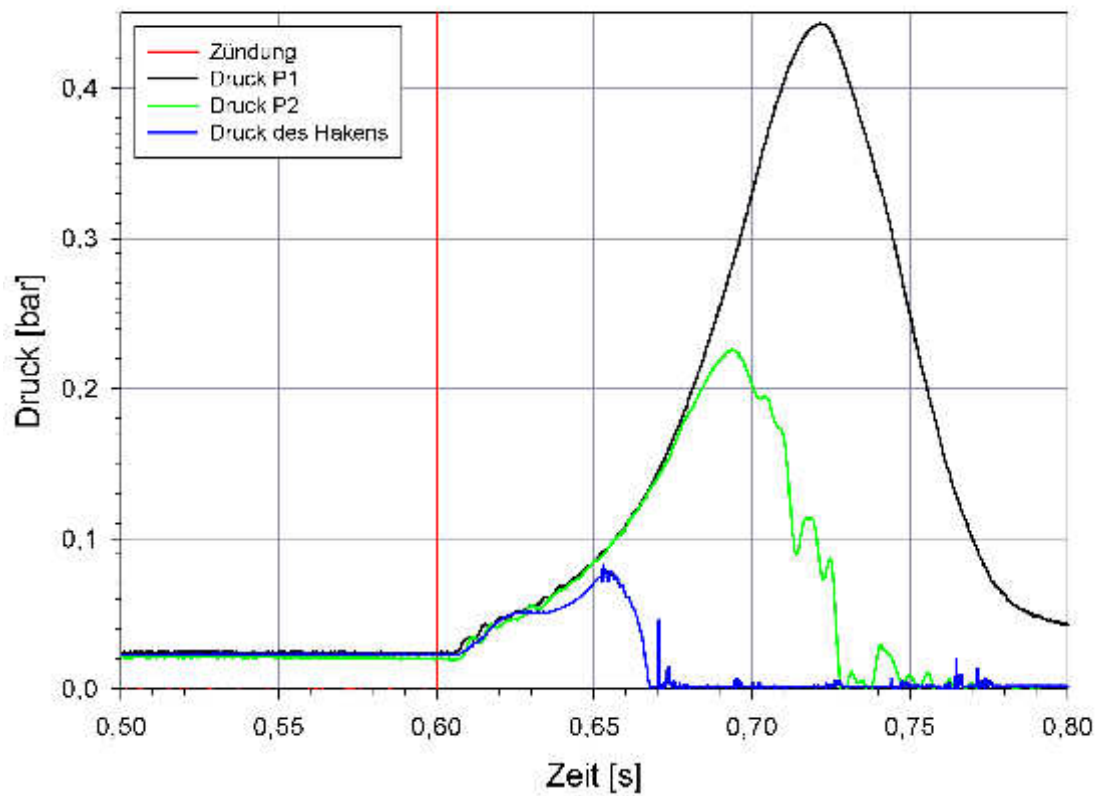


Abbildung A.11: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 8 (oben) und Nr. 9 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 22.09.2004.

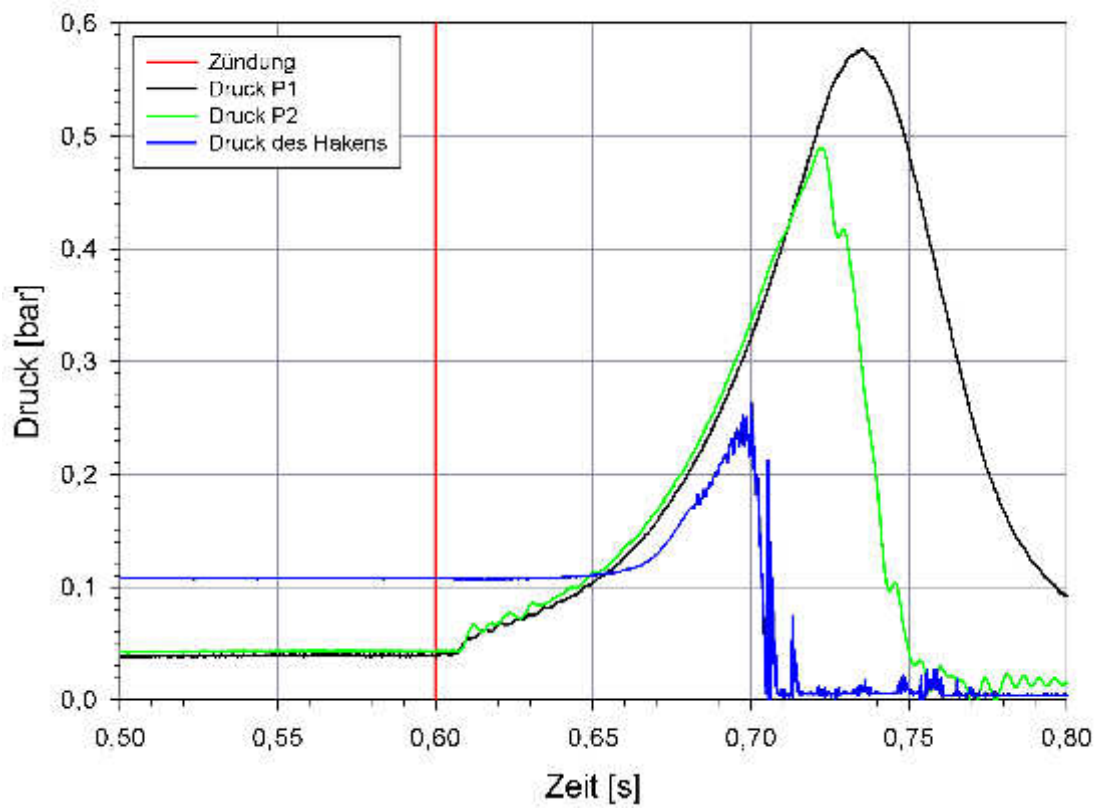
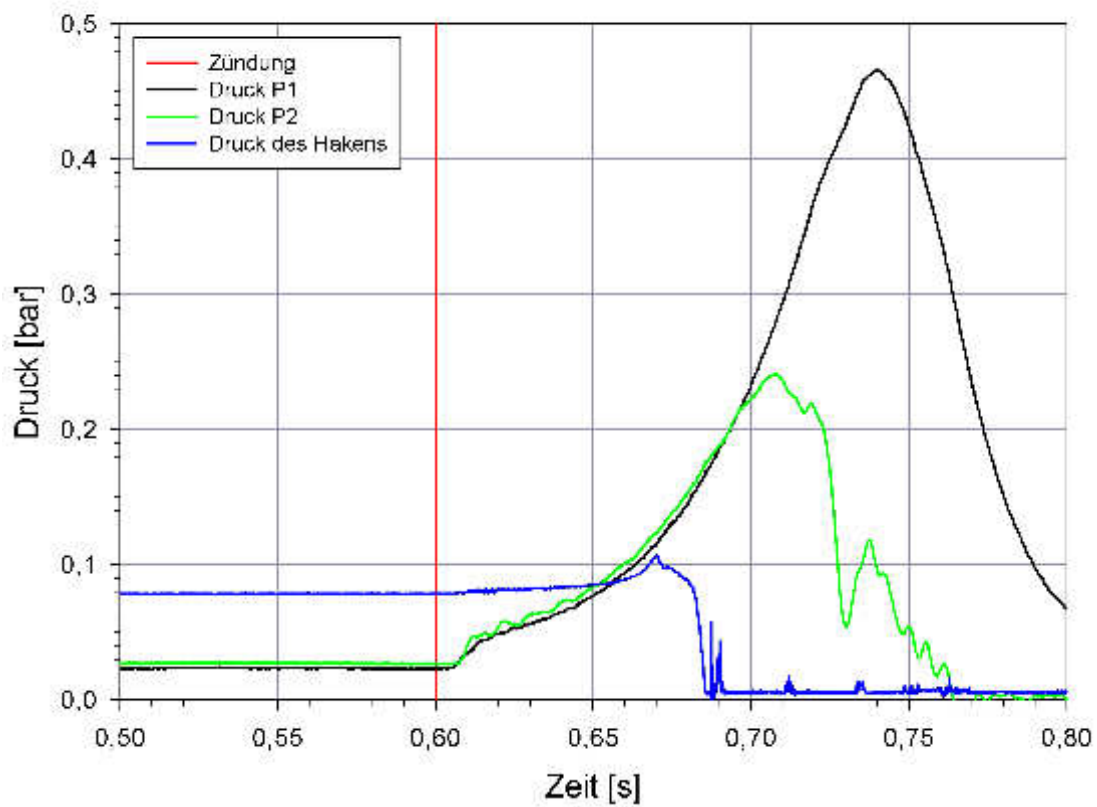


Abbildung A.12: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 10 (oben) und Nr. 11 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Datum: 22. 09. 2004.

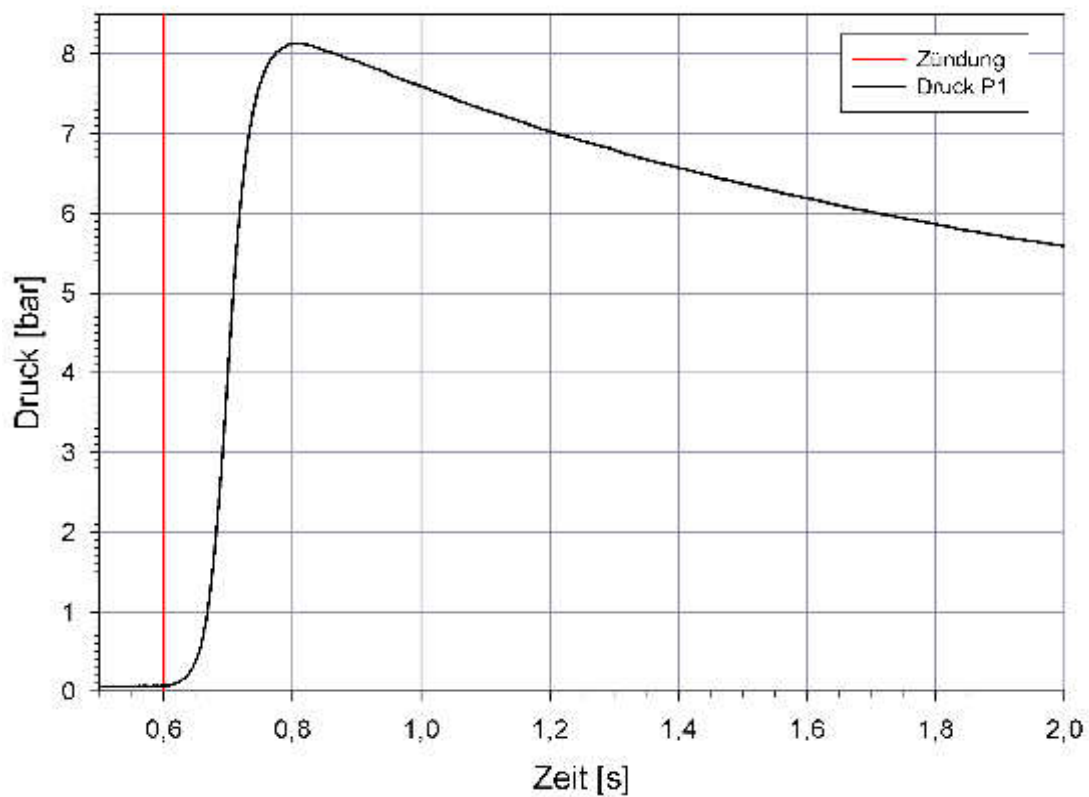
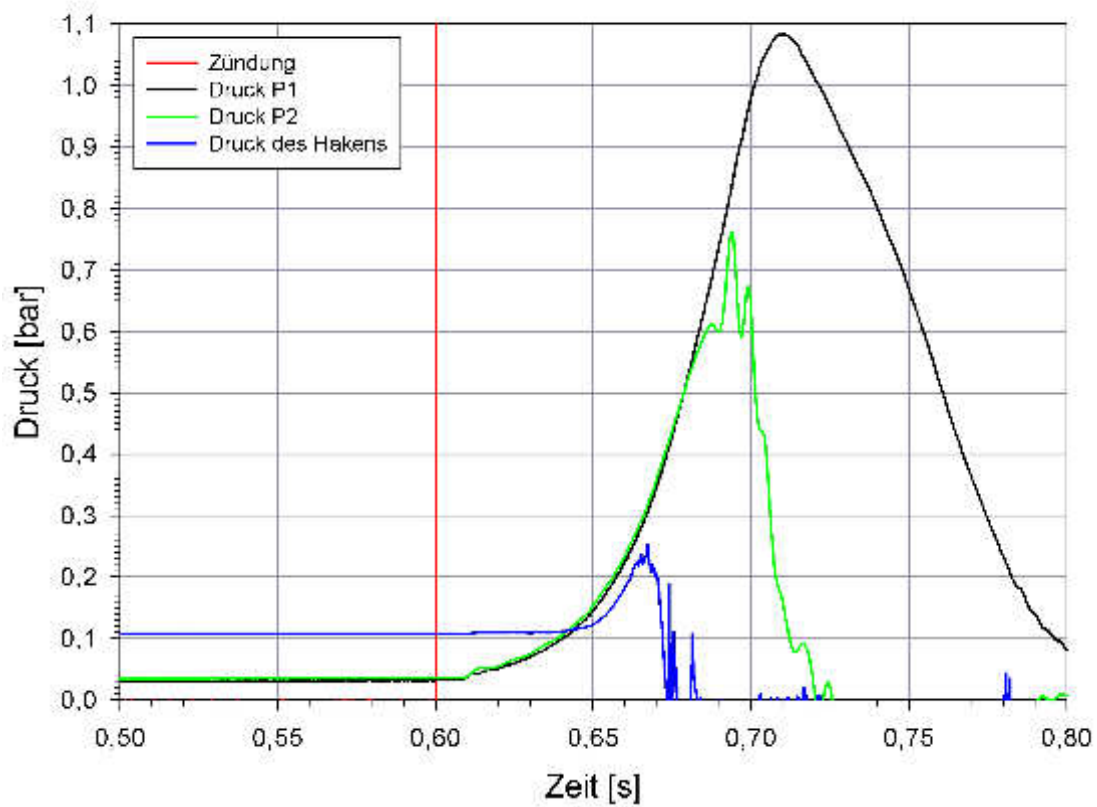


Abbildung A.13: Druckverläufe in Behälter, Schlot und am Hakenverschluss bei den Versuchen Nr. 12 (oben) und Nr. 13 (unten). Das Zündsignal ist rot dargestellt. Bei Versuch Nr. 14 misslang die Messdatenaufzeichnung. Datum: 23. 09. 2004.

A.4 Versuche Abschnitt 6.3.1

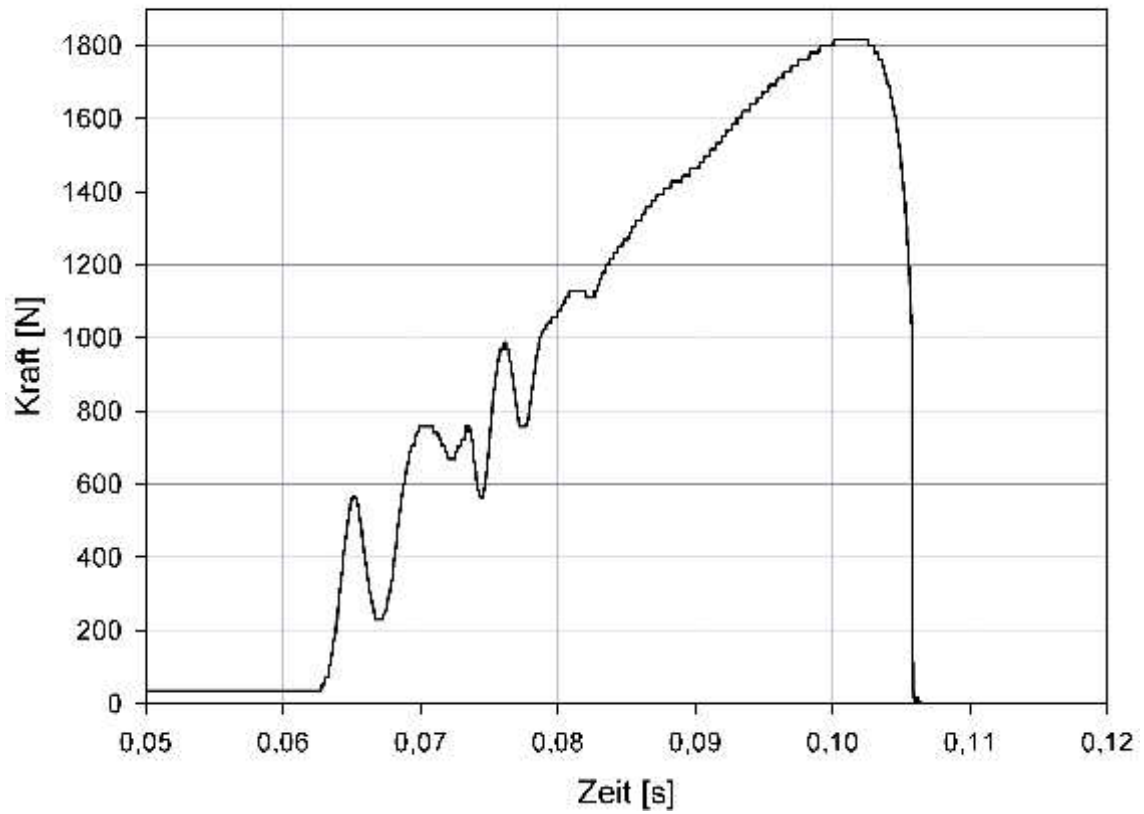


Abbildung A.14: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 1 zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.02.2005

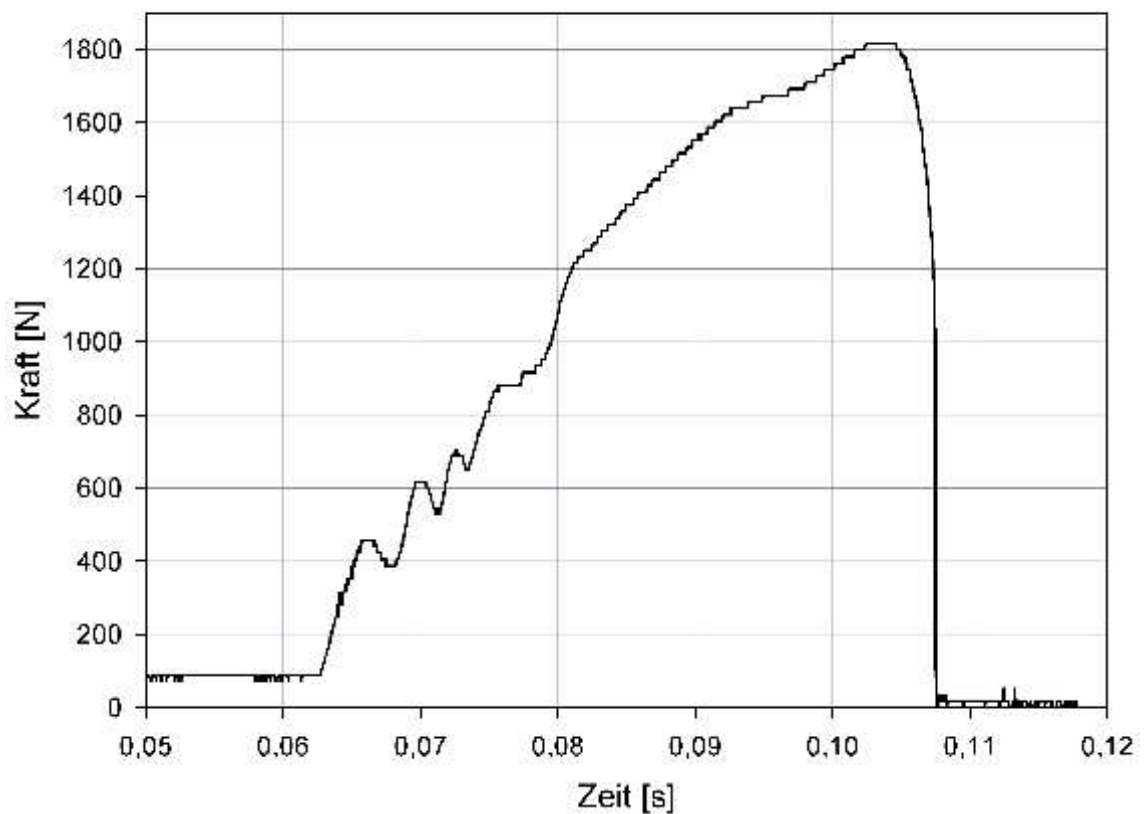
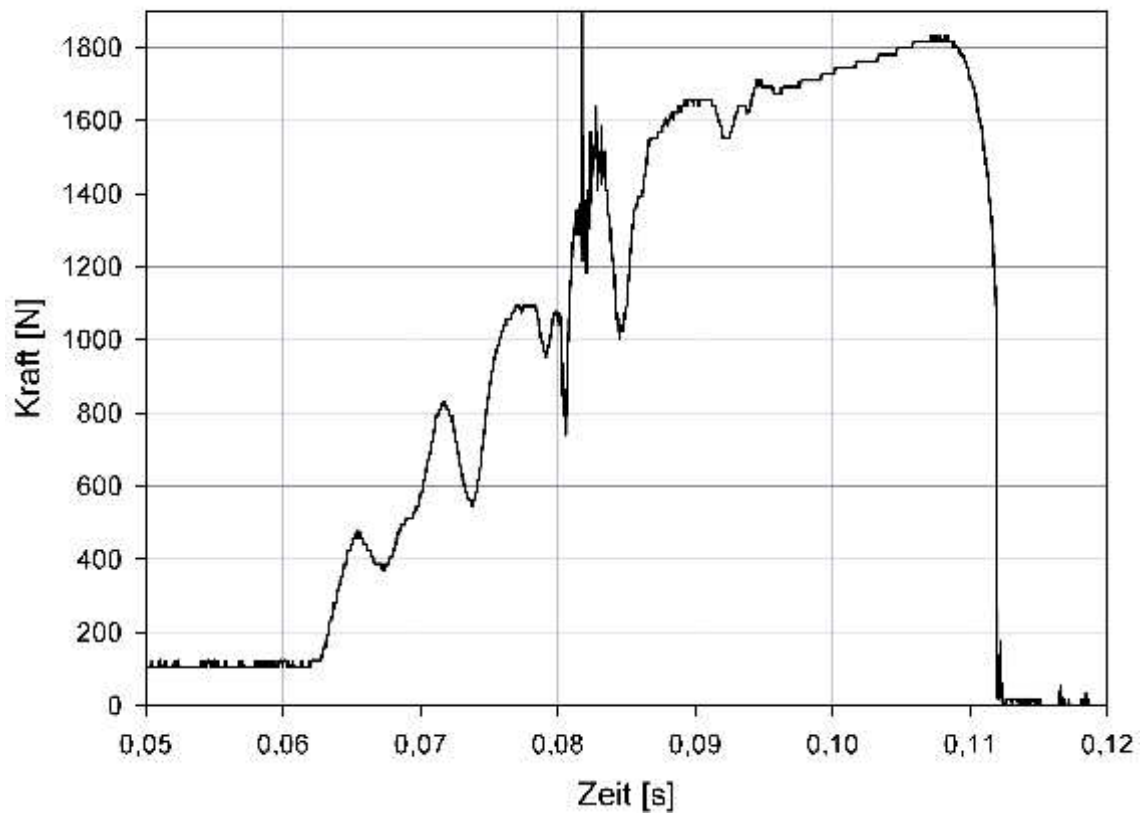


Abbildung A.15: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 2 (oben) und 3 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.02.2005.

