

Innovative Ansätze zur Druckbehälterauslegung

Implementierung und Validierung von Excel-Modellen

Abstract

Masterarbeiten wird ein Abstract im Umfang von etwa ein, maximal zwei Seiten vorangestellt. Für alle anderen wissenschaftlichen Arbeiten ist dies nicht nötig! Ein Abstract stellt kurz und präzise die Kerninformationen zum Forschungshintergrund, zur Aufgabenstellung, zu den Leitthesen, der theoretischen Grundlage, der Methodik/Vorgehensweise, den Hauptergebnissen und dem Fazit der Arbeit (im Sinne eines Management Summary) dar. Es ist ergebnisorientiert zu verfassen und muss unabhängig vom Text verständlich sein. Die Leser sollen insbesondere die zentralen Erkenntnisse erfahren, die aus der Bearbeitung der Themenstellung gewonnen wurden.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Abstract	2
Inhaltsverzeichnis	3
Abbildungsverzeichnis	4
Tabellenverzeichnis	5
Symbolverzeichnis	6
Abkürzungsverzeichnis	7
1 Einleitung	9
2 Theoretische Grundlagen	10
2.1 Physikalische Grundlagen	10
2.1.1 Kraft und Gewichtskraft	10
2.1.2 Druck	11
2.1.3 Moment	13
2.1.4 Elementare Spannungsarten	13
2.1.5 Spezifische Spannungsarten	15
2.1.6 Mechanische Kennwerte	19
2.1.7 Vergleichsspannungshypothesen und Zulässige Spannung	22
2.2 Konstruktive Grundlagen	27
2.2.1 Druckbehälter – Aufbau	27
2.2.2 Zylindermantel	28
2.2.3 Gewölbter Boden	29
2.2.4 Stützen mit Flansch	30
2.2.5 Pratten	31
2.3 Grundlagen zur Auslegung nach AD 2000	32
2.3.1 AD 2000-Regelwerk	33
2.3.2 Schweißnahtfaktor	33
2.3.3 Zuschlag für Wanddickenunterschreitung c_1	35
2.3.4 Korrosionszuschlag c_2	37
2.3.5 Berechnung des Zylindermantels nach AD 2000-Merkblatt B1	38
2.3.6 Berechnung des gewölbten Bodens nach AD 2000-Merkblatt B3	39
2.3.7 Berechnung von Ausschnitten nach AD 2000-Merkblatt B9	42
2.3.8 Globaler Nachweis von Stützenbelastungen nach AD2000-Merkblatt S3/0	45
2.3.9 Berechnung der Pratten nach AD 2000-Merkblatt S4	50
Anhangsverzeichnis	54
Anhang	55

Abbildungsverzeichnis

Abbildung	Seite
Abbildung 1: Druckkräfte auf Gefäßboden.....	12
Abbildung 2: Grundbeanspruchungsarten.....	14
Abbildung 3: Druckbehälter als geschlossener Hohlzylinder.....	16
Abbildung 4: Tangentialspannung	17
Abbildung 5: Längsspannung	17
Abbildung 6: Radialspannung.....	18
Abbildung 7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit deutlicher Fließgrenze.....	20
Abbildung 8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit nicht ausgeprägter Fließgrenze.....	21
Abbildung 9: Berechnungsschema für die Festigkeitsberechnung	23
Abbildung 10: Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung.....	27
Abbildung 11: Stehender Behälter	28
Abbildung 12: Gewölbte Böden.....	29
Abbildung 13: Stützen mit Flansch im Halbschnitt	30
Abbildung 14: Aufbau einer Pratte	32
Abbildung 15: Ausschnitt aus Tafel 1b	34
Abbildung 16: Dehngrenzen für Bleche bei erhöhten Temperaturen	39
Abbildung 17: Ausschnitt im zylindrischen Grundkörper	43
Abbildung 18: Ausschnitt im kugeligen Grundkörper	43
Abbildung 19: Aufgesetzte Verstärkung.....	44
Abbildung 20: Planzahlen von Stützenzusatzlasten	46
Abbildung 21: Stehender Behälter, Stützen mit Zusatzlasten	47
Abbildung 22: Transformation der Lasten ins lokale x',y',z' - Koordinatensystem	48
Abbildung 23: Reaktionslasten in der Prattenenebene	49