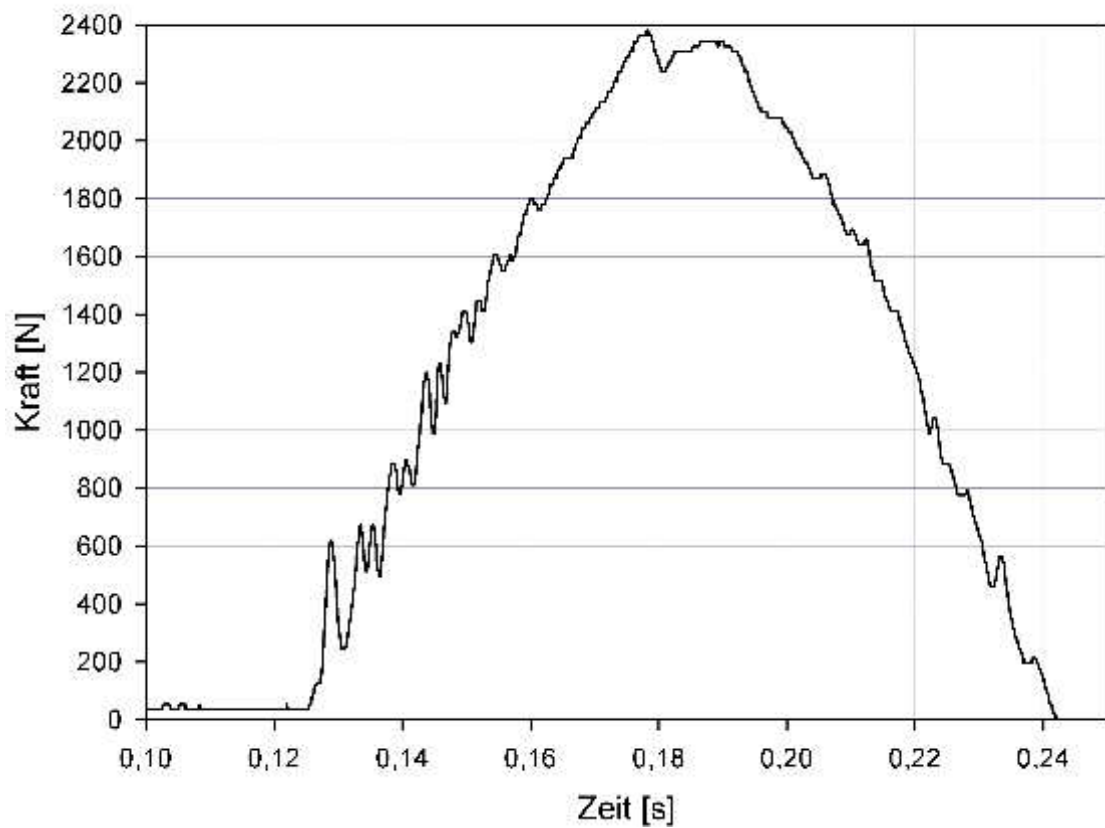
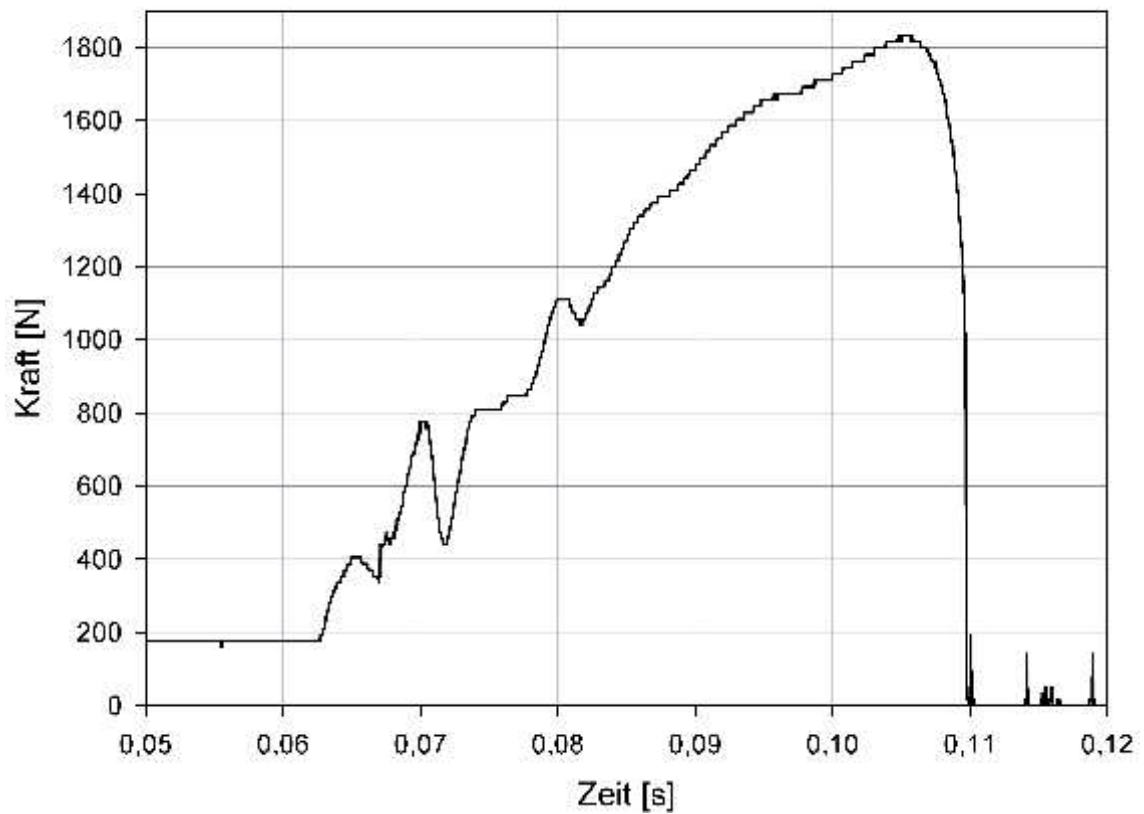


Abbildung A.16: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 4 (oben) und 5 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.02.2005 und 07.02.2005.

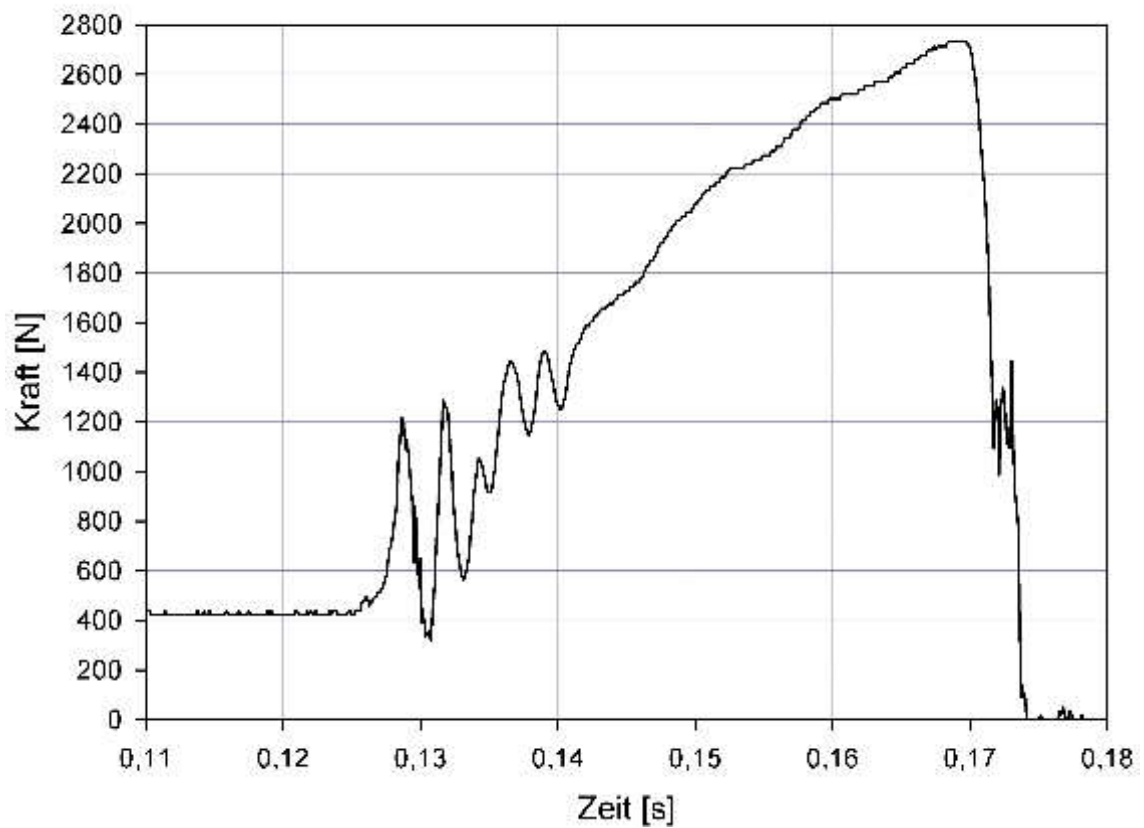
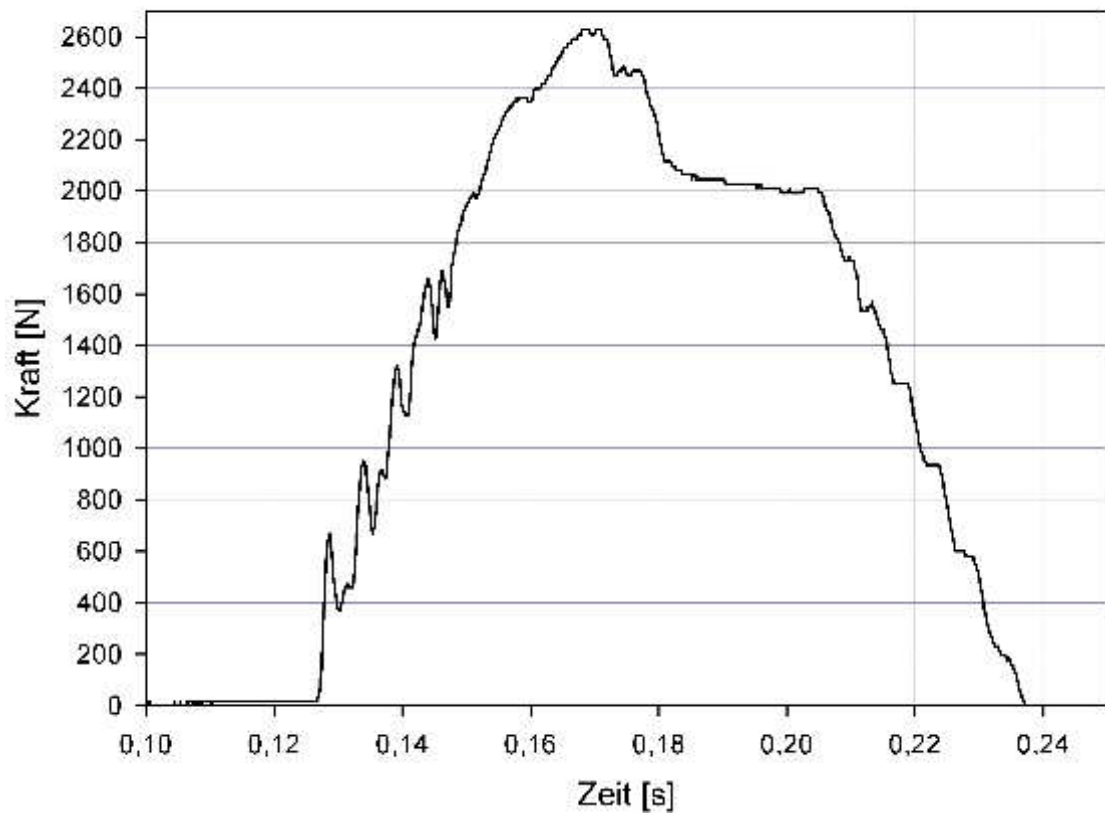


Abbildung A.17: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 6 (oben) und 7 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 07.02.2005.

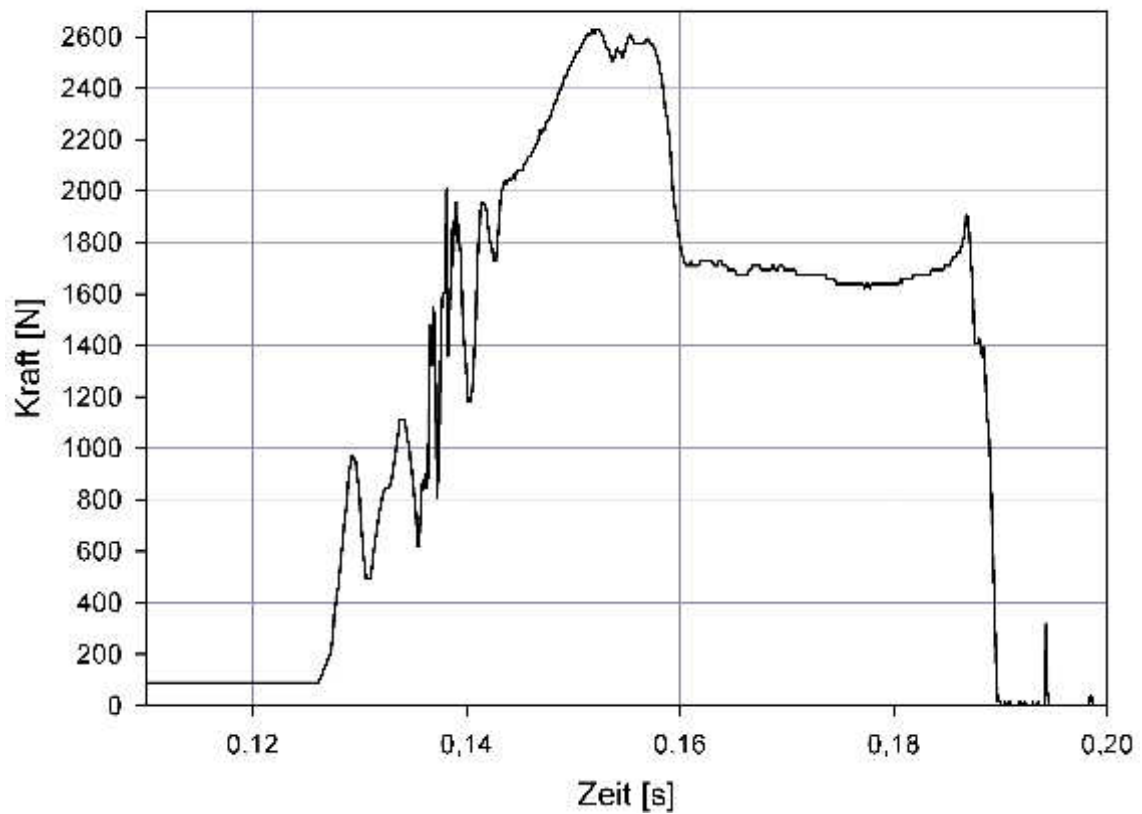
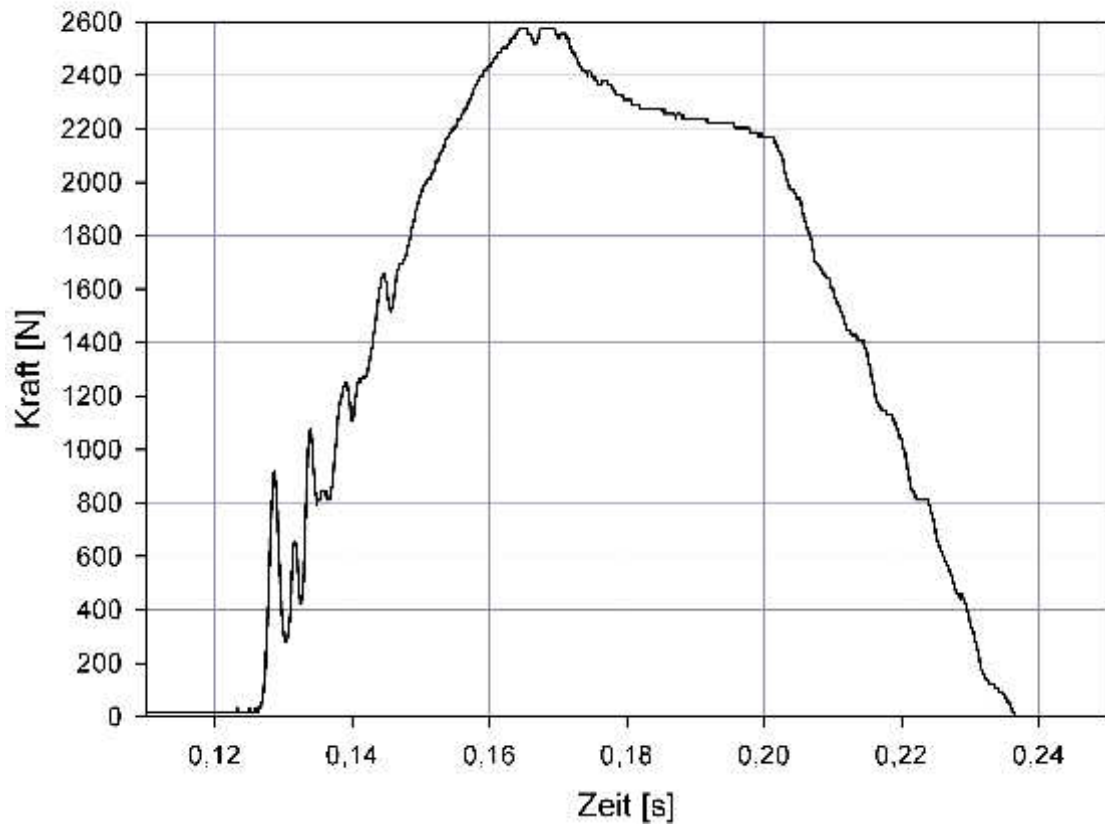


Abbildung A.18: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 8 (oben) und 9 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 07.02.2005.

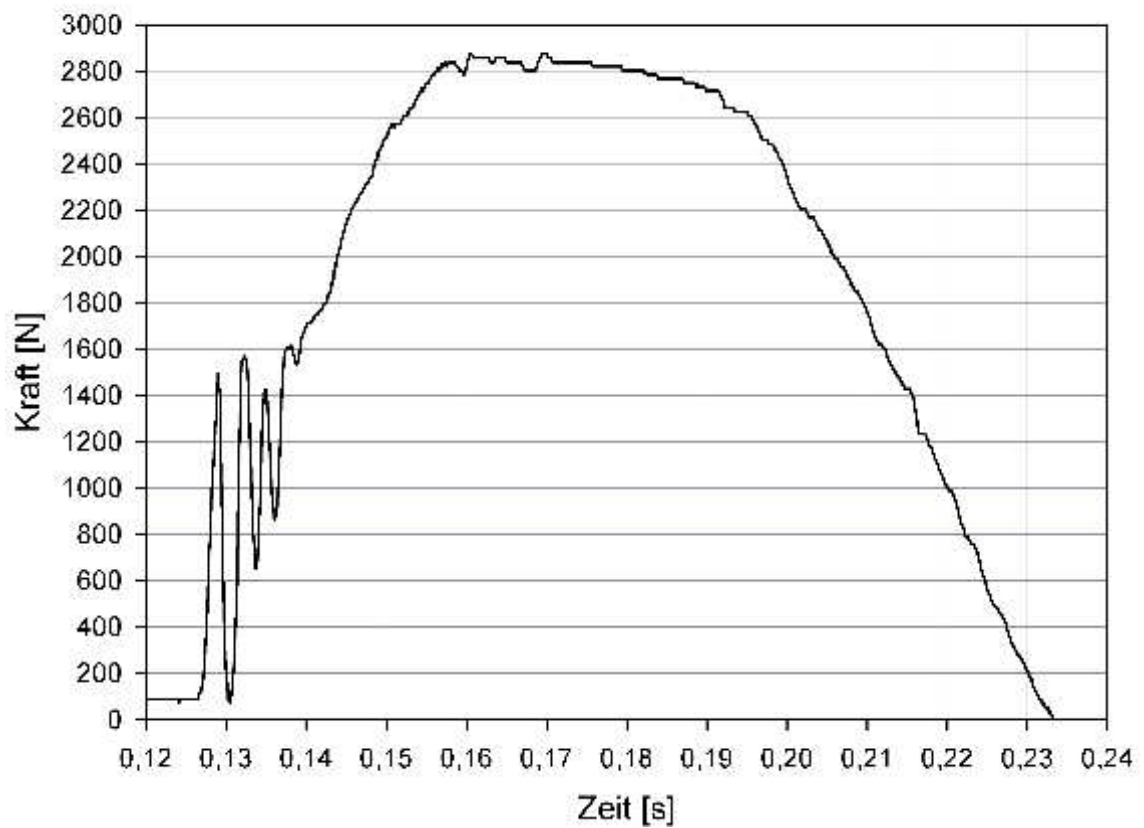
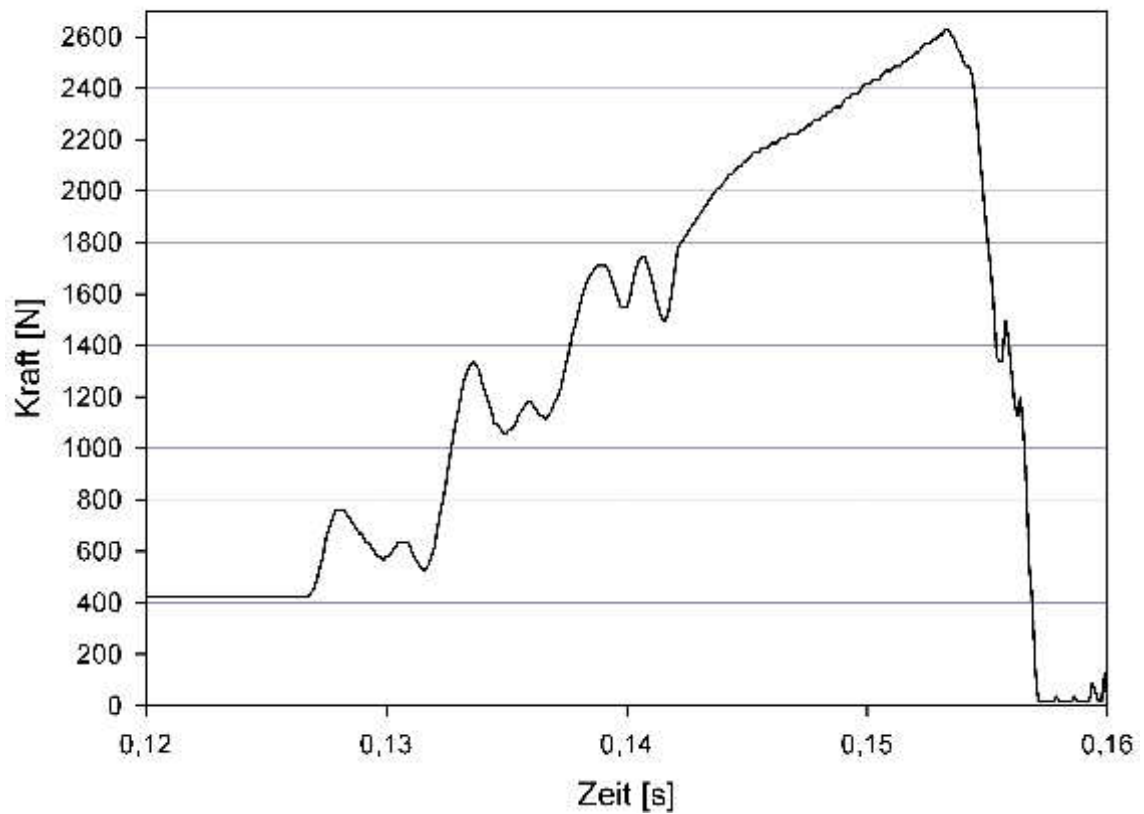


Abbildung A.19: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 10 (oben) und 11 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 07.02.2005.