Tabellenverzeichnis

Tabelle	Seite
Tabelle 1: Grenzabmaße der Dicke von Blechen.....	35
Tabelle 2: Grenzabmaße der Wanddicke für nahtlose Rohre	36
Tabelle 3: Grenzabmaße der Wanddicke für geschweißte Rohre.....	37
Tabelle 4: Stutzenlasten nach Einbaulage.....	46
Tabelle 5: Abminderungsfaktor bei quadratischer Überlagerung.....	50

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Erläuterung
a	m/s^2	Beschleunigung
A	mm^2	Fläche
D_i, d_i	mm	Durchmesser
F	N	Kraft
F_g	N	Gewichtskraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	mm	Höhe
l	mm	Hebelarm
m	kg	Masse
M	Nm	Moment
p	bar	Druck
p_0	bar	Äußerer Druck
p_{ges}	bar	Gesamtdruck
ρ	kg/m^3	Dichte

Abkürzungsverzeichnis

DGRL	Druckgeräterichtlinie
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese
NH	Normalspannungshypothese
Pos.	Positionsnummer
SH	Schubspannungshypothese

1 Einleitung

2 Theoretische Grundlagen

In den nachfolgenden Kapiteln erfolgt eine systematische Erläuterung der wesentlichen Grundlagen für die Auslegung von Druckbehältern. In Kapitel 2.1 werden zunächst die physikalischen Größen definiert, die für die Dimensionierung von Relevanz sind. In Kapitel 2.2 wird eine Darstellung der konstruktiven Grundlagen vorgenommen. In diesem Zusammenhang erfolgt eine Beschreibung des Aufbaus typischer Druckbehälter sowie der wichtigsten Bauteile. In Kapitel 2.3 werden abschließend die Grundlagen zur Auslegung nach dem AD 2000-Regelwerk präsentiert

2.1 Physikalische Grundlagen

In diesem Kapitel werden fundamentale physikalische Größen behandelt, die eine Grundlage für die Dimensionierung von Druckbehältern bilden. Zu den Inhalten zählen die Definitionen und Zusammenhänge von Kraft und Gewichtskraft, Druck, Moment und Spannung. Darüber hinaus werden die relevanten Materialkennwerte sowie deren Bestimmung präsentiert.

2.1.1 Kraft und Gewichtskraft

Gemäß dem zweiten Newton'schen Axiom (vgl. Kersten et al. 2019: 88) ist die Kraft das Produkt aus einer konstanten Masse eines Körpers und seiner momentanen Beschleunigung (siehe Formel 2.1). Die SI-Einheit für die Maßeinheit von Kraft ist das Newton.

$$F = m \cdot a \quad (2.1)$$

F:	Kraft	[N]
m:	Masse	[kg]
a:	Beschleunigung	[m/s ²]

Kräfte manifestieren sich in unterschiedlichen Formen, wie äußere Kräfte, Reaktionskräfte oder innere Kräfte (vgl. Richard & Sander 2008: 5). Im weiteren Verlauf erfolgt eine Erläuterung der relevanten Kraftarten, die für die Dimensionierung des Druckbehälters erforderlich sind.