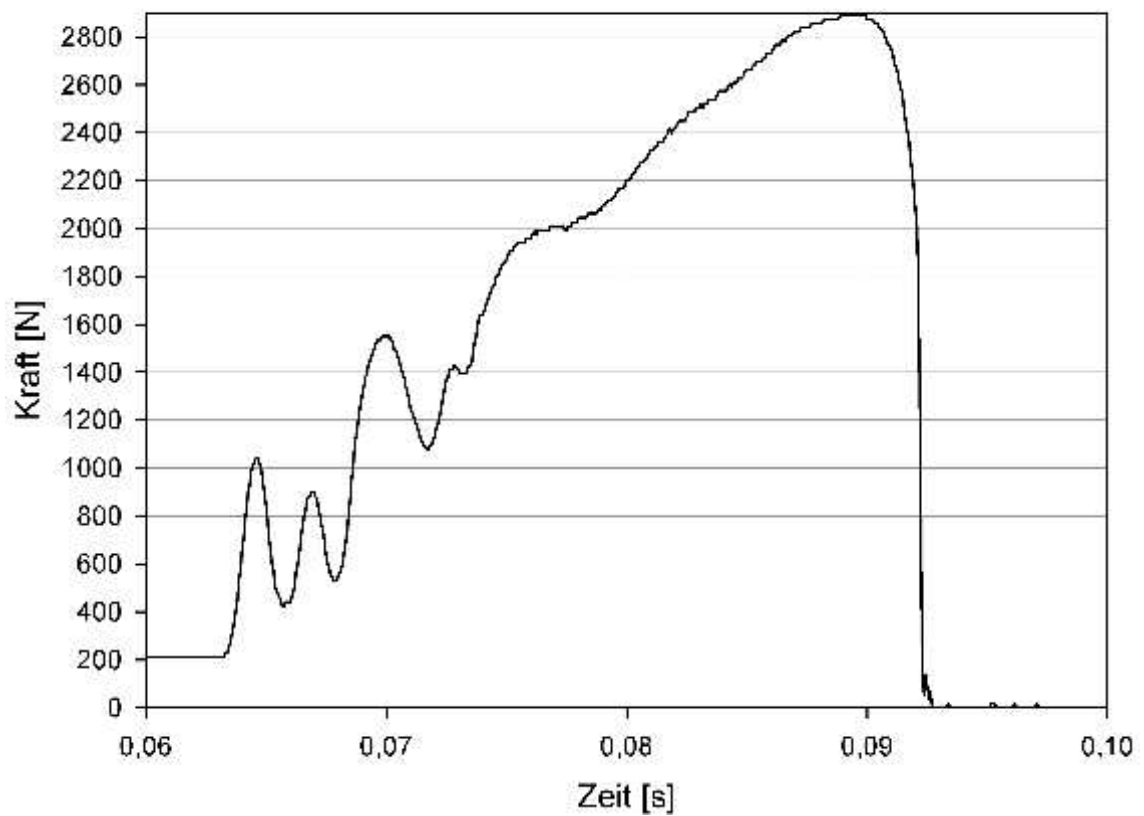
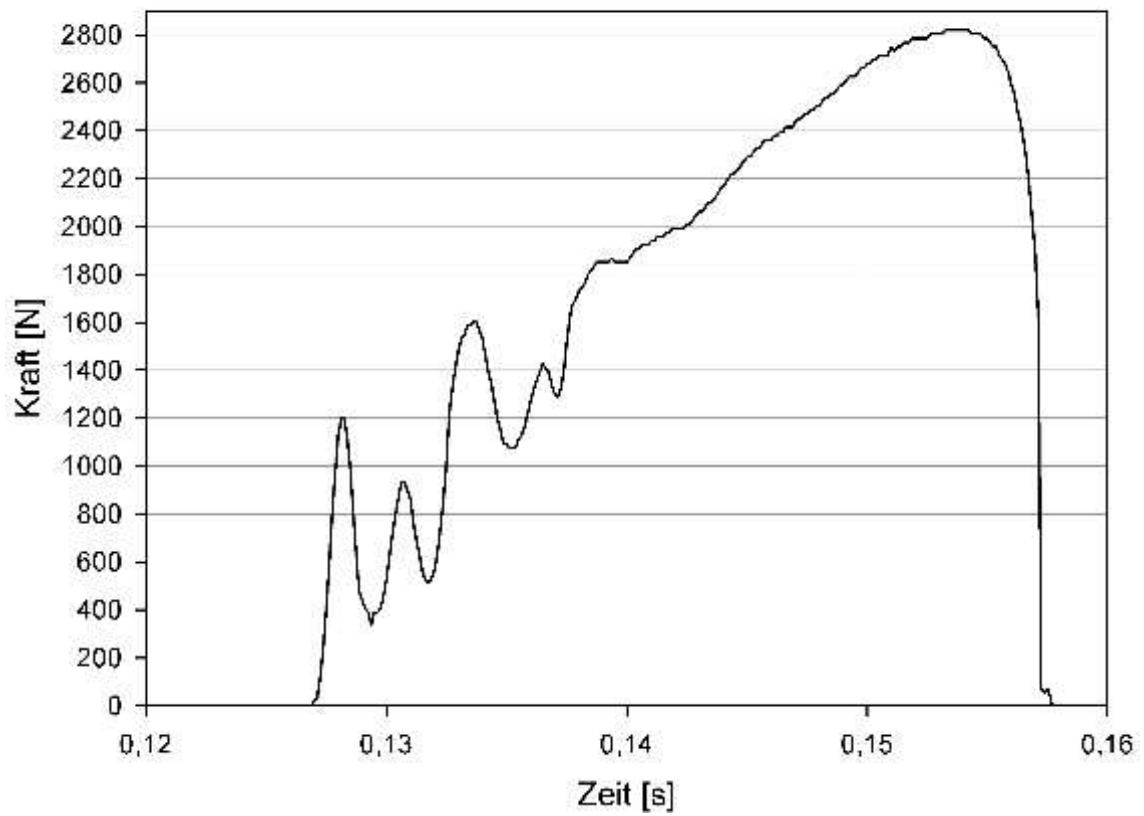


Abbildung A.20: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 12 (oben) und 13 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 07.02.2005.

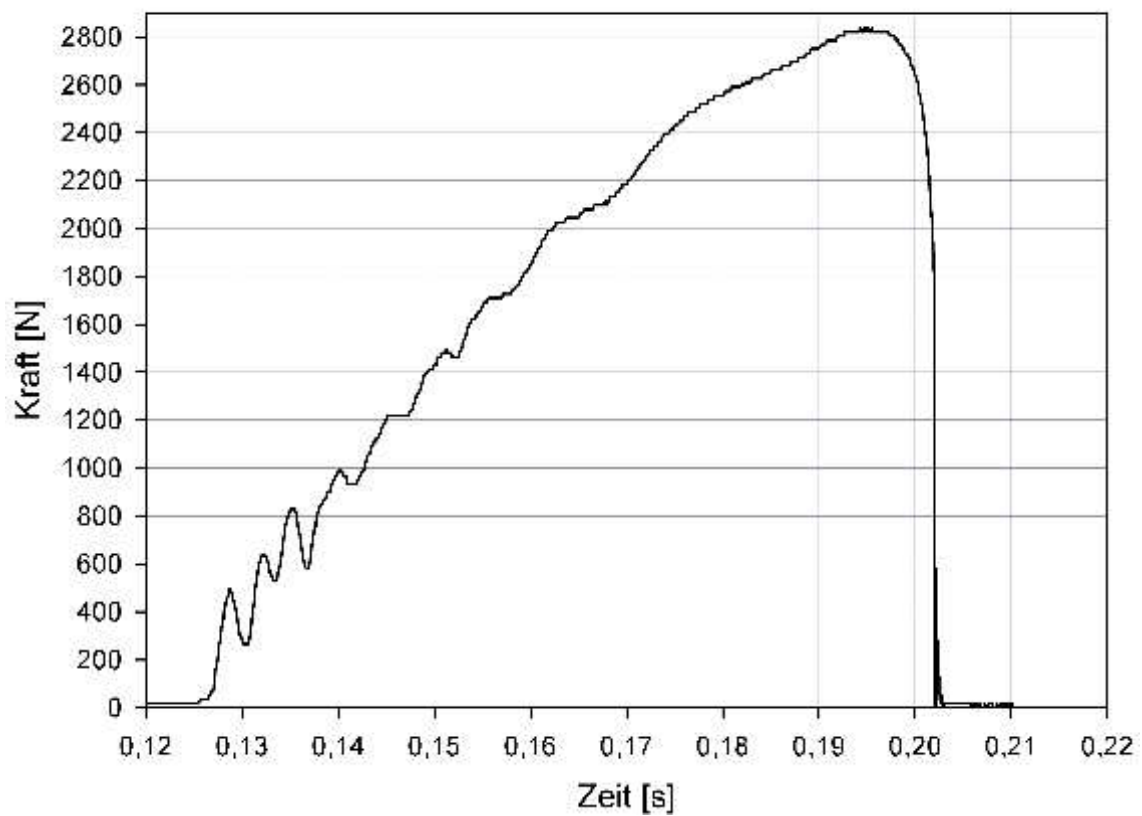
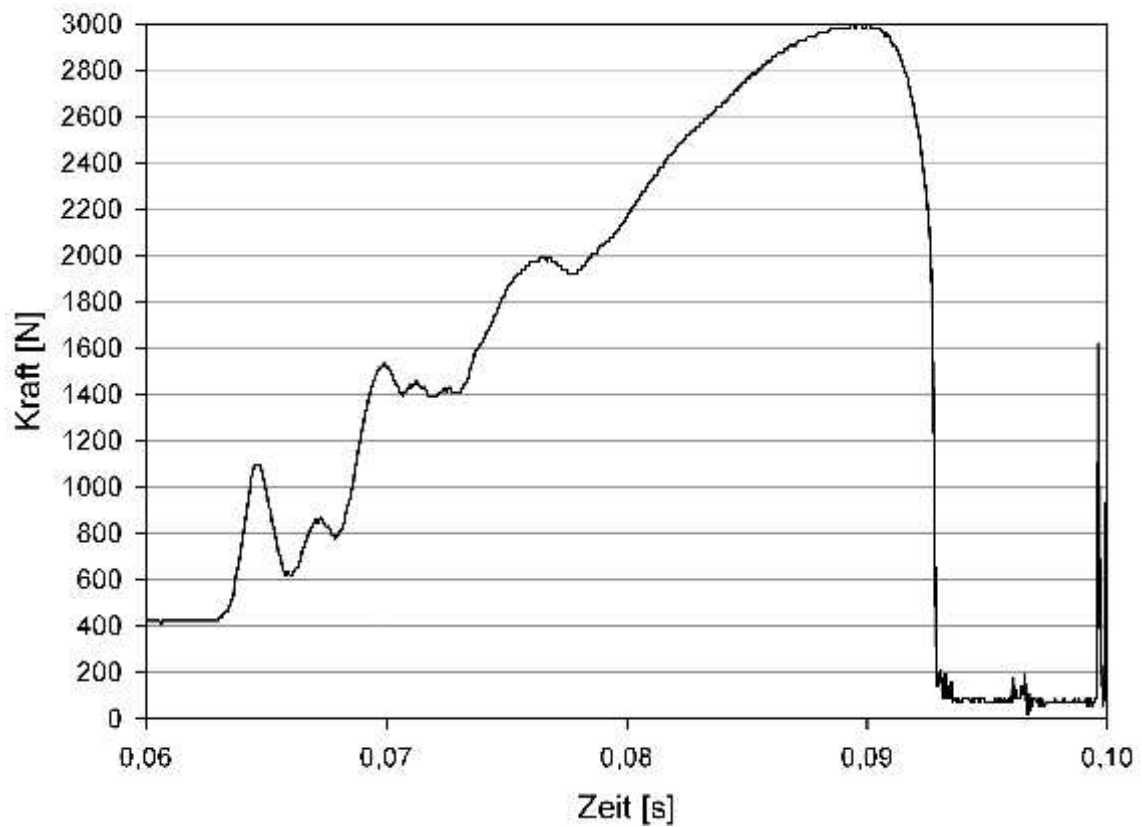


Abbildung A.21: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 14 (oben) und 15 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 07.02.2005.

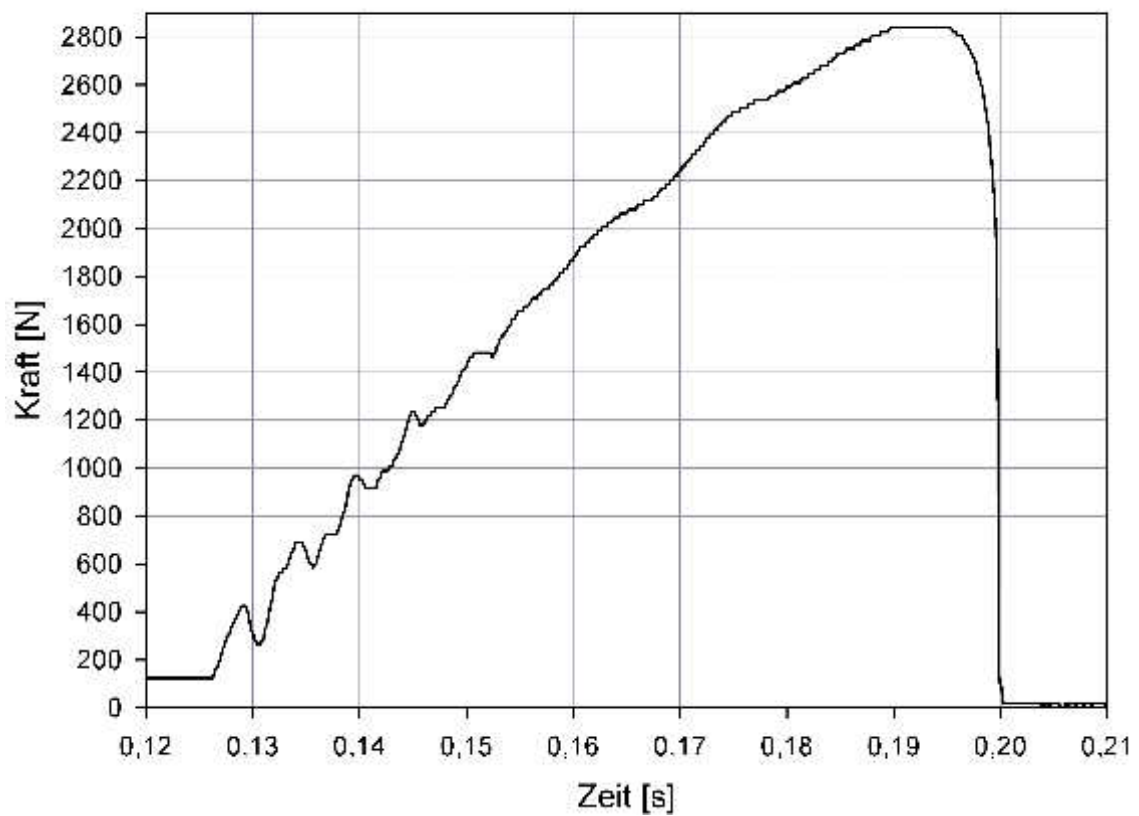
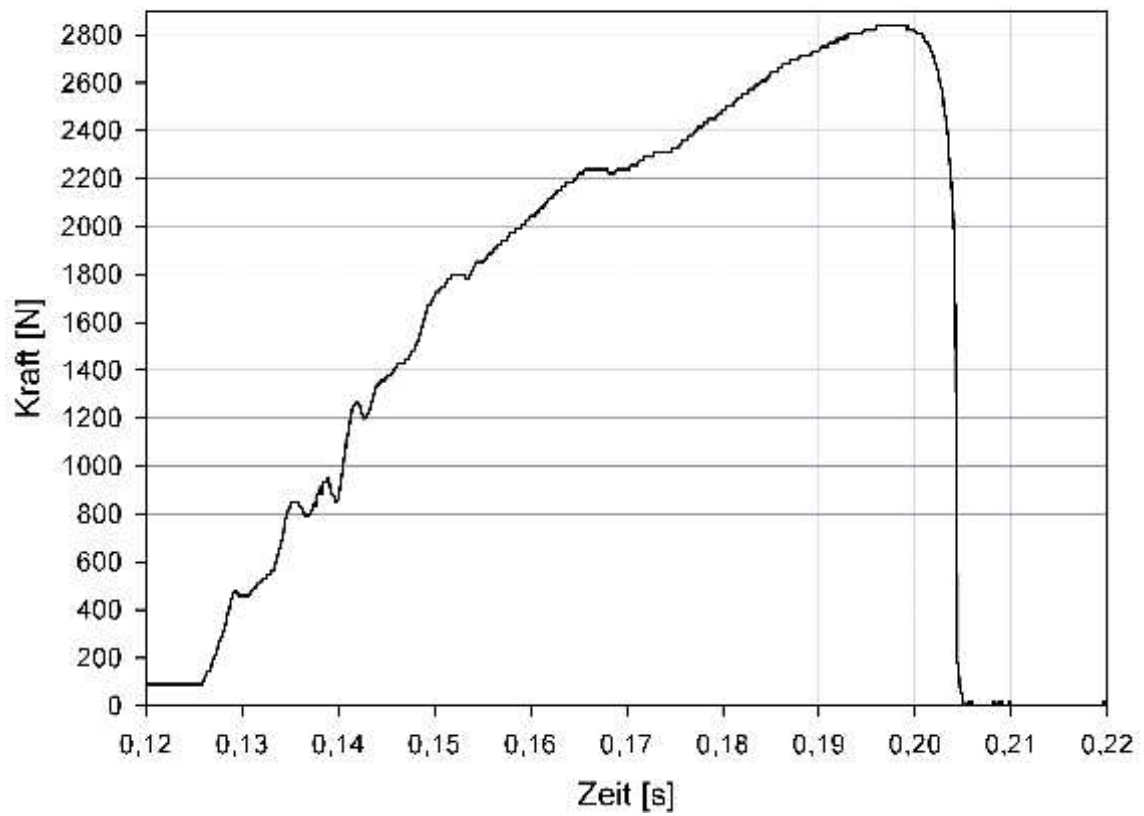


Abbildung A.22: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 16 (oben) und 17 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 09.02.2005.

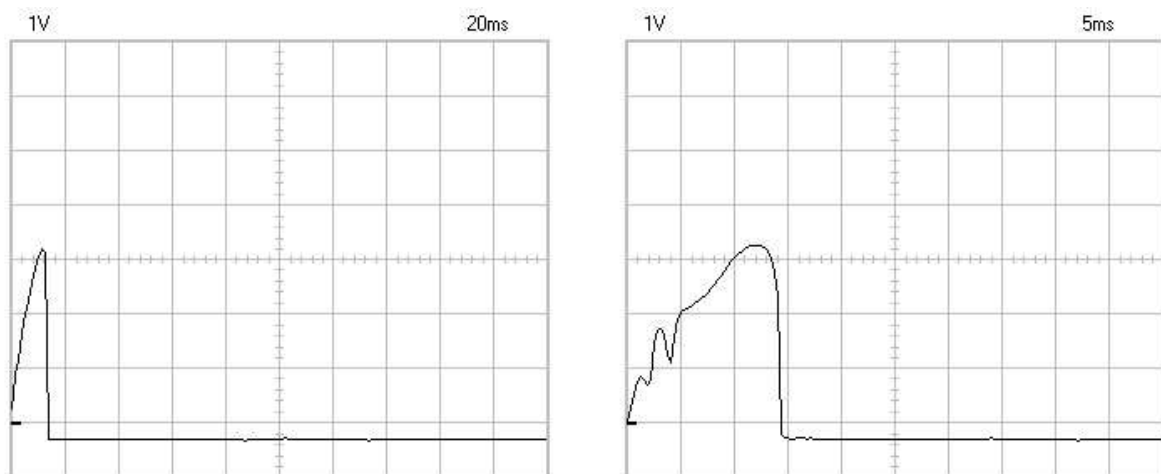
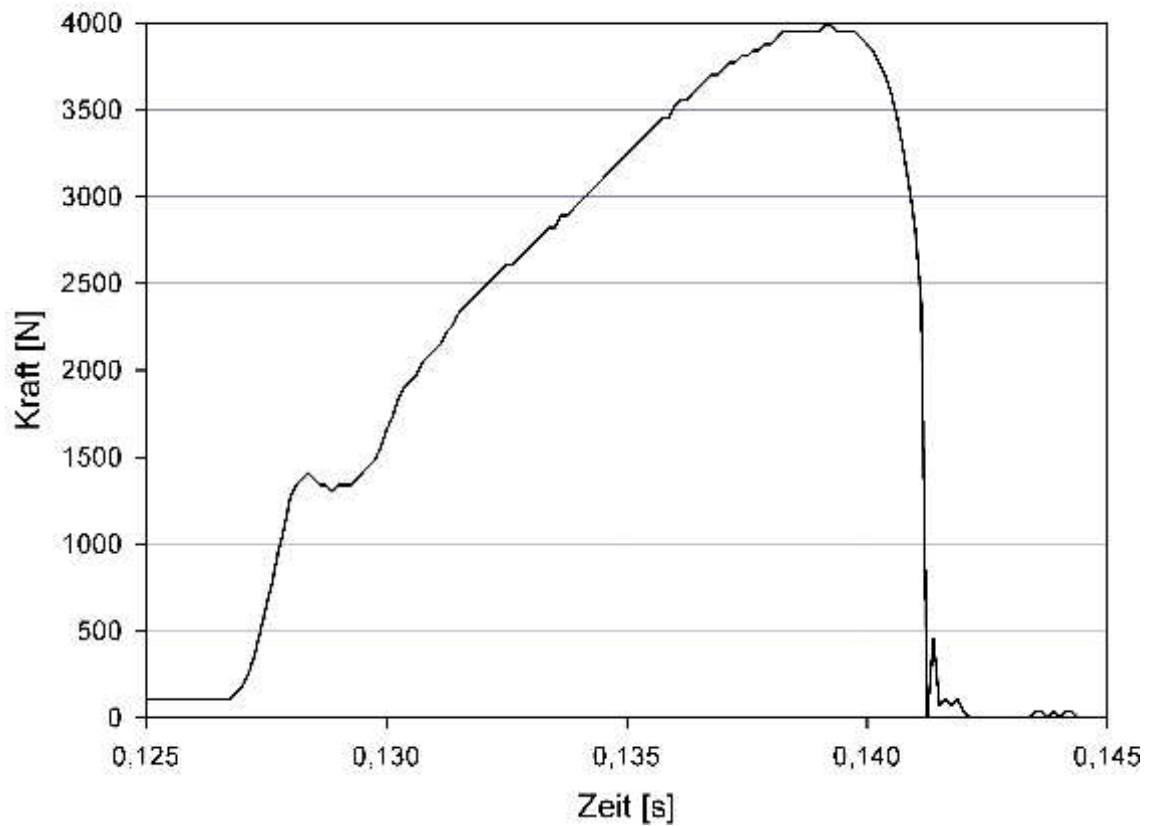


Abbildung A.23: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 18 (oben), 19 (unten, links) und 20 (unten, rechts) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Die Datenfiles der Versuche Nr. 19 und 20 gingen leider verloren, weshalb für diese Versuche nur Oszilloskop-Screenshots vorliegen. Datum: 09.02.2005.

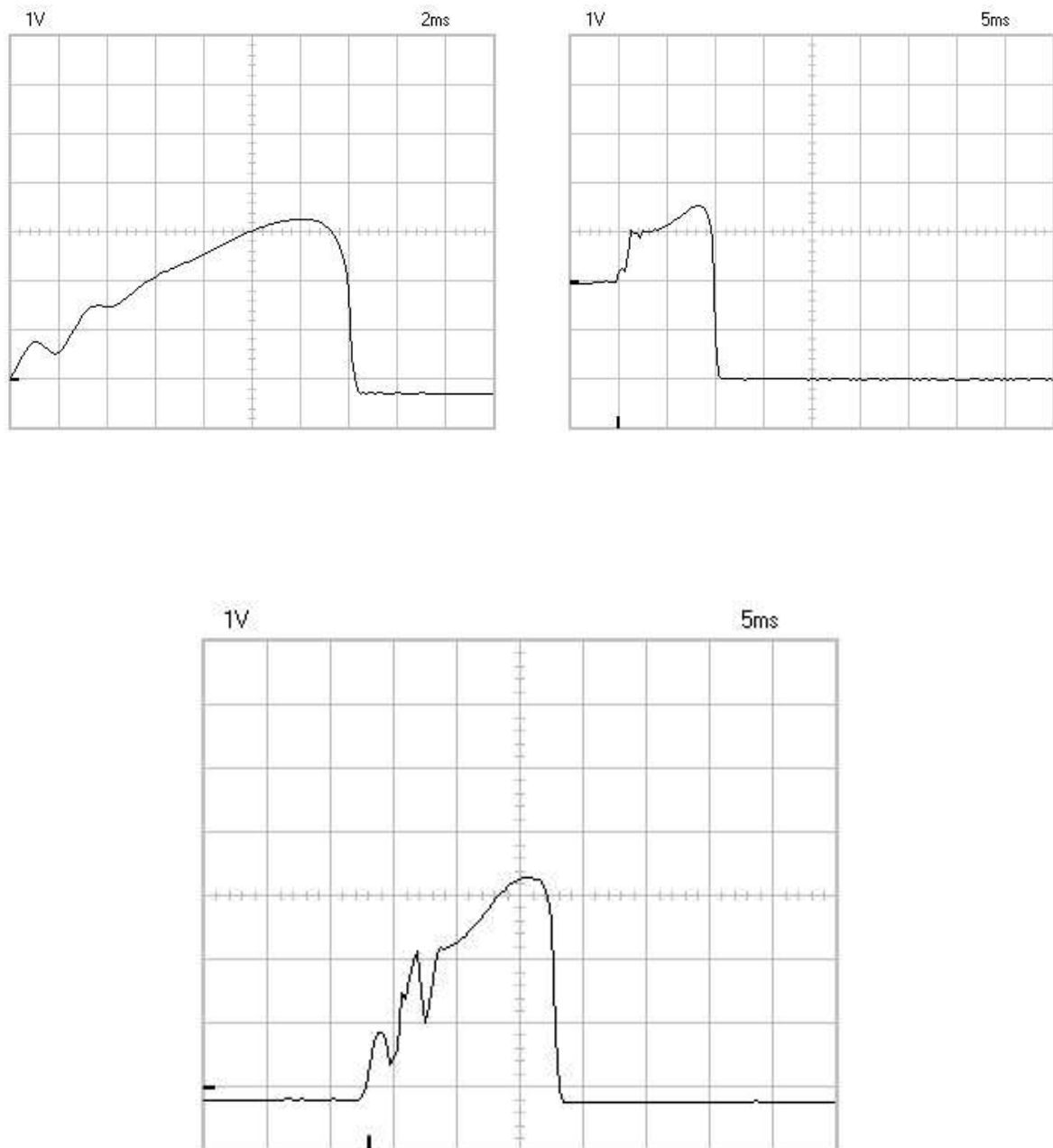


Abbildung A.24: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 21 (oben, links), Nr. 22 (oben, rechts) und 23 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Die Datenfiles der Versuche gingen leider verloren, weshalb für diese Versuche nur Oszilloskop-Screenshots vorliegen. Datum: 09.02.2005.

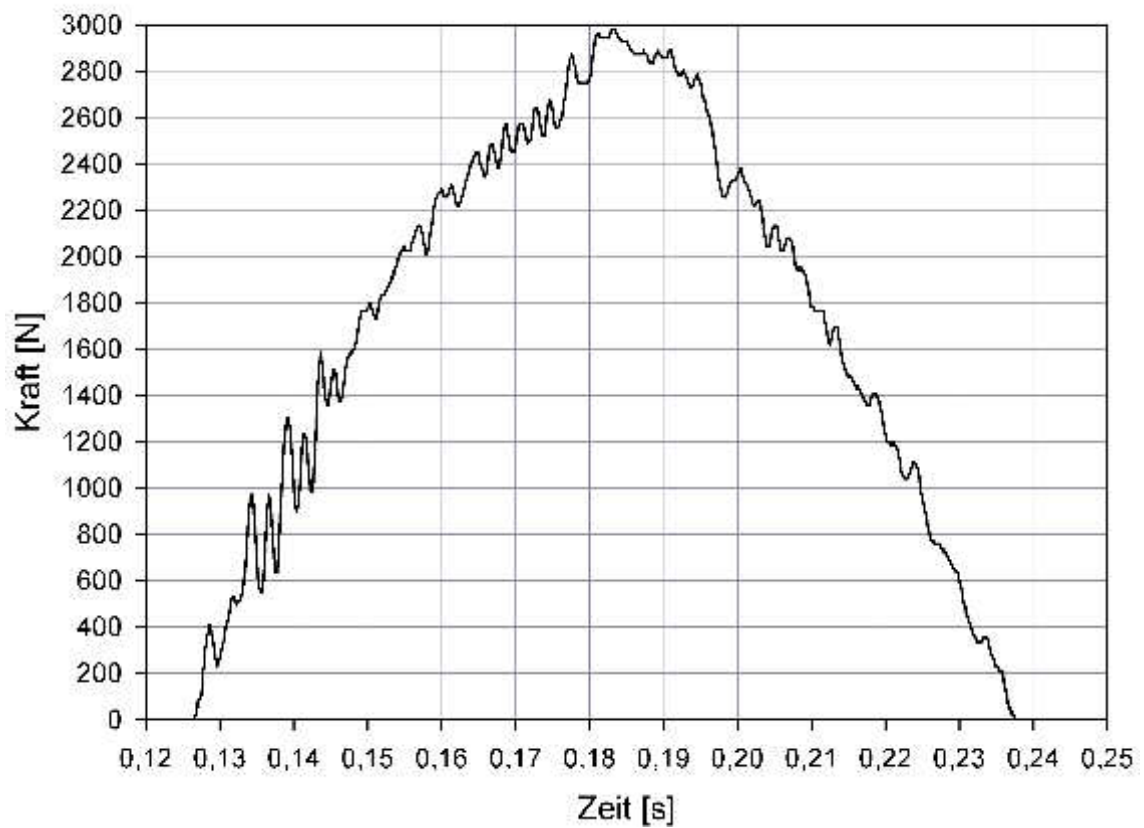
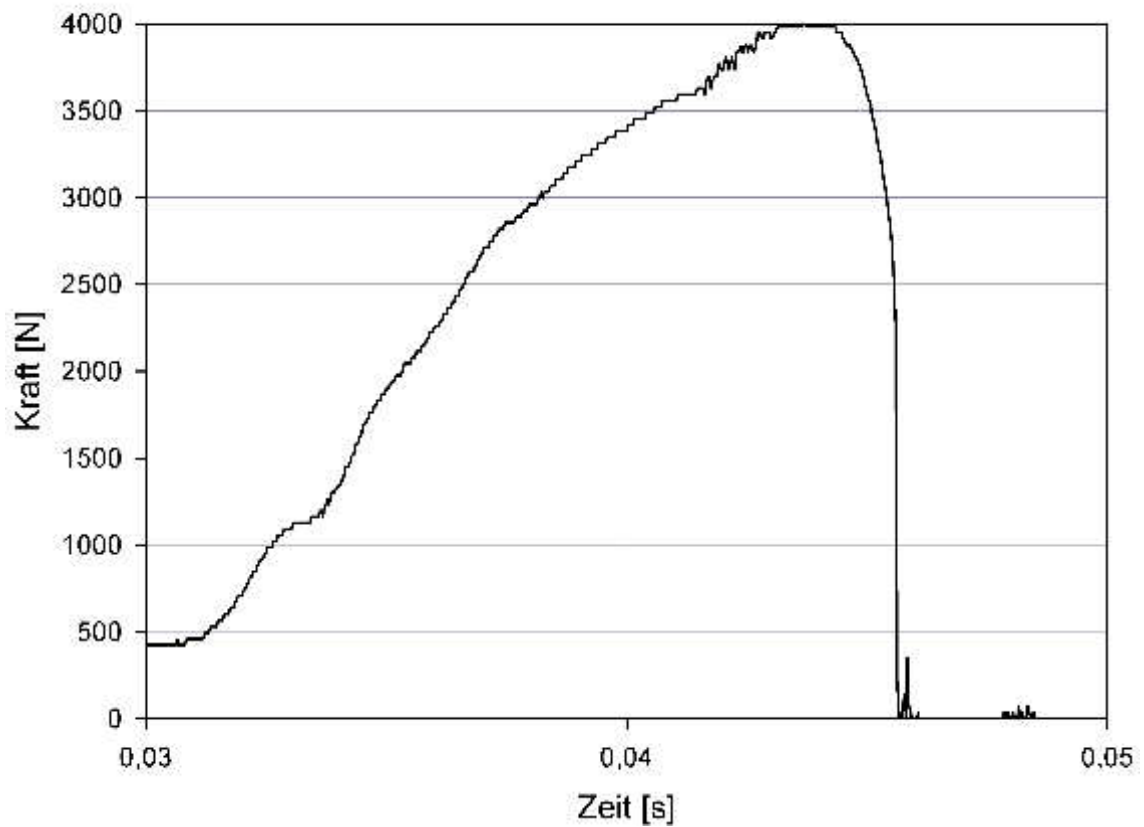


Abbildung A.25: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 24 (oben) und 25 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 09.02.2005 und 11.02.2005.

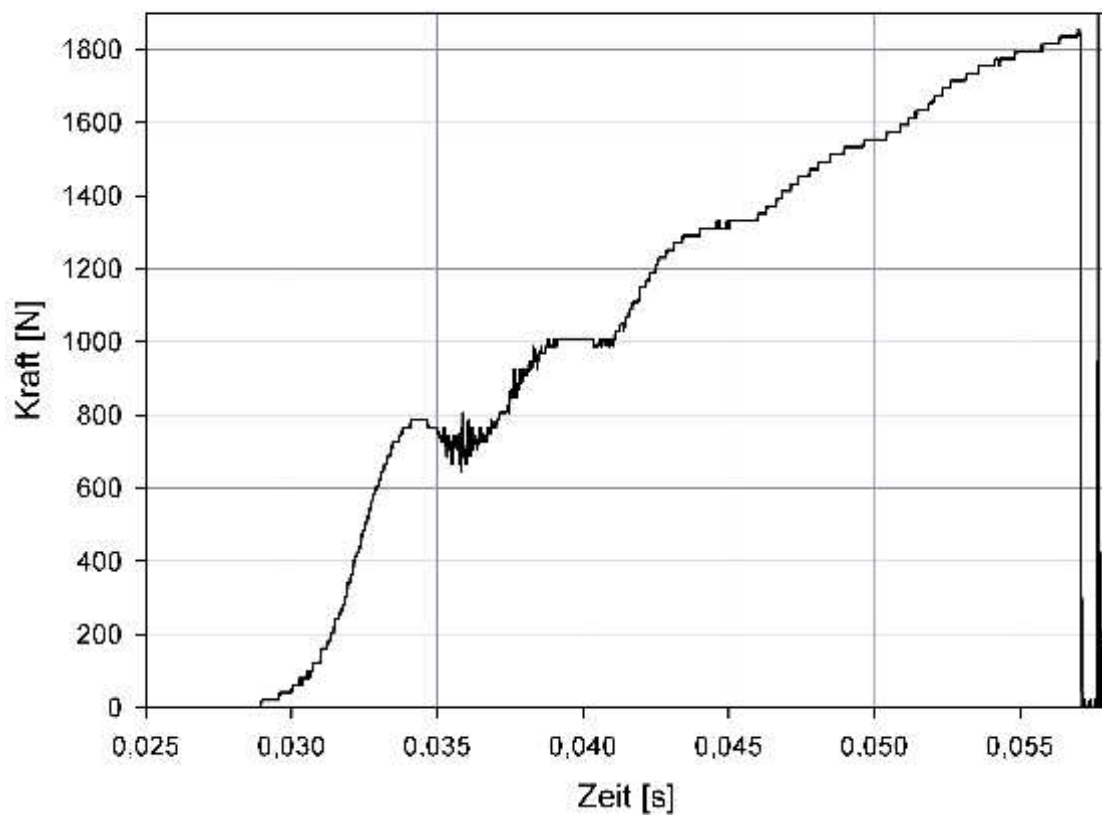
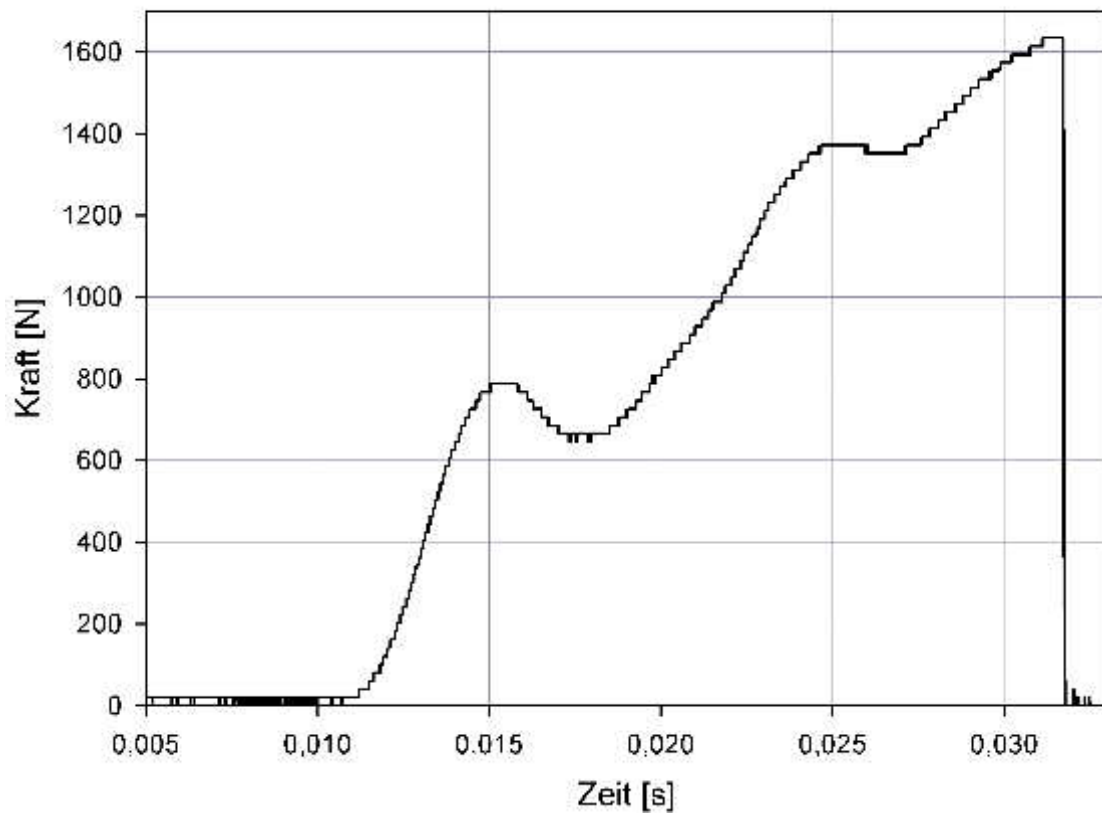


Abbildung A.26: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 26 (oben) und 27 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 11.02.2005.

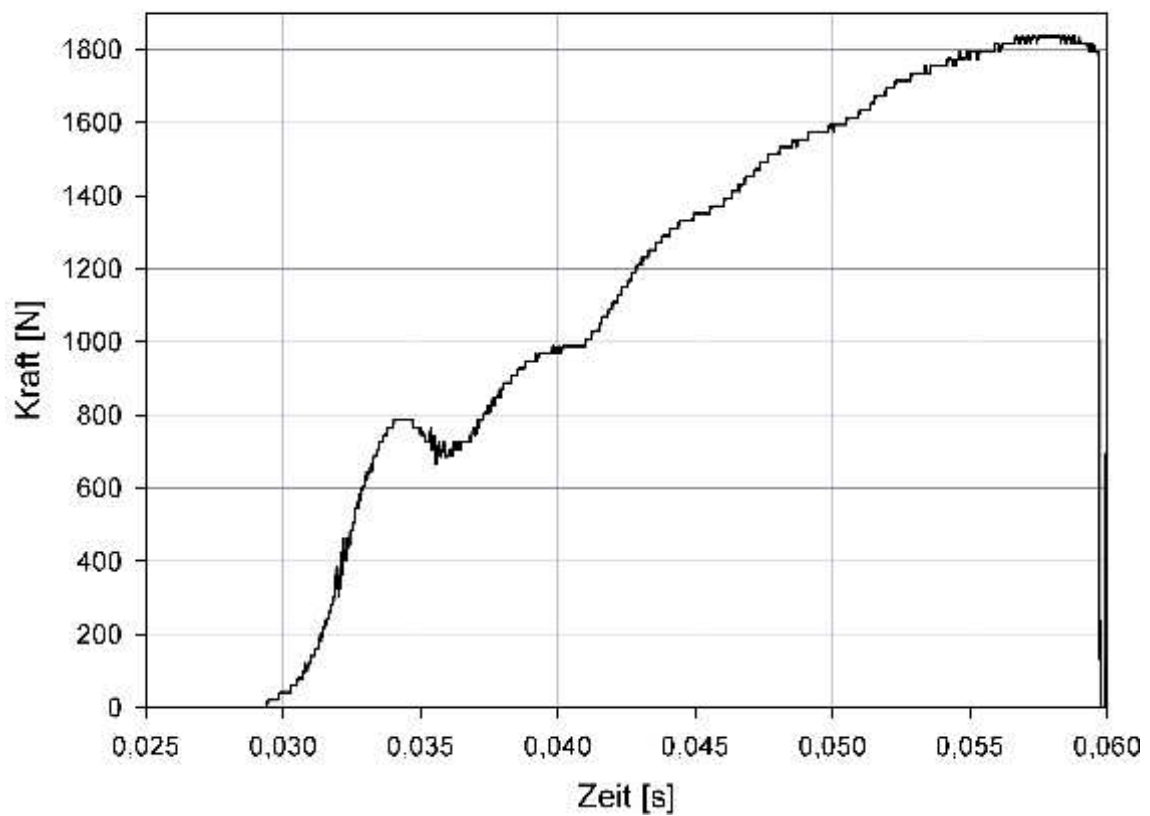
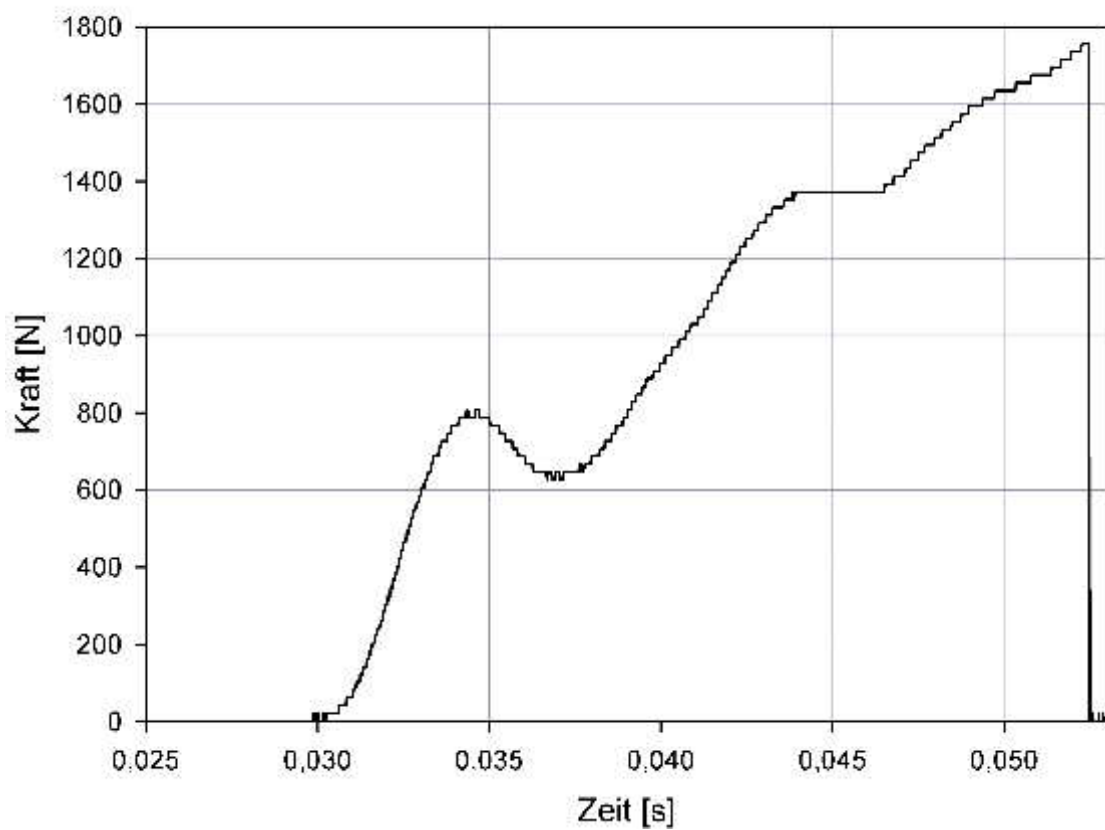


Abbildung A.27: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 28 (oben) und 29 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

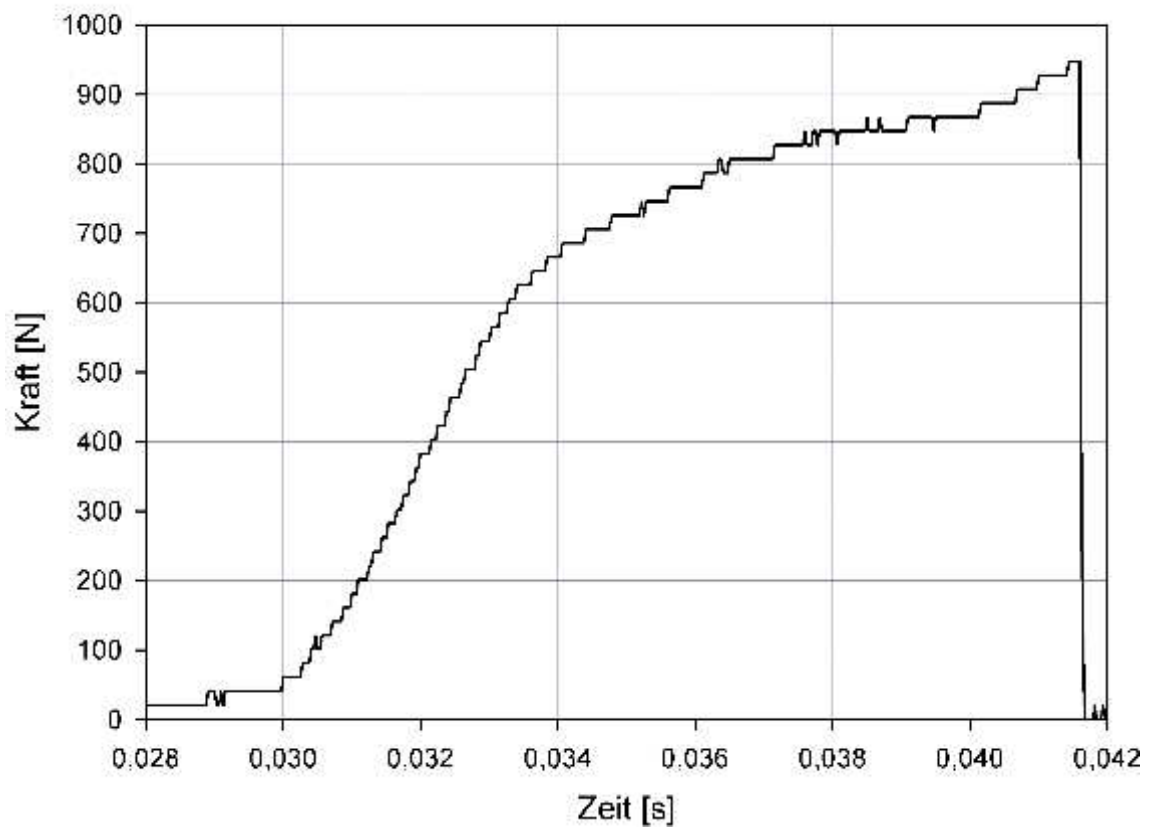
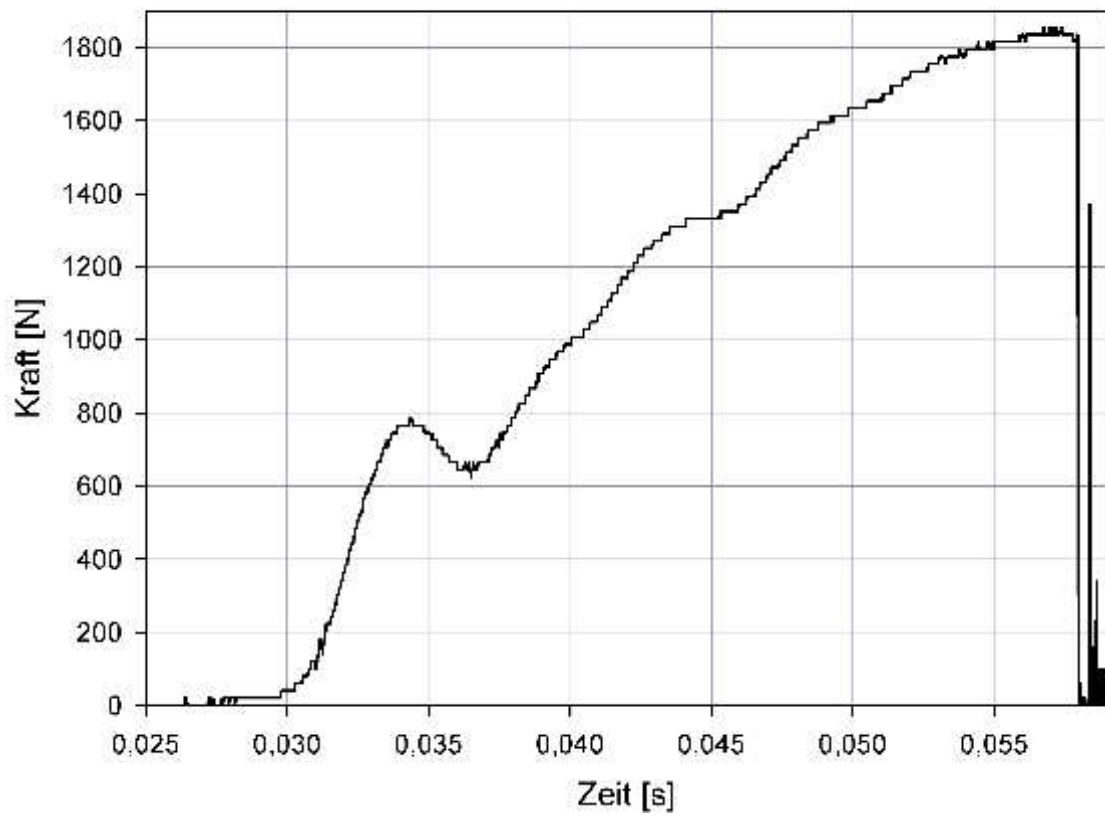