Die äußere Kraft, die auf jeden Körper einwirkt, wird als Gewichtskraft bezeichnet. Sie ist ein Produkt aus der Masse des Körpers und der Erdbeschleunigung von $9,81 \text{ m/s}^2$ (siehe Formel 2.2) und wirkt konstant in vertikaler Richtung nach unten.

$$F_g = m \cdot g \quad (2.2)$$

F_g :	Gewichtskraft	[N]
g :	Erdbeschleunigung	[m/s ²]

Wenn ein Körper ausschließlich diese konstante Kraft erfährt, so wird er kontinuierlich beschleunigt. In der Statik hingegen werden ruhende Systeme betrachtet, die sich im Gleichgewicht befinden und somit keine Beschleunigung erfahren. Damit ein Körper im stationären Zustand verbleibt, muss gemäß dem dritten Newton'schen Axiom (actio = reactio) (vgl. Gross 2008: 15f.) eine gleich große, jedoch entgegengesetzt gerichtete Reaktionskraft wirken. Im Rahmen der Auslegung von Druckbehältern findet diese Reaktionskraft bei der Bestimmung der Auflagerkraft Anwendung, die in Kapitel X einer detaillierten Analyse unterzogen wird.

2.1.2 Druck

Gemäß der Definition ist der Druck ein Quotient aus der senkrecht auf eine Fläche wirkenden Kraft und der Größe dieser Fläche (siehe Formel 2.3). Angegeben wird Druck in der SI-Einheit Pascal (Pa), wobei ein Pascal einer Kraft von 1 N/m^2 entspricht.

In der technischen Praxis, insbesondere in der Druckbehälterauslegung, wird üblicherweise die Einheit bar ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) verwendet. 1 bar stellt näherungsweise den atmosphärischen Druck auf Meereshöhe dar.

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

p :	Druck	[bar]
A :	Fläche	[mm ²]

In ruhenden Flüssigkeiten tritt zusätzlich zum vorhandenen Gasdruck ein hydrostatischer Druck auf, der auf die Gewichtskraft der Flüssigkeitssäule zurückzuführen ist (siehe Formel 2.4).

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.4)$$

ρ : Dichte [kg/m³]
 h : Höhe [mm]

Der hydrostatische Druck nimmt mit der Höhe der Flüssigkeitssäule zu. Zwei Punkte auf gleicher Höhe h erfahren daher stets denselben Druck, unabhängig von ihrer horizontalen Position.

Druck in ruhenden Medien ist isotrop, das heißt, er wirkt gleichmäßig in alle Richtungen. In einem Druckbehälter führt dies dazu, dass die Innenwände auf gleicher Höhe denselben Druck erfahren. Wird zusätzlich der hydrostatische Druck betrachtet, so steigt der Gesamtdruck mit zunehmender Tiefe, sodass der Druck am Behälterboden am größten ist. Abbildung 1 veranschaulicht den Druck am Behälterboden.

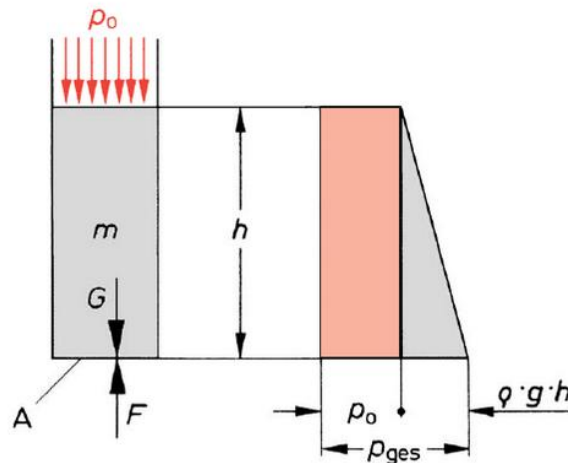


Abbildung 1: Druckkräfte auf Gefäßboden (Kersten et al. 2019: 17)

Wird zusätzlich ein äußerer Druck p_0 auf die Flüssigkeitsoberfläche ausgeübt, so erhöht sich der Gesamtdruck gemäß Formel 2.5 auf p_{ges} .

$$p_{ges} = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \quad (2.5)$$

p_{ges} : Gesamtdruck [bar]
 p_0 : Äußerer Druck [bar]

2.1.3 Moment

Das Moment beschreibt die Drehwirkung einer Kraft um einen Punkt oder eine Achse. Es ergibt sich aus dem Produkt der angreifenden Kraft F und dem senkrechten Abstand r zum Drehpunkt (siehe Formel 2.6).

$$M = F \cdot l \quad (2.6)$$

M:	Moment	[Nm]
l:	Hebelarm	[m]

In der Druckbehälterauslegung treten Biegemomente insbesondere an Stutzen, Sätteln und Prätzen auf. Werden an Stutzen äußere Kräfte oder Rohrleitungsmomente eingeleitet, entstehen lokale Spannungsspitzen im Anschlussbereich zur Behälterwand. An Sätteln und Prätzen wirken, aufgrund des Eigengewichts sowie möglicher Zusatzlasten globale Biegemomente auf den Zylinder. Diese beeinflussen die resultierenden Spannungen in der Zylinderschale und müssen bei der Festigkeitsbewertung berücksichtigt werden.

2.1.4 Elementare Spannungsarten

In Druckbehältern entstehen innere Kräfte, die als Spannungen beschrieben werden. In der technischen Mechanik wird Spannung als das Verhältnis der auf eine Fläche senkrecht wirkenden Kraft zur Größe dieser Fläche definiert und lässt sich mittels Formel 2.7 ausdrücken.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.7)$$

σ :	Spannung	[N/mm ²]
------------	----------	----------------------

In der Praxis ist die Spannung ein zentrales Maß zur Beurteilung der Tragfähigkeit von Bauteilen. Eine exakte Ermittlung der auftretenden Spannungen ist für die Dimensionierung der Druckbehälter essenziell, um deren Sicherheit und Funktionalität zu gewährleisten. Die in der Druckbehältertechnik relevanten primären Spannungsarten sind in der Abbildung 2 schematisch zusammengefasst.

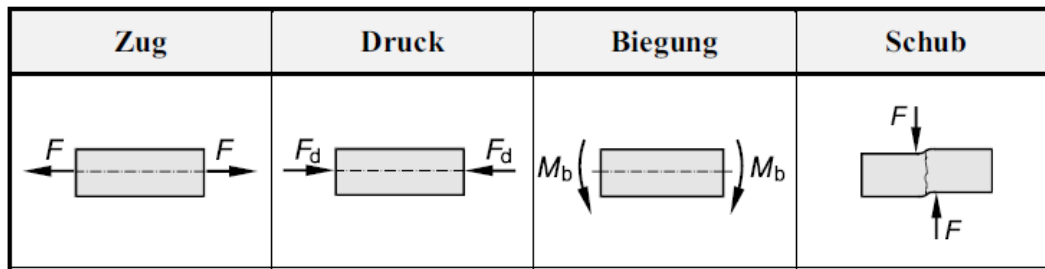


Abbildung 2: Grundbeanspruchungsarten (vgl. Laple 2008: 2)

In der ersten Kachel der Abbildung 2 ist eine Zugbeanspruchung dargestellt. Wirken äußere Kräfte in Längsrichtung eines Bauteils, also in Richtung der Hauptachse, so entsteht eine Zugspannung (gemäß Formel 2.7). Handelt es sich um eine reine Zugbelastung, ist die Spannung über den gesamten Querschnitt konstant. Sie ist positiv und führt zu einer theoretischen Längenänderung des Bauteils.

Die zweite Kachel der Abbildung 2 zeigt eine Druckbeanspruchung, bei der Kräfte ebenfalls in Längsrichtung, jedoch gegeneinander gerichtet wirken. Auch hier wird die resultierende Druckspannung nach Formel 2.7 bestimmt, jedoch mit einem negativen Vorzeichen, bei zuvor positiv definierter Zugkraft. Dies führt zu einer idealisierten stauchenden Kraftwirkung. Zug- und Druckspannungen treten in der Behälterwand auf, wenn diese vom Innendruck belastet wird.