Abbildung A.28: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 30 (oben) und 31 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

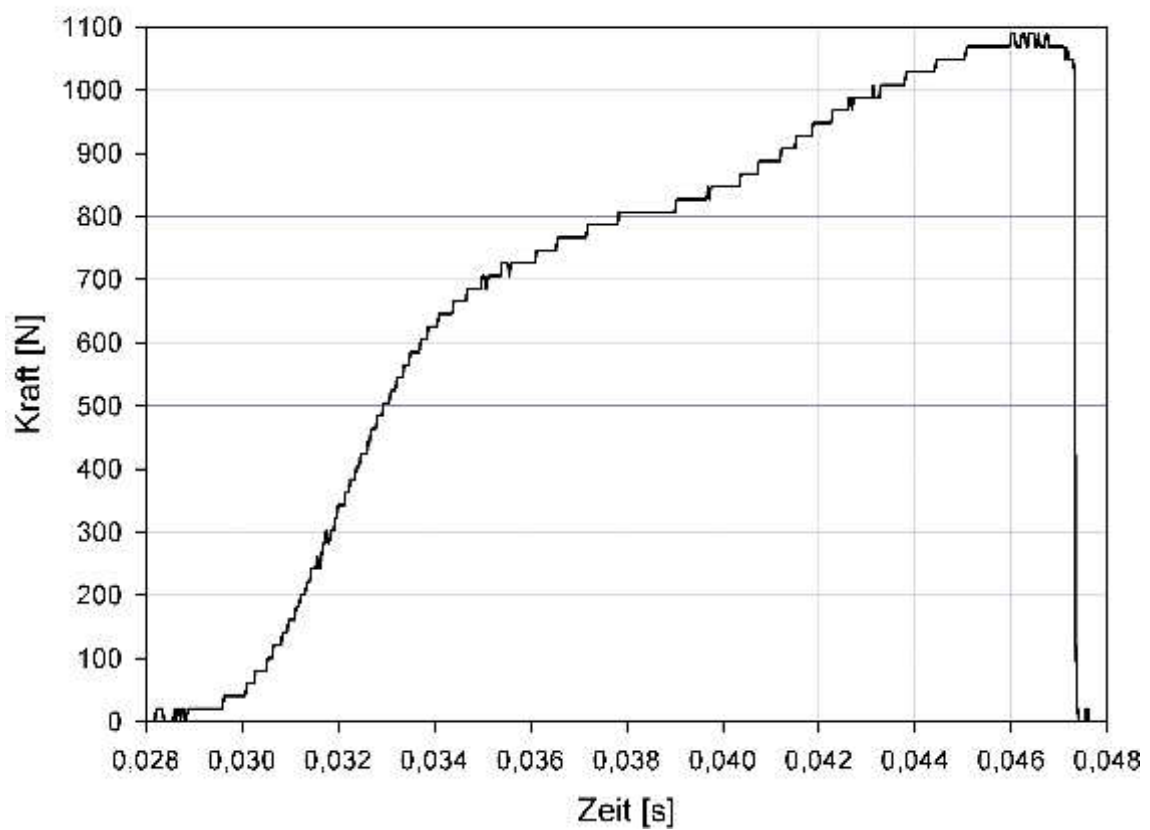
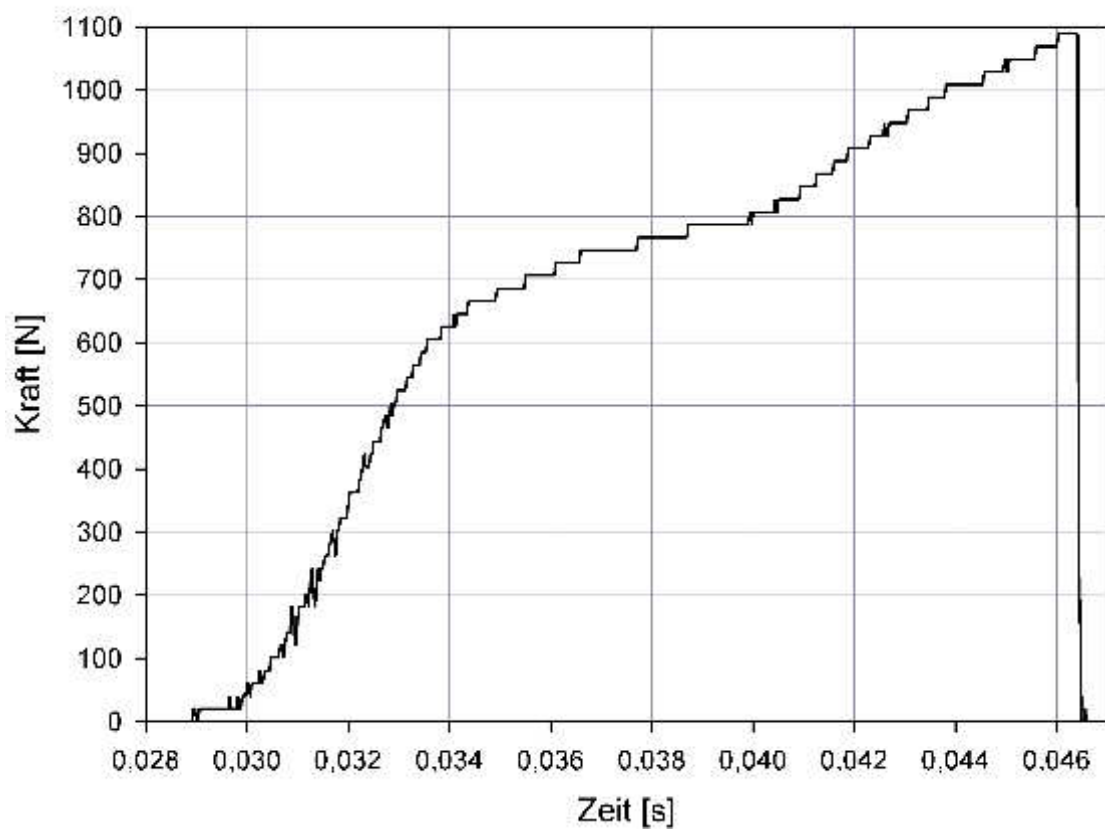


Abbildung A.29: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 32 (oben) und 33 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

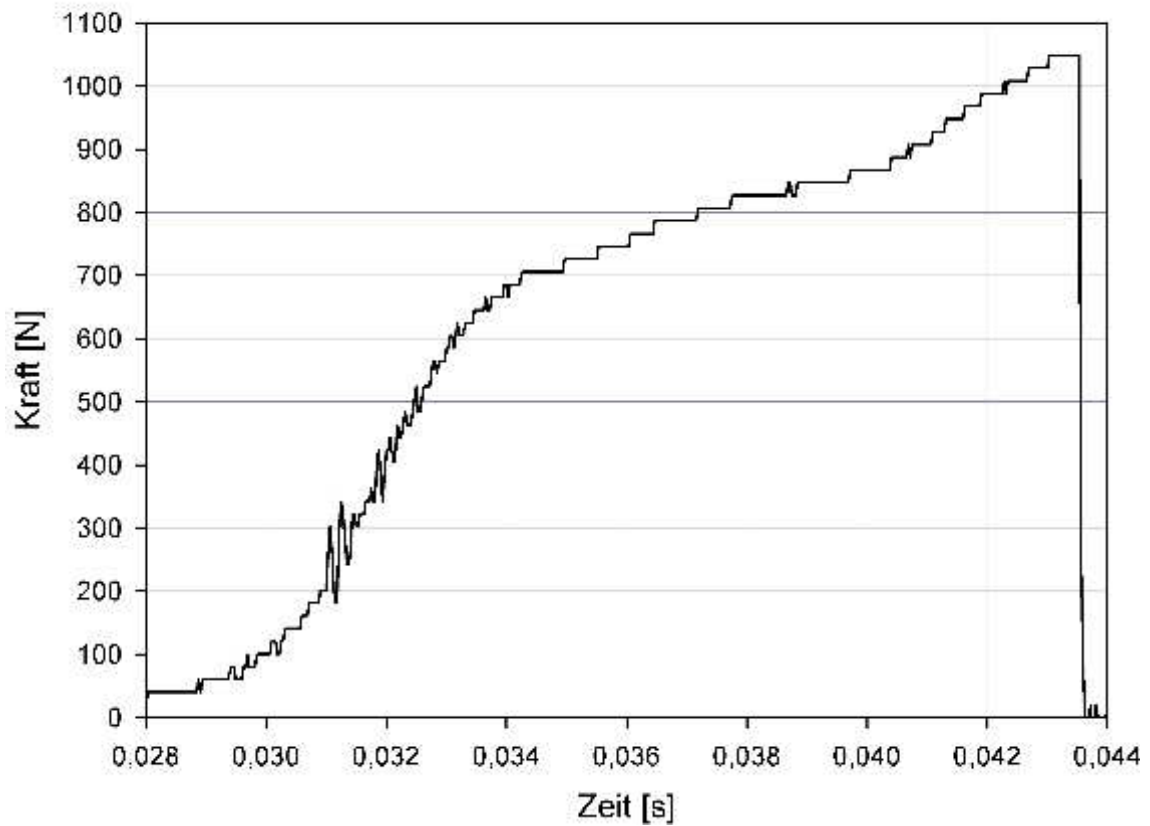
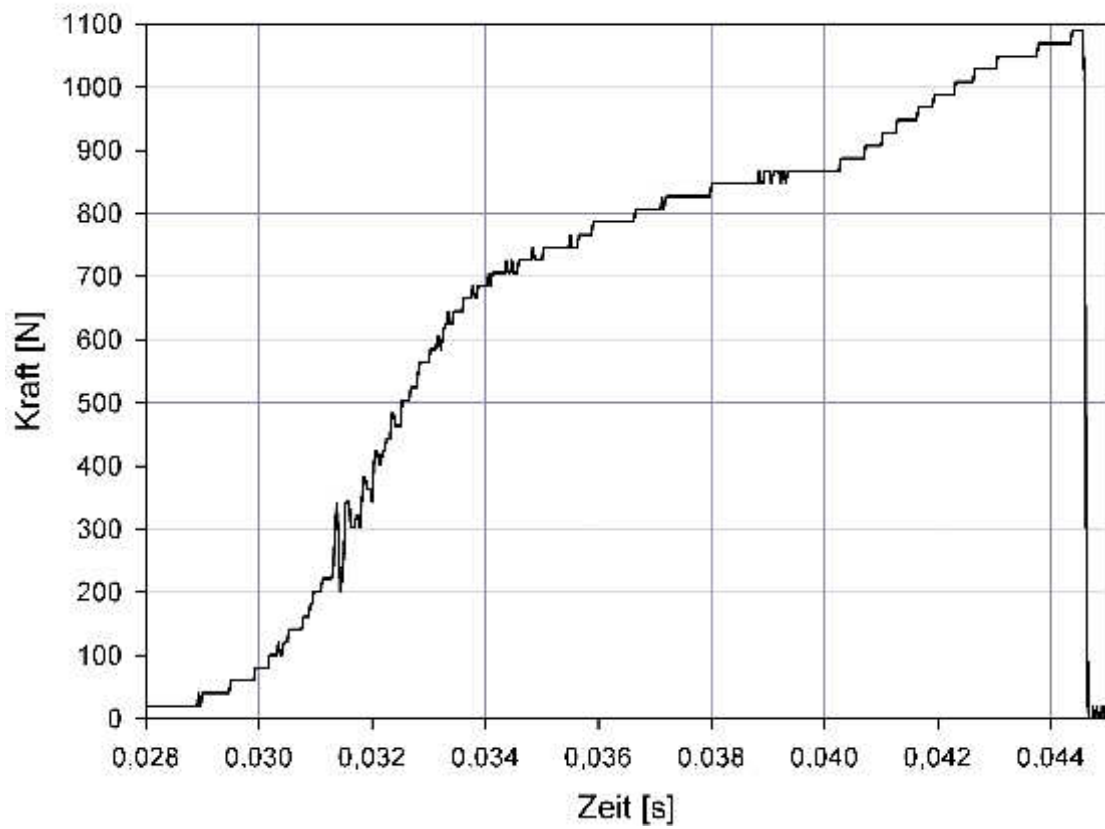


Abbildung A.30: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 34 (oben) und 35 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

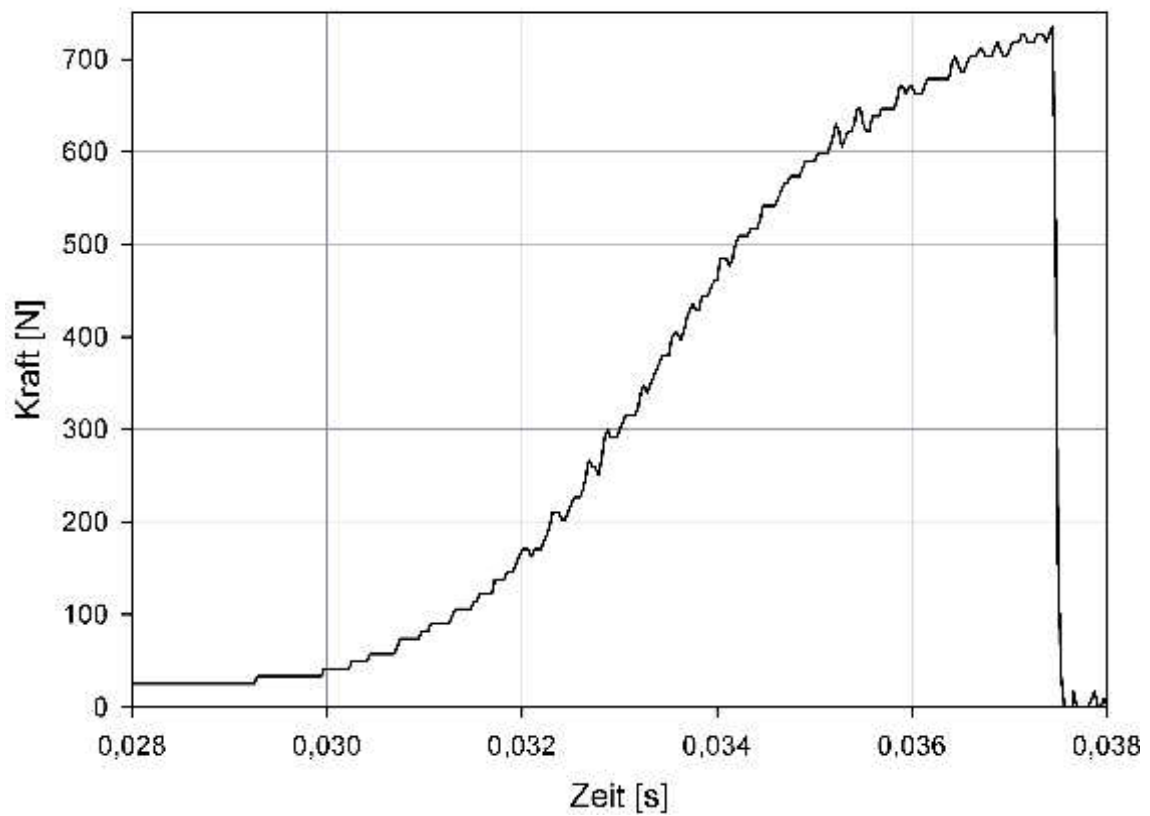
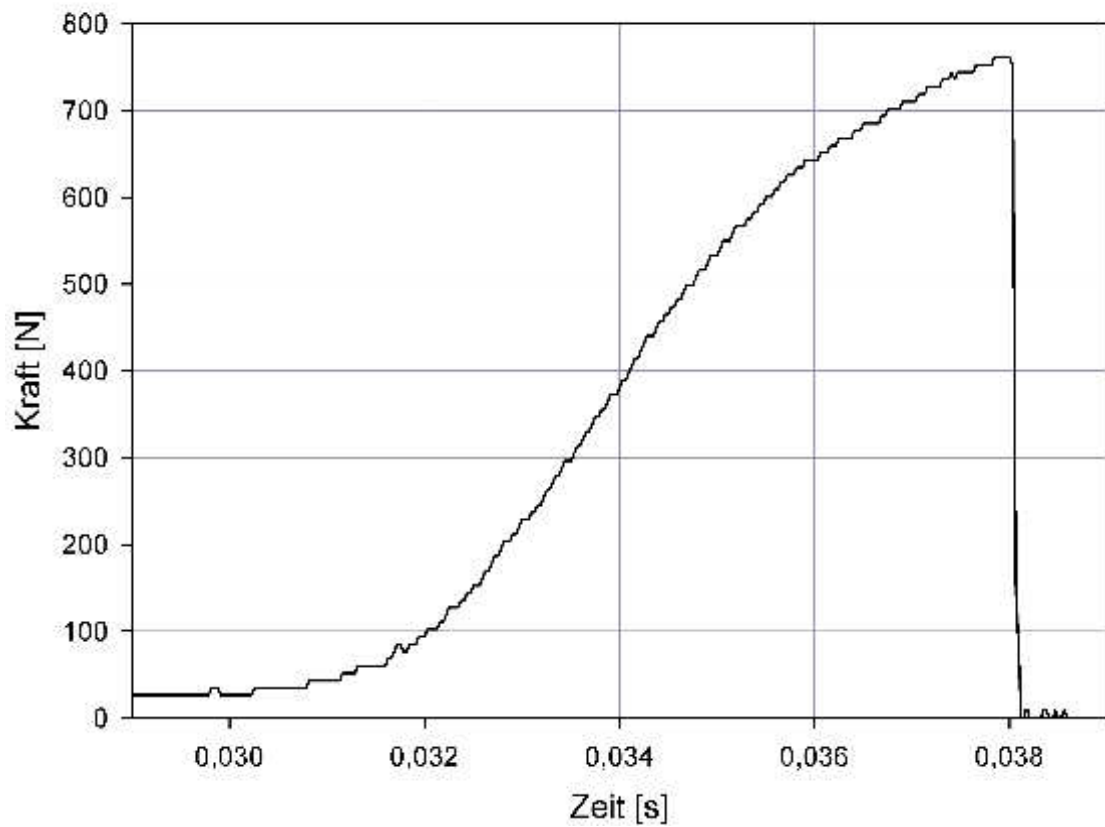


Abbildung A.31: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 36 (oben) und 37 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

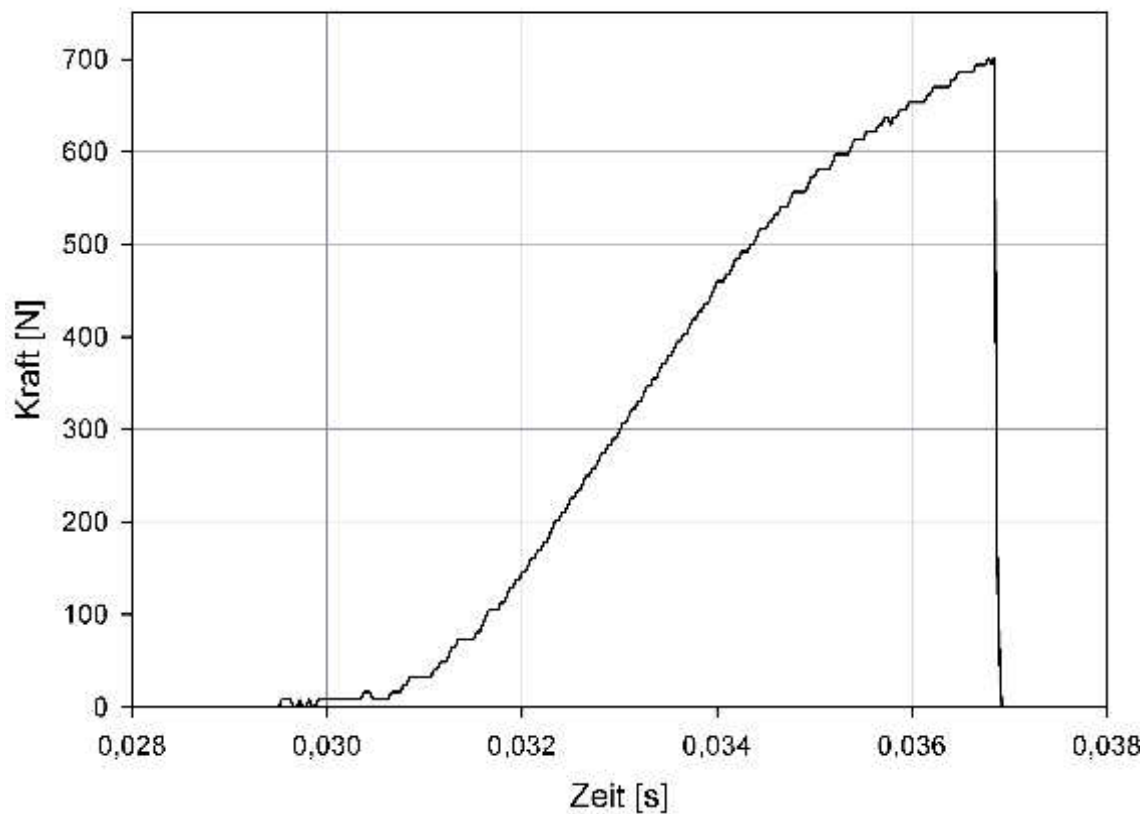
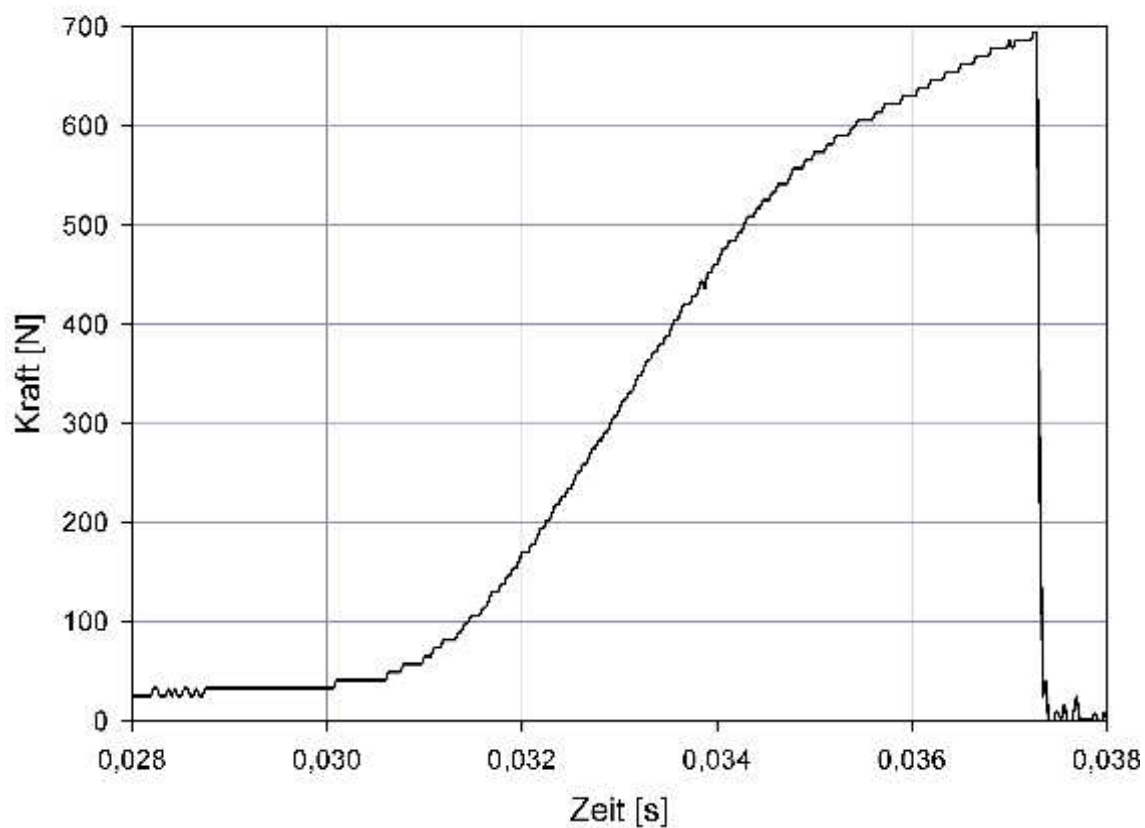


Abbildung A.32: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 38 (oben) und Nr. 39 (unten) zur Bestimmung der dynamischen Schraubenbruchlast. Datum: 04.05.2005.

A.5 Versuche Abschnitt 6.3.2

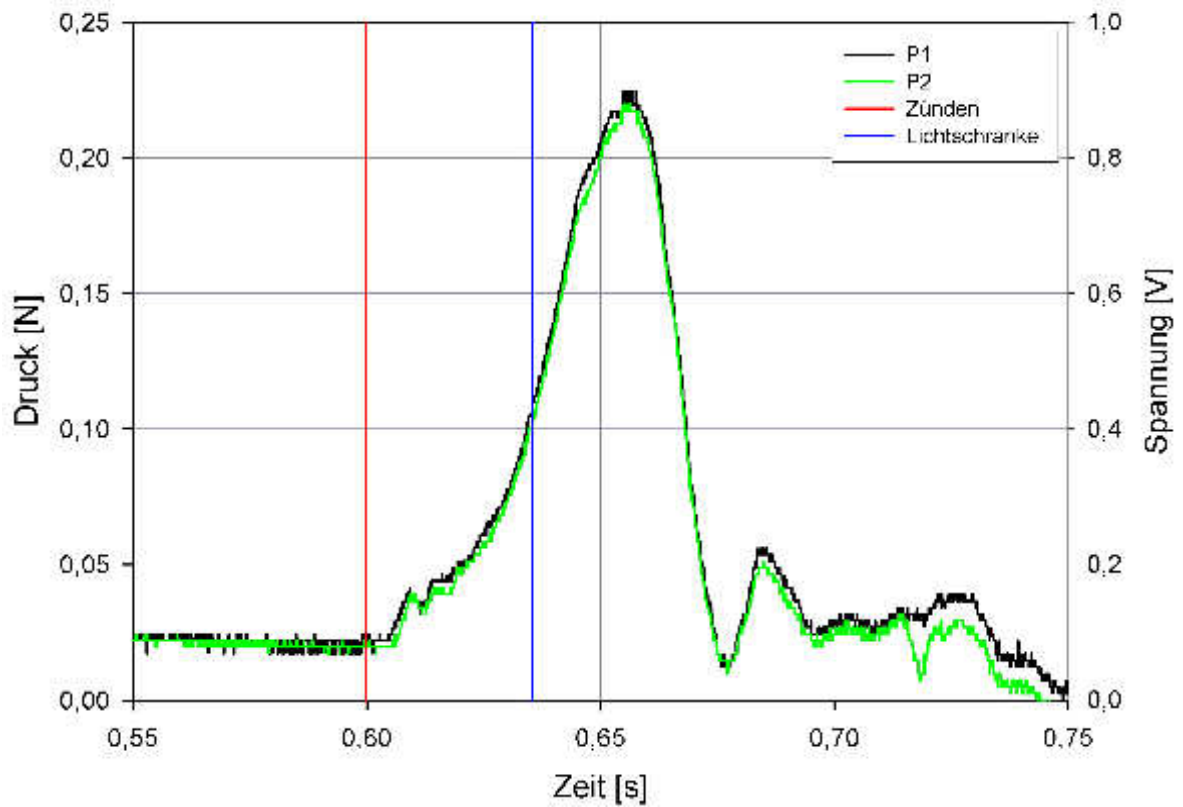


Abbildung A.33: Kraftverlauf bei Versuch Nr. 1 zur Verifizierung der Ergebnisse aus Abschnitt 6.3.1. Datum: 03.08.2005.

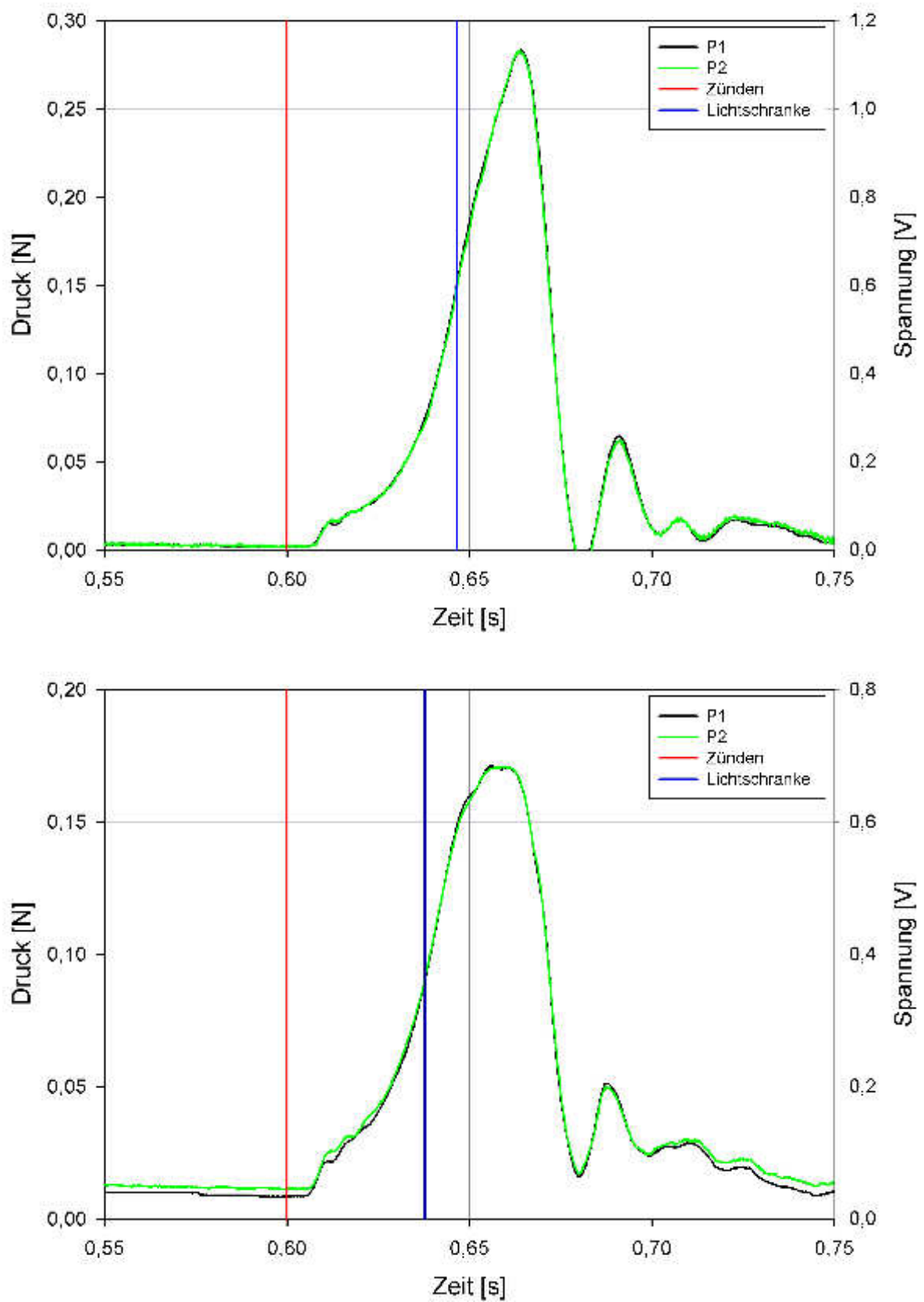


Abbildung A.34: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 2 (oben) und Nr. 3 (unten) zur Verifizierung der Ergebnisse aus Abschnitt 6.3.1. Datum: 03.08.2005.

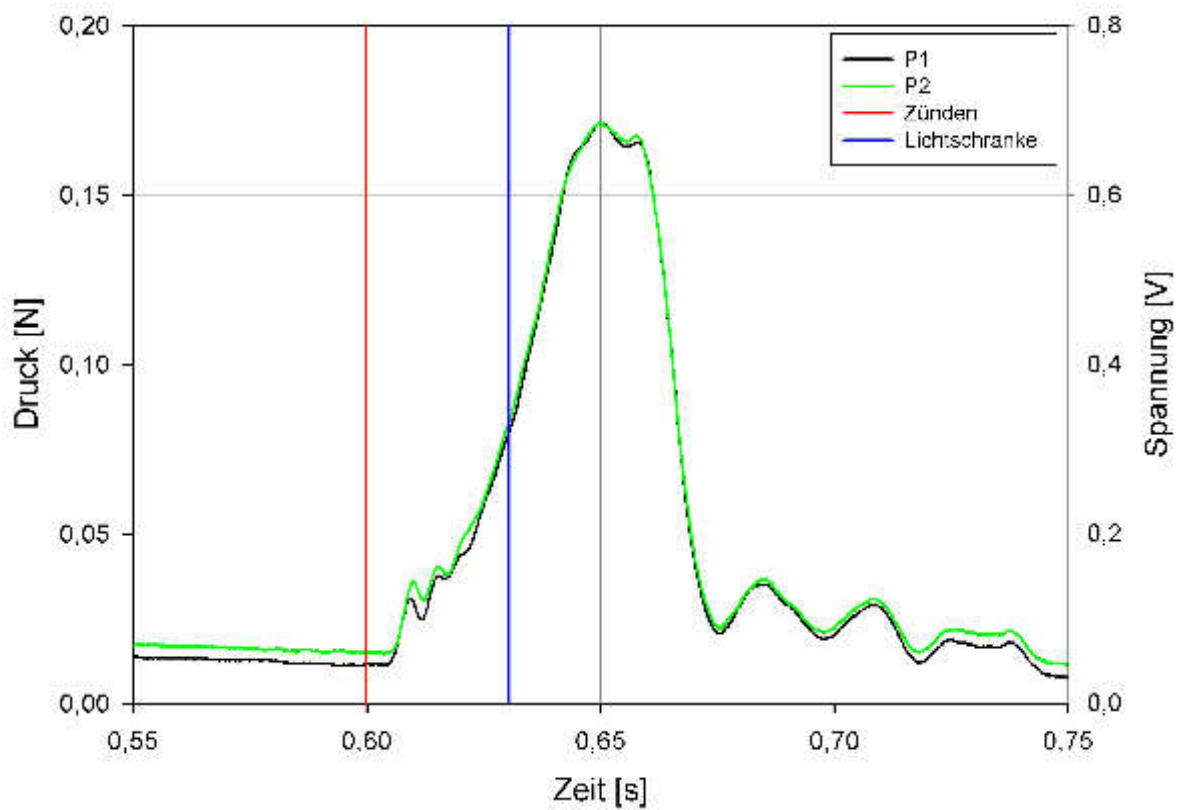
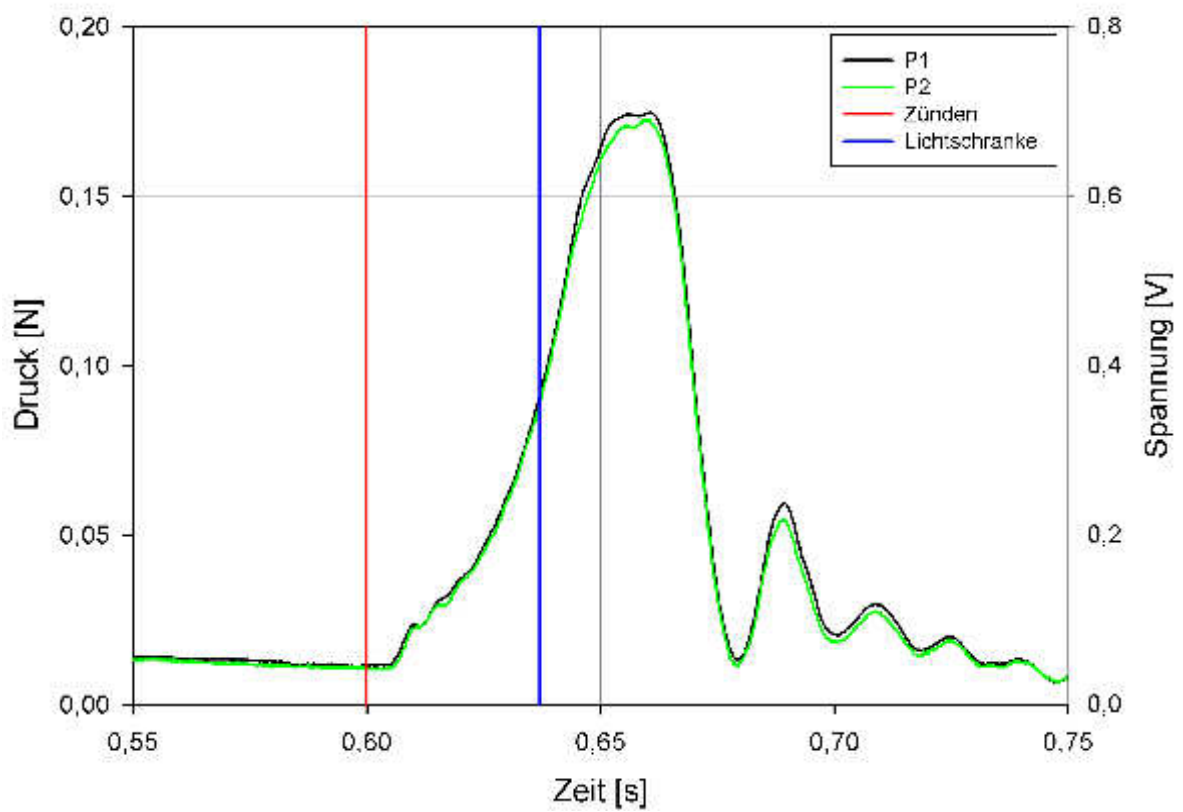


Abbildung A.35: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 4 (oben) und Nr. 5 (unten) zur Verifizierung der Ergebnisse aus Abschnitt 6.3.1. Datum: 04.08.2005.

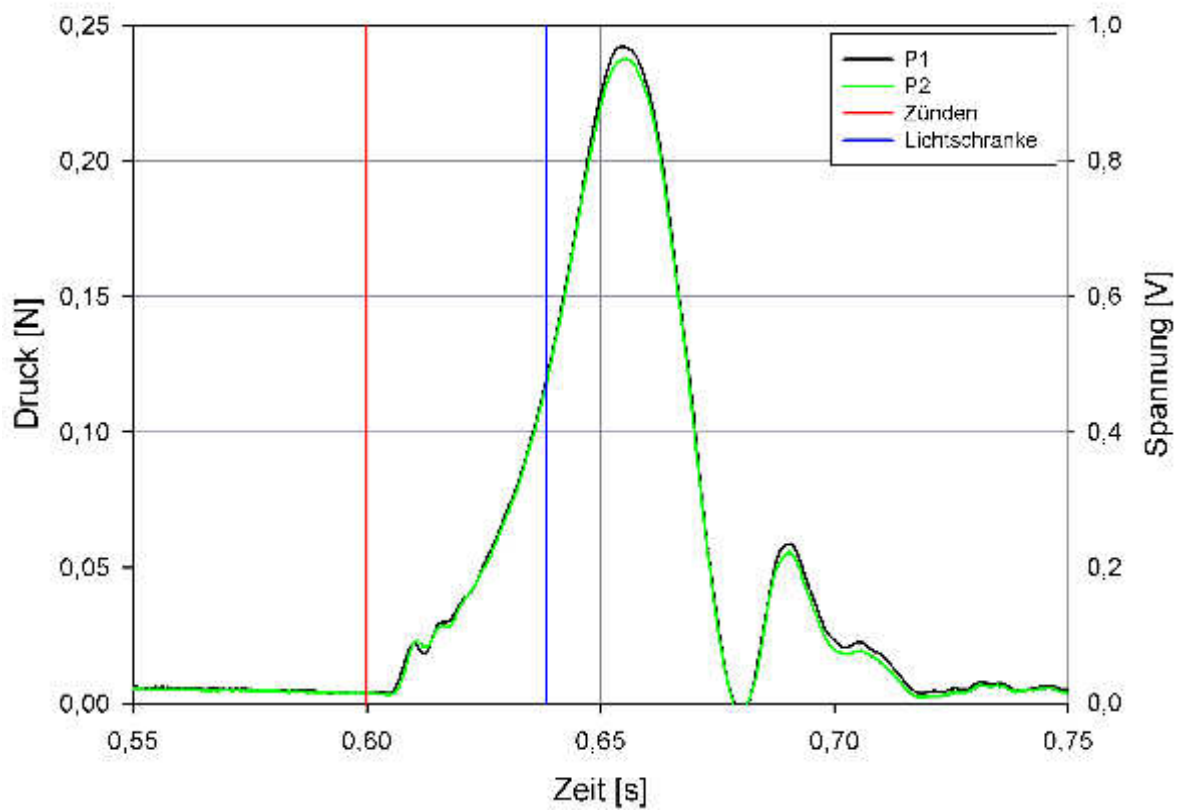
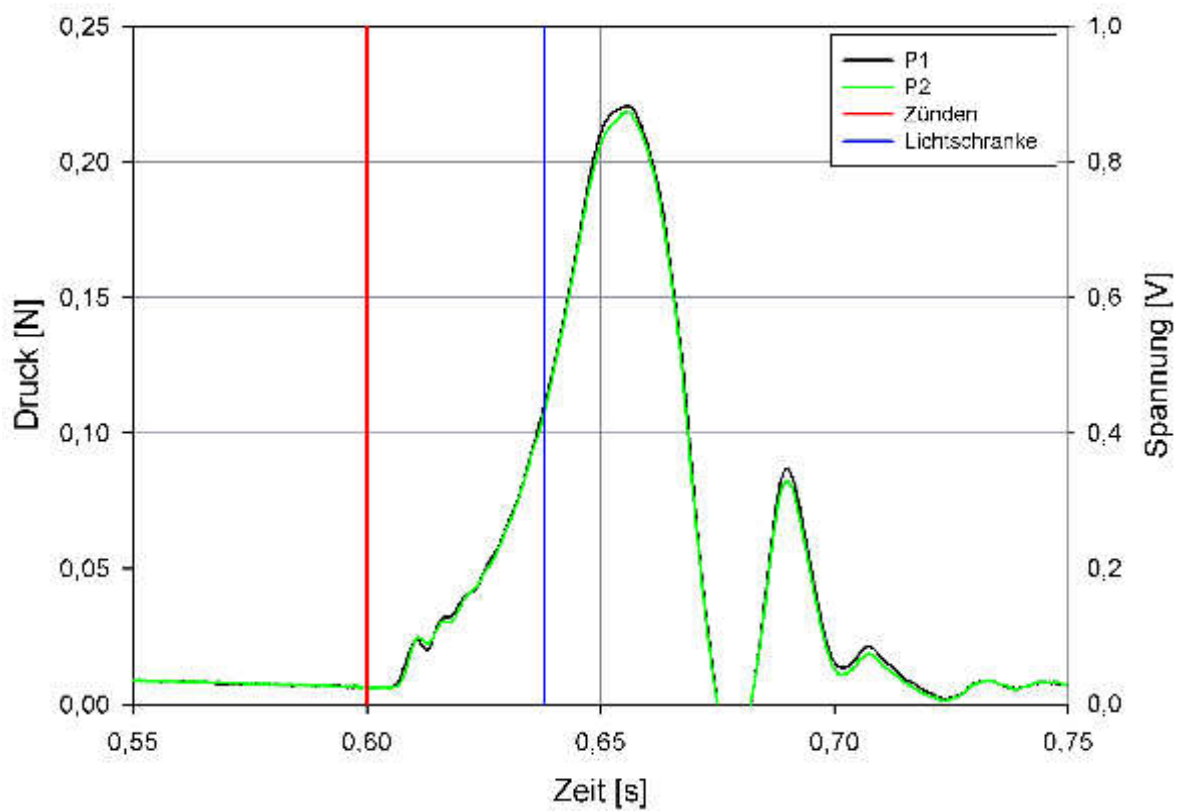
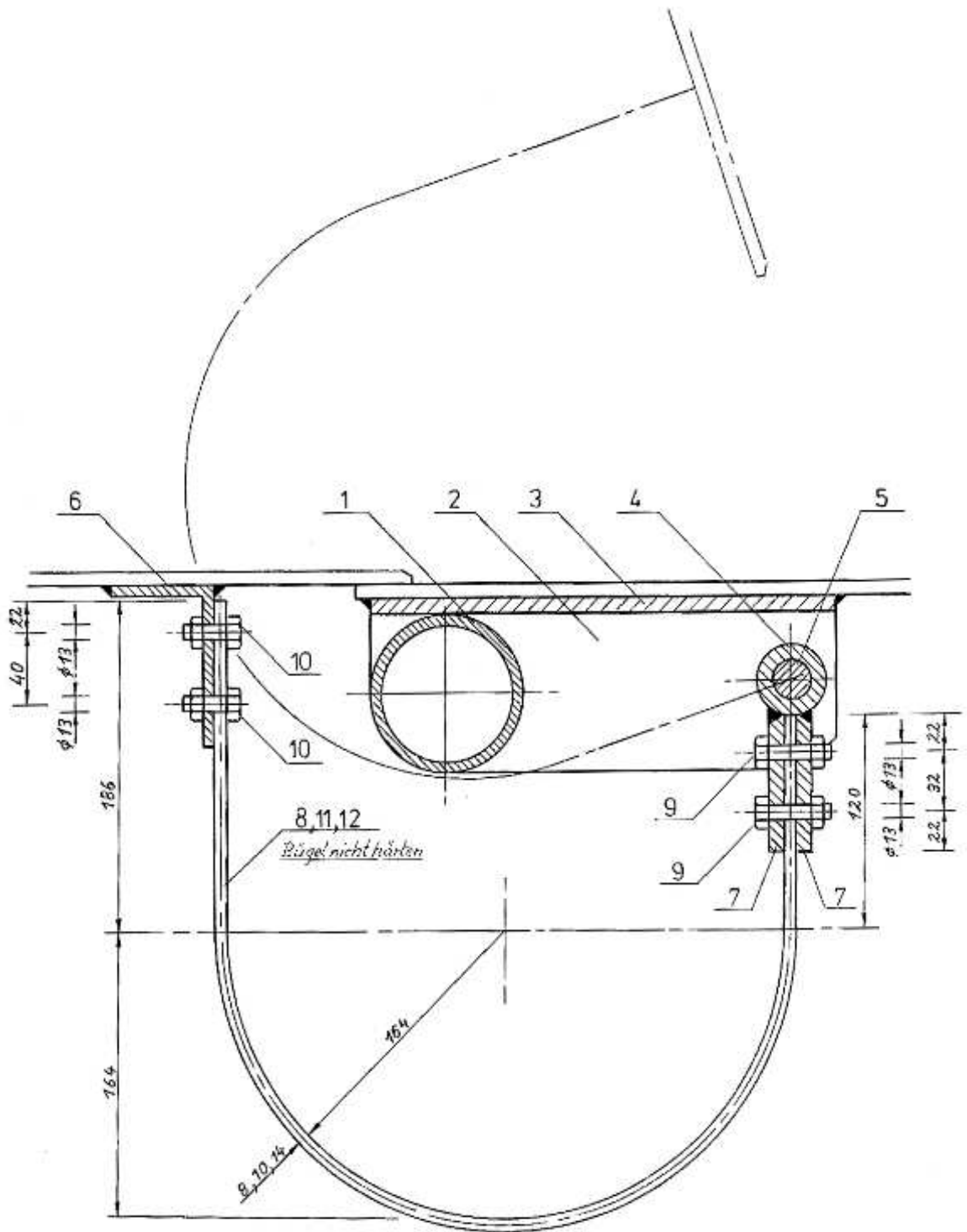


Abbildung A.36: Kraftverlauf bei den Versuchen Nr. 6 (oben) und Nr. 7 (unten) zur Verifizierung der Ergebnisse aus Abschnitt 6.3.1. Datum: 04.08.2005.

Anhang B

Konstruktionszeichnungen

B.1 Bügelklappe



		Maßstab 1:2		
				
Zeichn.	Datum			Blatt
2.5.82	1			1
9m ³ -Silo		Klappenhaltung		

Abbildung B.1: Konstruktionszeichnung einer Druckentlastungsklappe bestehend aus einer Stahlplatte, die über 2 Bügel von einem Scharnier gehalten wird.

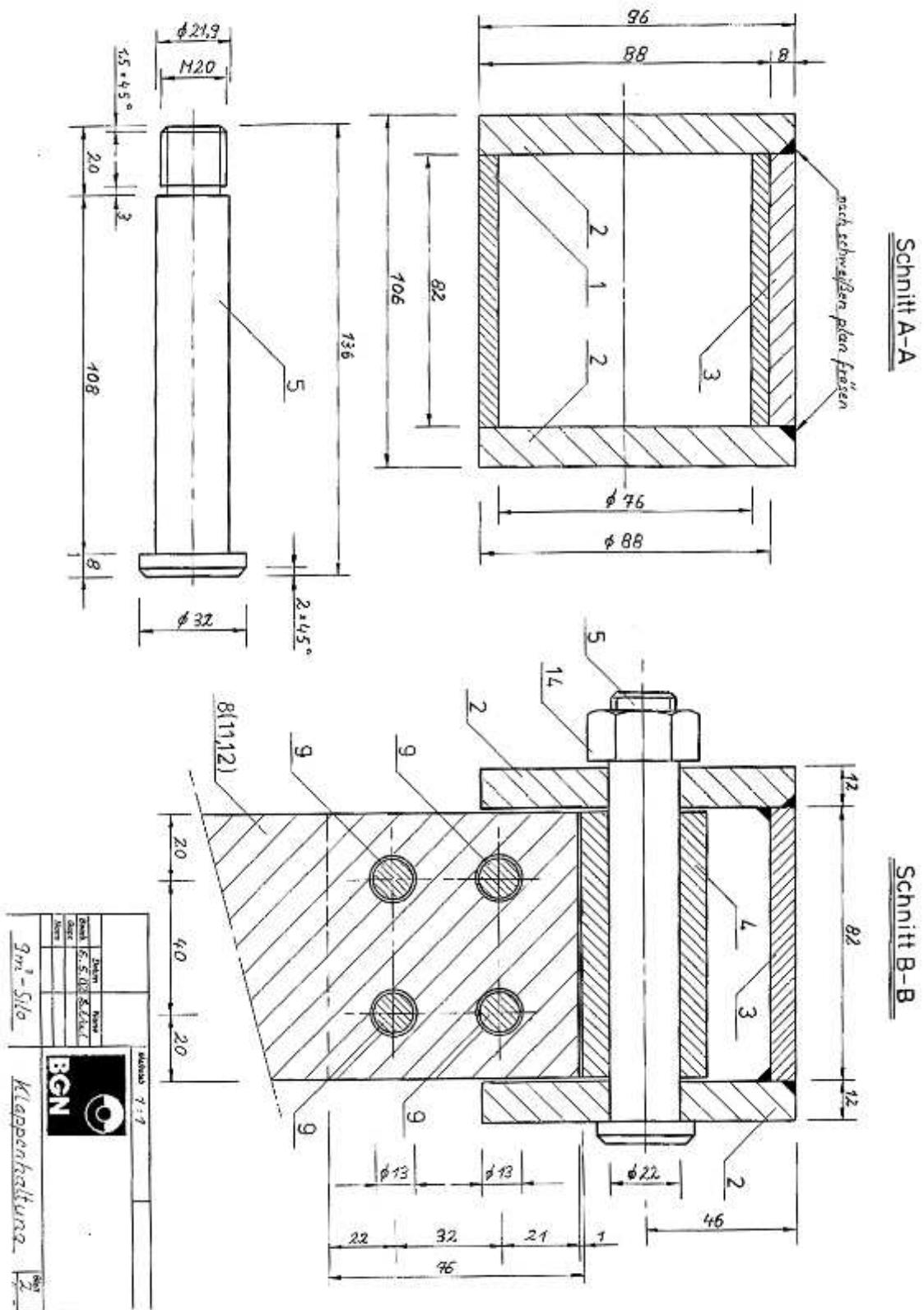


Abbildung B.2: Detail 1 der Bügelklappe.

B.2 Schleifer

B.3 Blechklappe auf Gitterrost

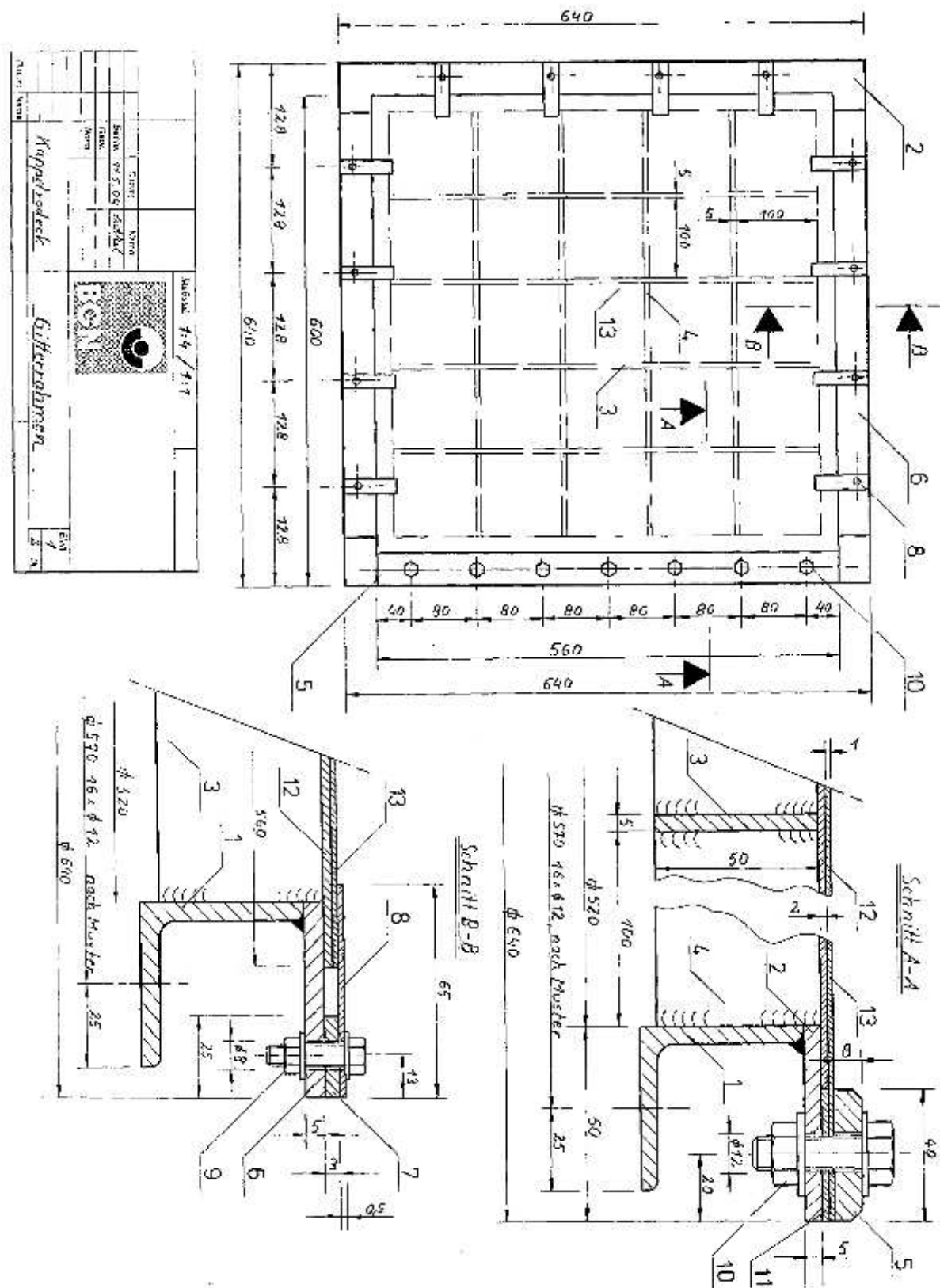


Abbildung B.6: Konstruktionszeichnung eines Gitterrahmens, auf dem eine Druckentlastungsklappe aus Blech aufliegen soll, welche mit Blechlaschen verschlossen ist.

B.4 Wiederverwendbarer Hakenverschluss

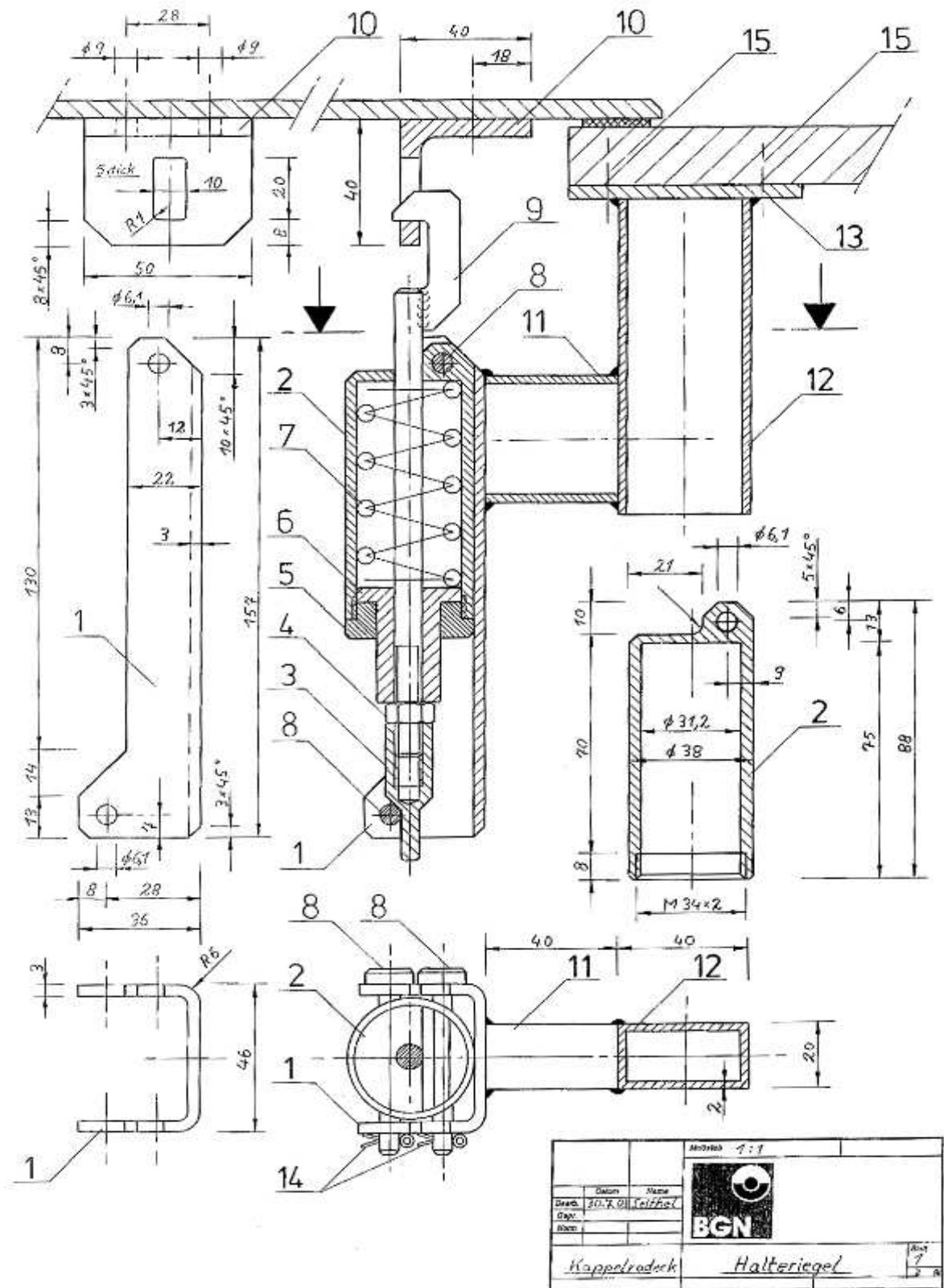


Abbildung B.8: Blatt 1 der ersten Konstruktionszeichnung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 1).

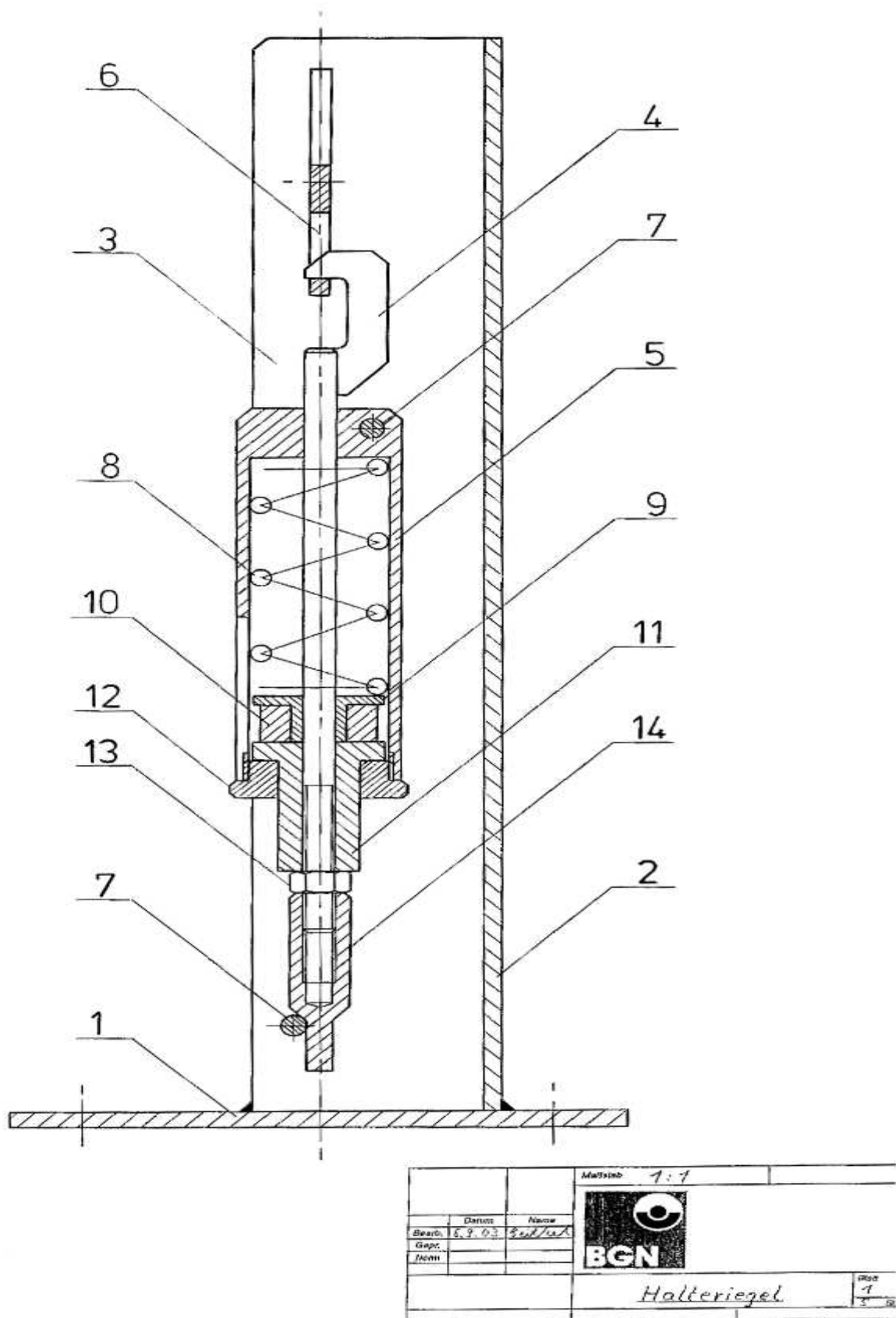


Abbildung B.11: Blatt 1 der zweiten Konstruktionszeichnung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 1).

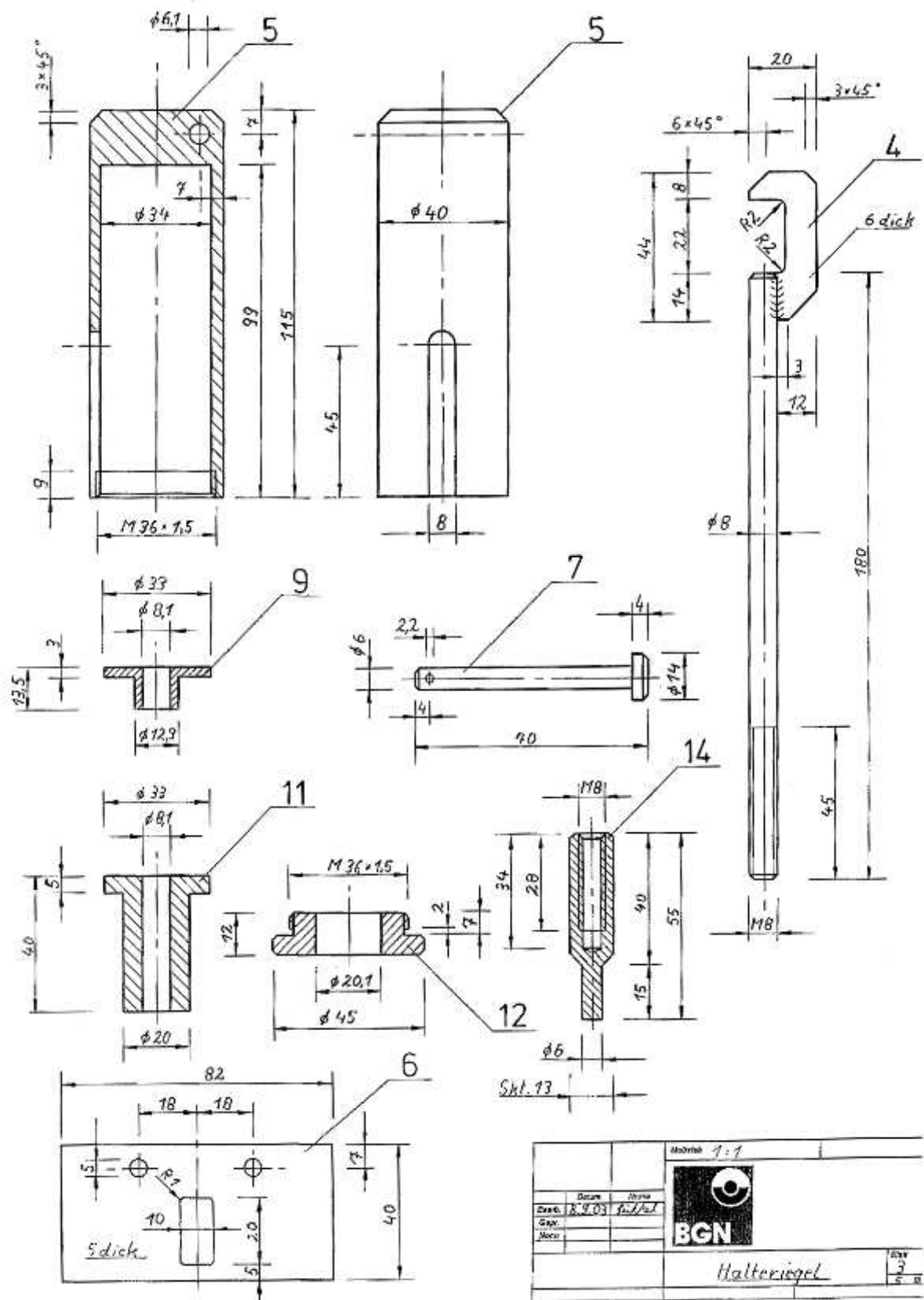


Abbildung B.13: Blatt 3 der zweiten Konstruktionszeichnung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 1).

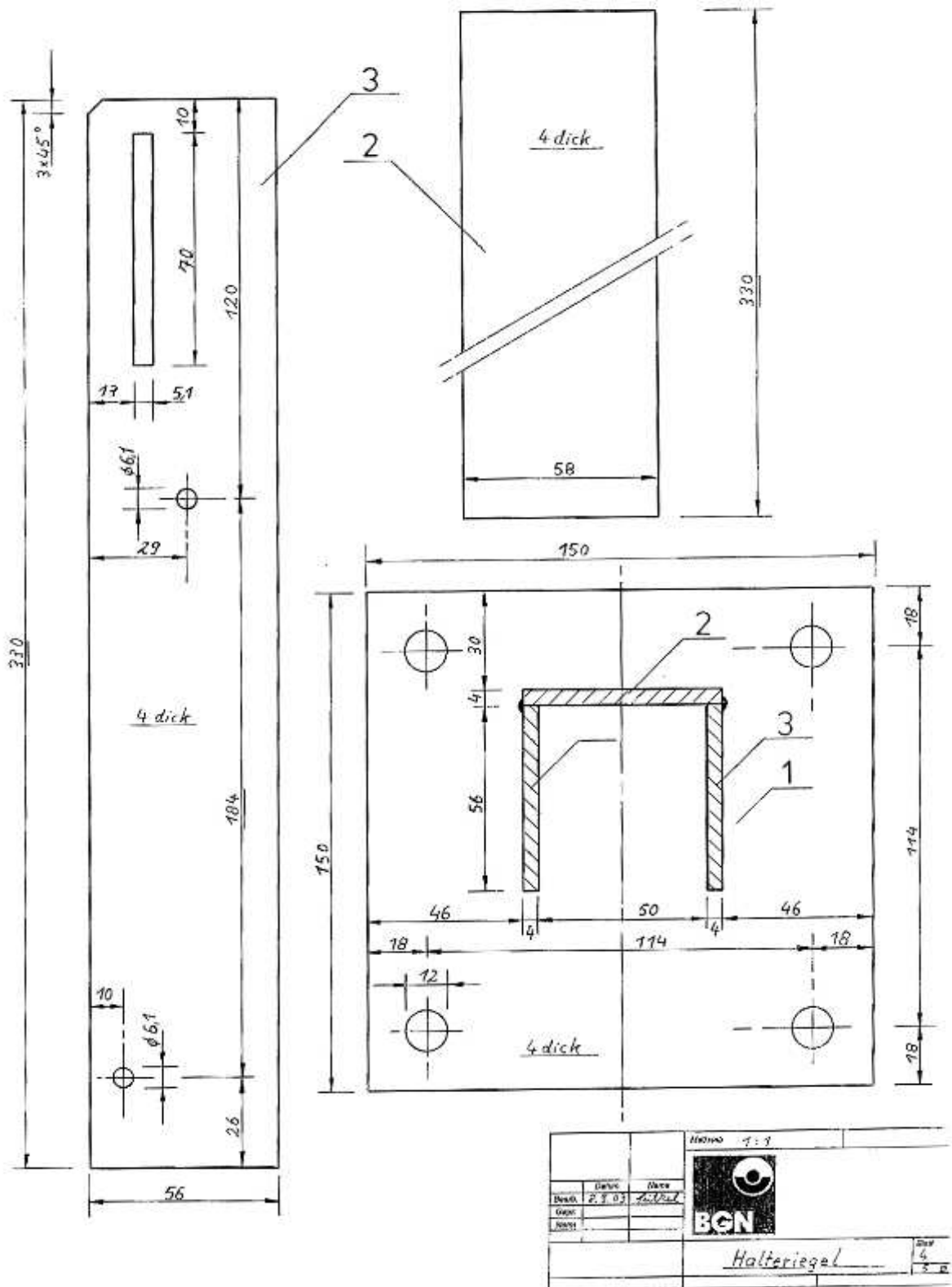


Abbildung B.14: Blatt 4 der zweiten Konstruktionszeichnung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 1).

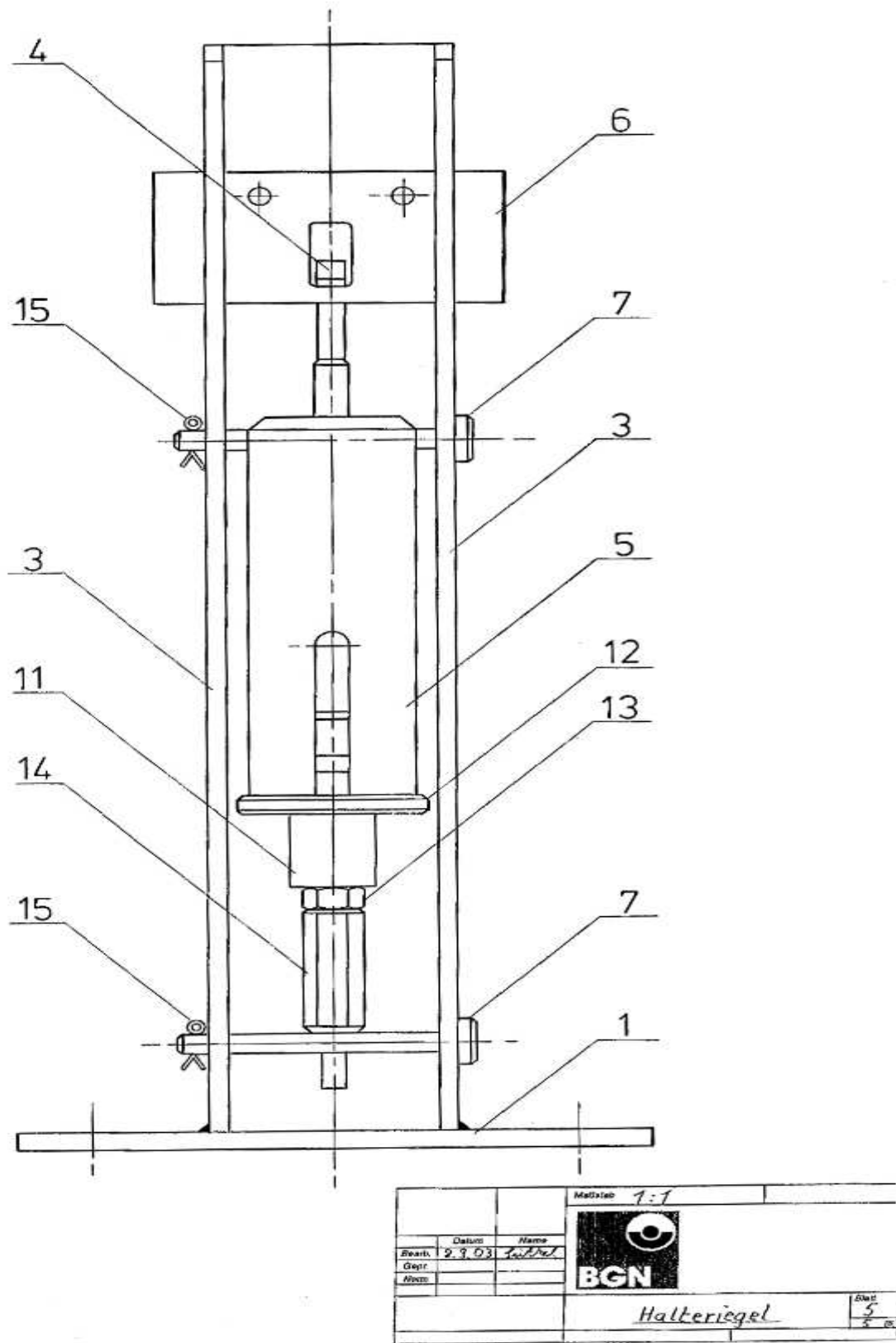


Abbildung B.15: Blatt 5 der zweiten Konstruktionszeichnung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 1).

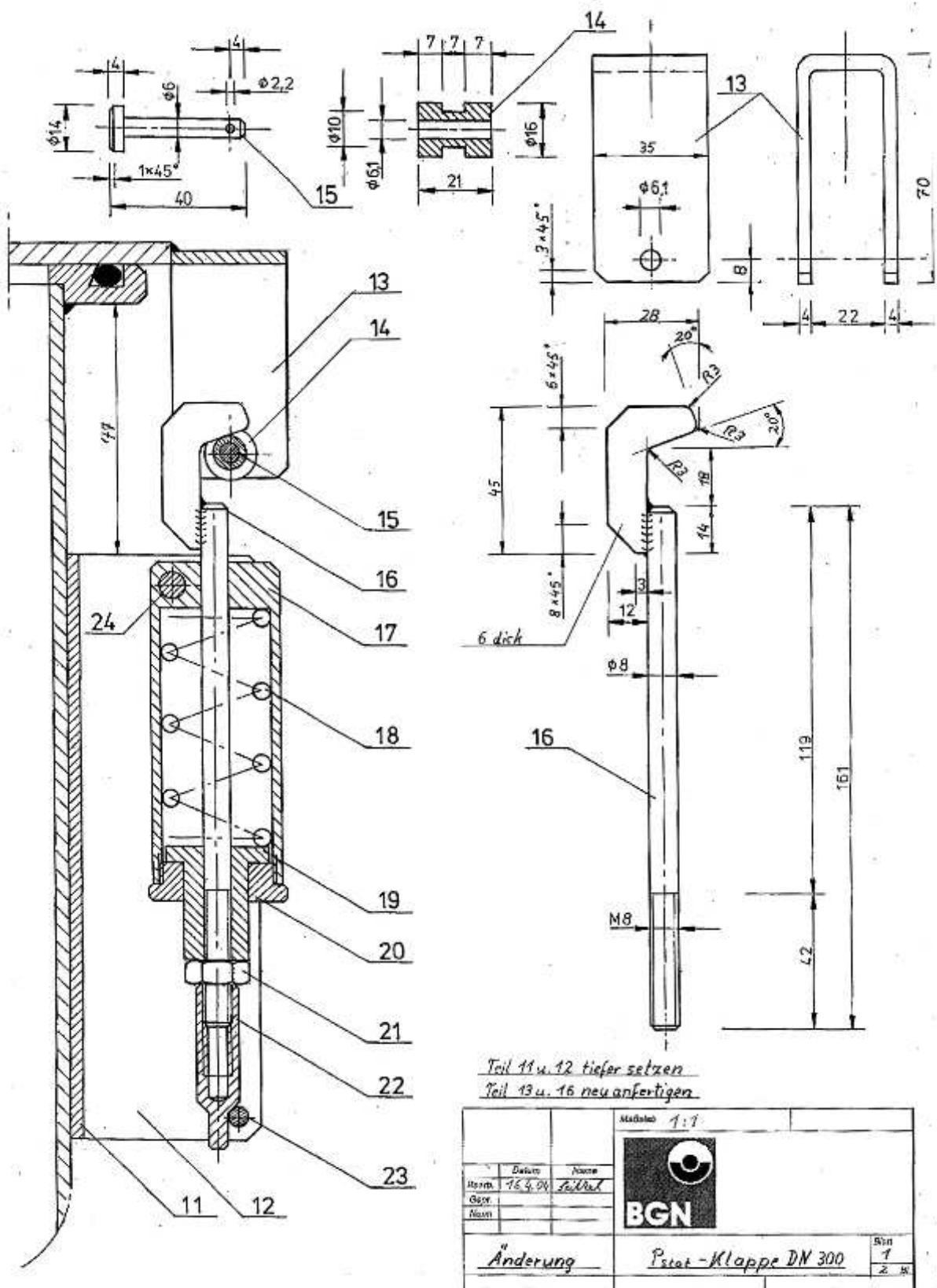


Abbildung B.16: Konstruktionszeichnung des verbesserten wiederverwendbaren Hakenverschlusses (Variante 2).

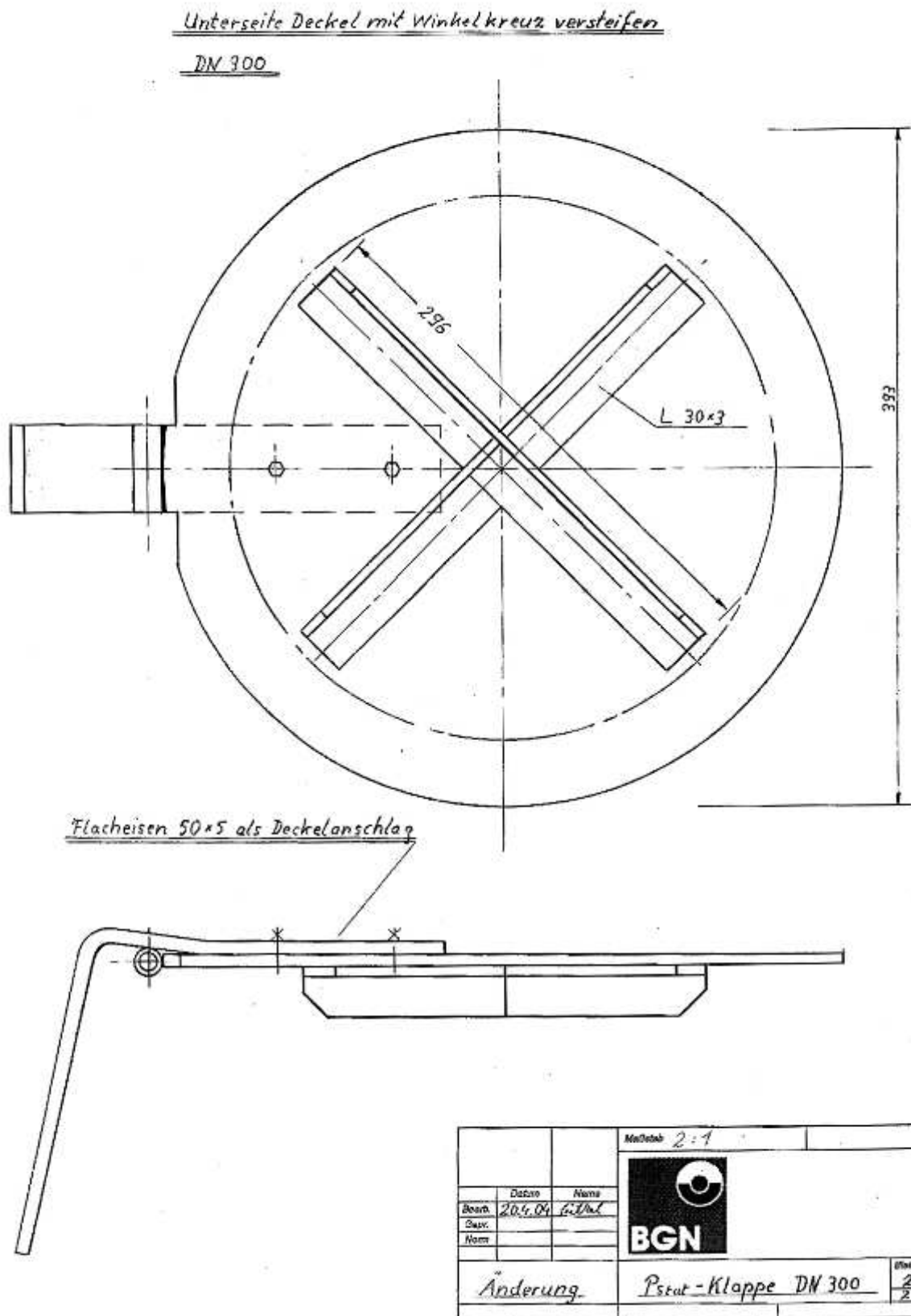


Abbildung B.17: Konstruktionszeichnung der Entlastungsklappe für die experimentelle Prüfung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses.

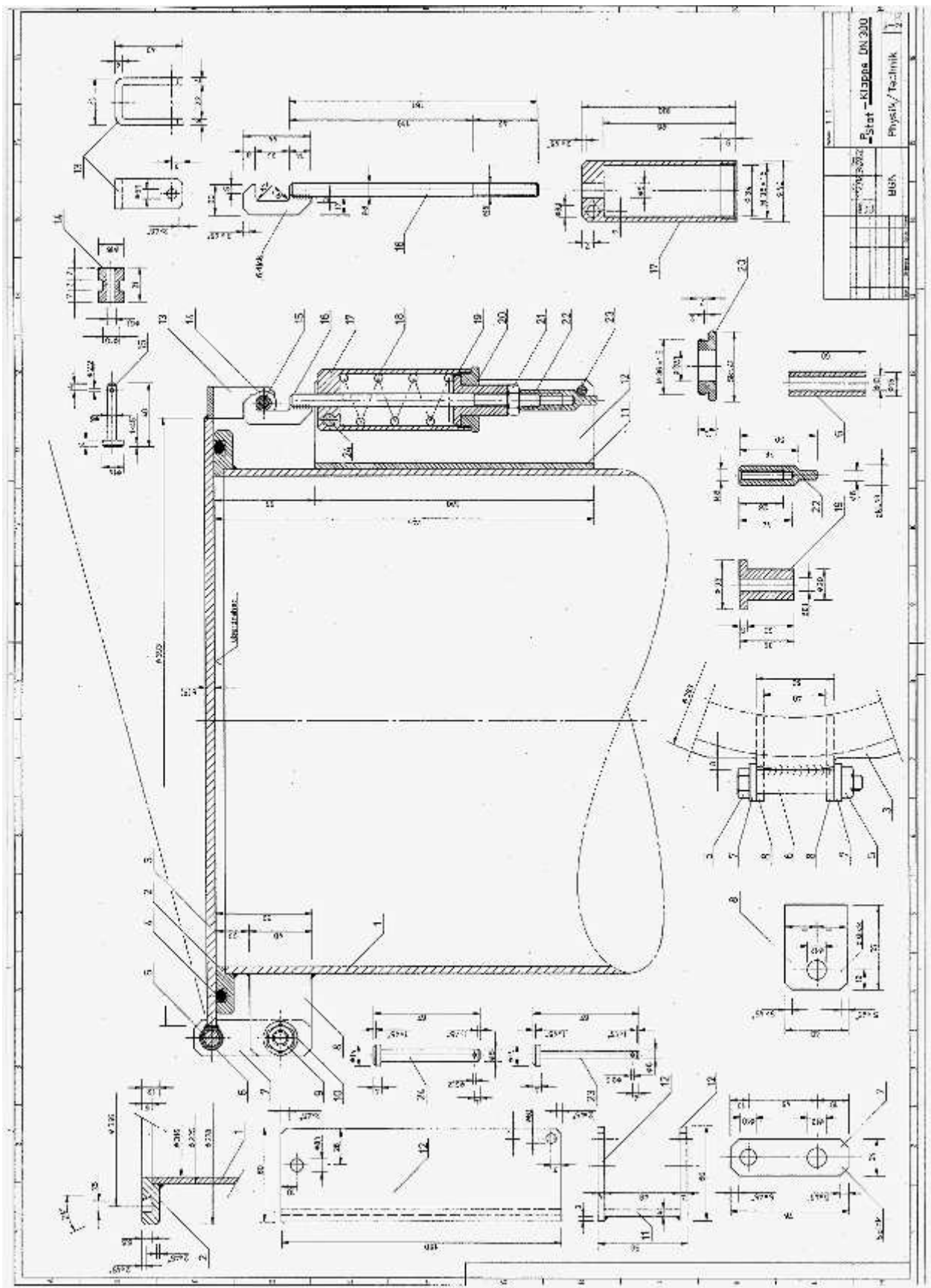


Abbildung B.18: Konstruktionszeichnung des Aufbaus für die experimentelle Prüfung des wiederverwendbaren Hakenverschlusses.

B.5 Fallhammer

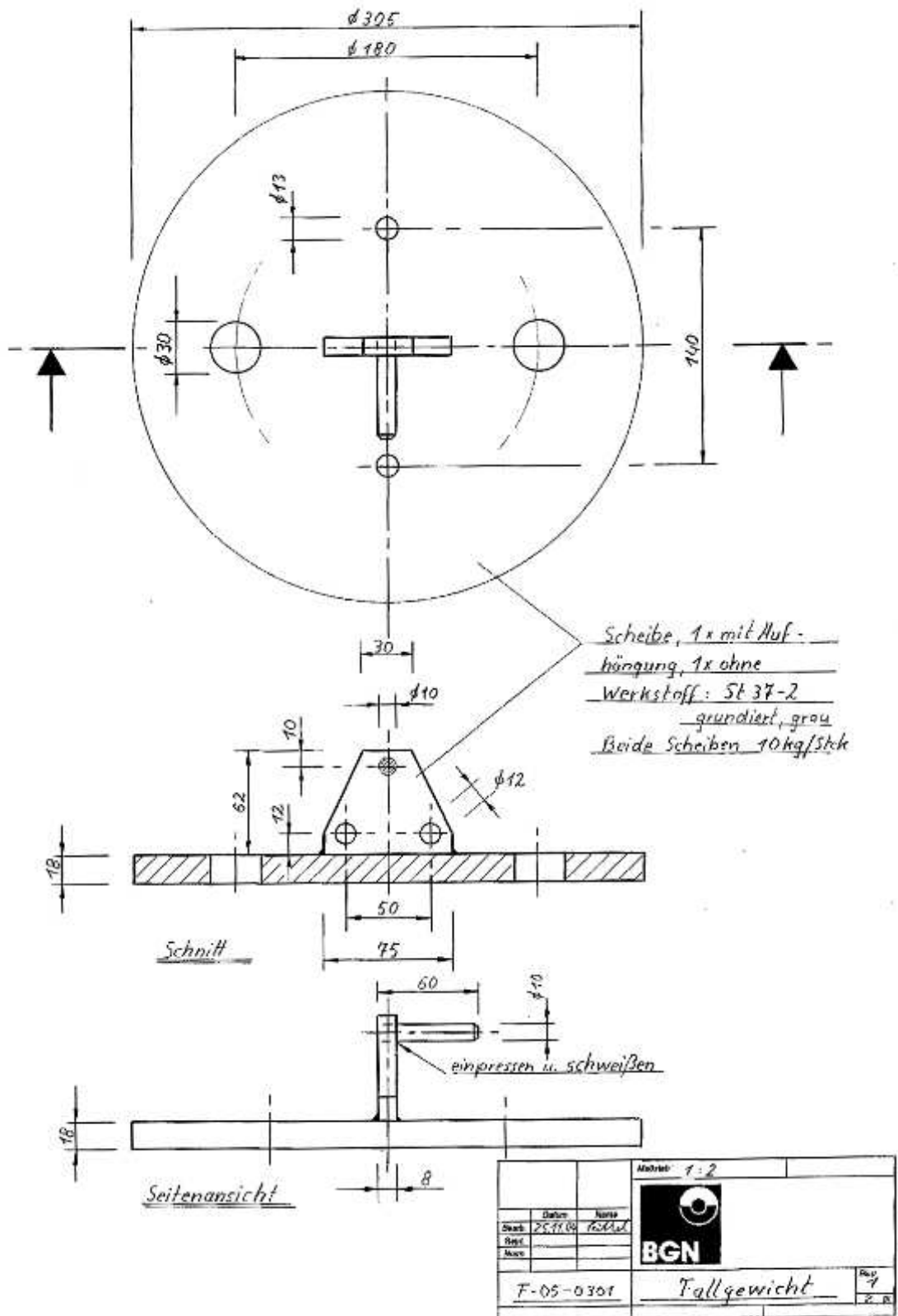


Abbildung B.19: Blatt 1 der Konstruktionszeichnung für das Fallgewicht.

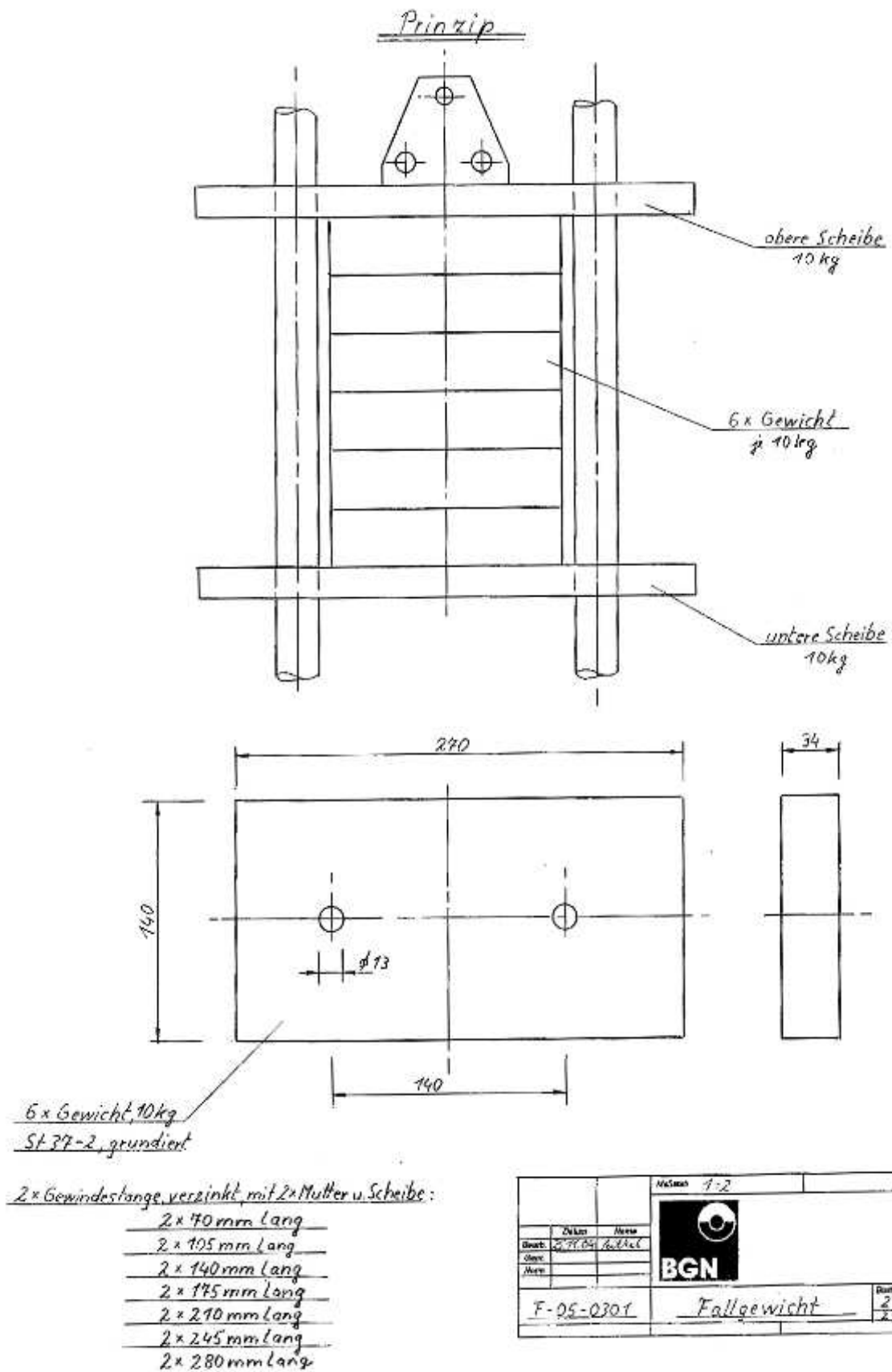


Abbildung B.20: Blatt 2 der Konstruktionszeichnung für das Fallgewicht.

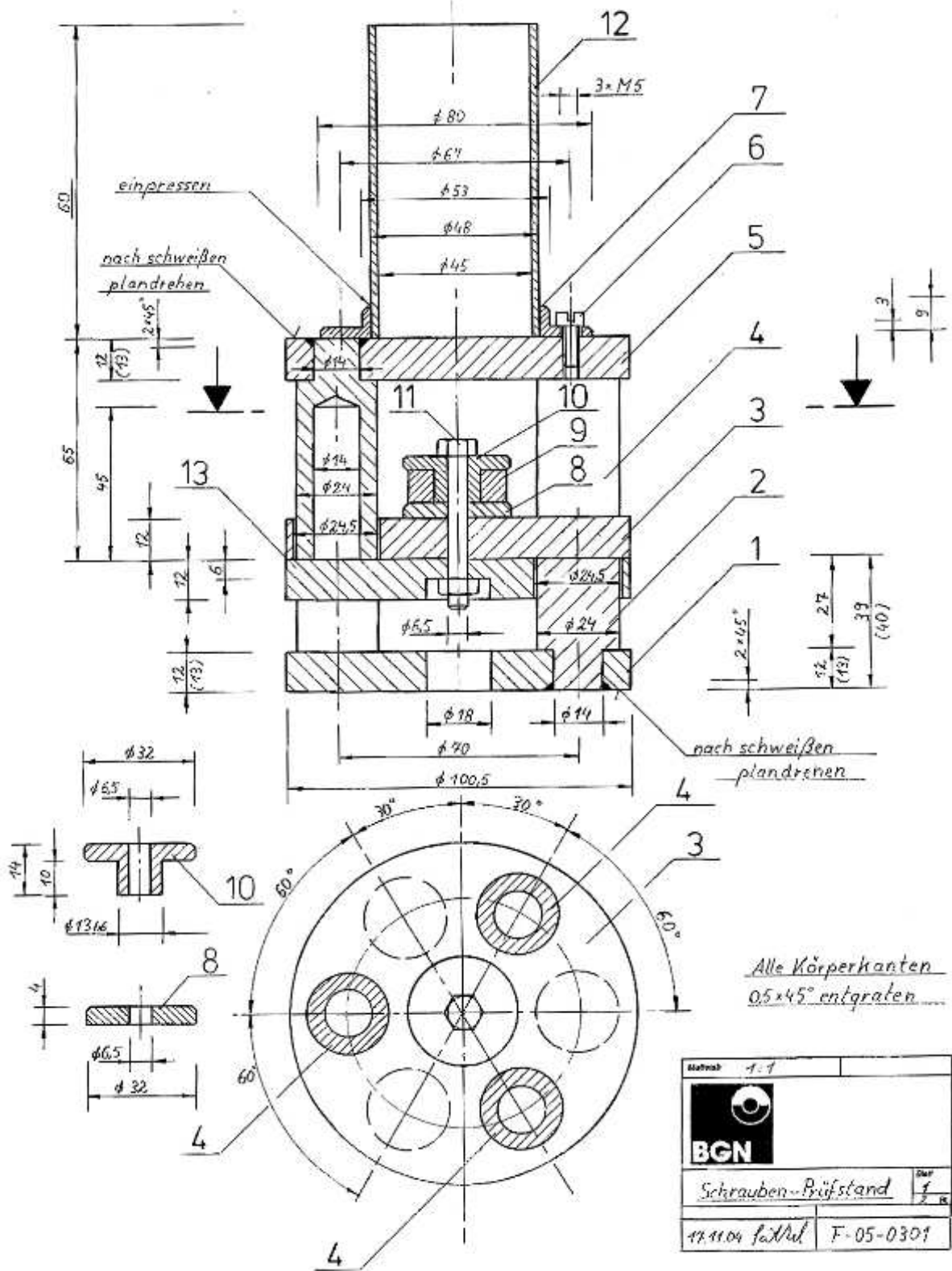


Abbildung B.21: Blatt 1 der Konstruktionszeichnung für den Schrauben-Prüfstand.