Die dritte Kachel veranschaulicht eine Biegebelastung. Hierbei wirkt die Querkraft senkrecht zur Hauptachse. Das daraus entstehende Biegemoment führt zu einer elastischen Durchbiegung des Körpers und erzeugt Biegespannungen, die sich mit Formel 2.8 berechnen lassen. *Elastisch* bedeutet in diesem Zusammenhang, dass sich der Körper nach dem Entfernen der Momentenbelastung vollständig in seine ursprüngliche Form zurckverformt. Eine genauere Beschreibung des elastischen Werkstoffverhaltens erfolgt im Kapitel Y Werkstoffkennwerte.

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot z}{I} \quad (2.8)$$

σ_b :	Biegespannung	[N/mm ²]
M_b :	Biegemoment	[Nmm]
z :	Abstand zur neutralen Faser	[mm]
I :	Flächenträgheitsmoment des Querschnitts	[mm ⁴]

Das in der Formel 2.8 vorkommende Flächenträgheitsmoment I ist eine geometrische Größe, die den Widerstand eines Querschnitts gegen Biegung bestimmt. Der Wert z steht für den senkrechten Abstand eines betrachteten Punktes zur neutralen Faser, also zur Linie im Querschnitt, an der keine Biegespannung auftritt. Die Spannung steigt über die Bauteilhöhe linear an. Dabei wird eine Seite des Körpers auf Zug, die gegenüberliegende auf Druck beansprucht. Biegespannungen entstehen in lastabtragenden Bauteilen und Rohranschlüssen, wenn äußere Kräfte und Momente eingeleitet werden.

Bisher wurden innere Beanspruchung betrachtet, die senkrecht auf die Schnittfläche gerichtet sind, sogenannte Normalspannungen. Treten aber Kräfte parallel zur Schnittfläche A auf, wie in der vierten und letzten Kachel der Abbildung 2 zu sehen ist, erhält man eine resultierende Schubspannung. Die Schubspannung wird durch die Formel 2.9 beschrieben und führt zu einer Verschiebung einzelner Materialschichten gegeneinander.

$$\tau = \frac{F_p}{A} \quad (2.9)$$

τ :	Schubspannung	[N/mm ²]
F_p :	parallel gerichtete Kraft	[N]

Schweißnähte sind im Behälterbau häufig Schubspannungen ausgesetzt, da äußere Belastungen tangential auf die Nahtfläche wirken.

Die fünfte Grundbeanspruchung, die Torsion, wird in dieser Arbeit unberücksichtigt, da sie im Zusammenhang mit zylindrischen Druckbehältern üblicherweise nicht relevant ist.

2.1.5 Spezifische Spannungsarten

Die zuvor erläuterten elementaren Spannungsarten bilden die Grundlage für das Verständnis der spezifischen Spannungen, die in Druckbehältern infolge des Innendrucks auftreten. In einem zylindrischen Druckbehälter können drei Hauptspannungen identifiziert werden: *die Tangentialspannung, die Längsspannung und die Radialspannung*. Da die Wanddicke von Druckbehältern in der Praxis zumeist deutlich geringer ist als deren Durchmesser, kann auf die vereinfachte Theorie dünnwandiger Behälter zurückgegriffen werden. Nach AD 2000-Merkblatt B1 kann die

Annahme für zylindrische und kugelförmige Schalen erfolgen, sofern das Verhältnis von Außendurchmesser zu Innendurchmesser die Bedingung aus Formel 2.10 erfüllt (vgl. Verband der TÜV 2020: 167). Dickwandigen Ausführungen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

$$\frac{D_a}{D_i} \leq 1,2 \quad (2.10)$$

D_a	Außendurchmesser	[mm]
D_i	Innendurchmesser	[mm]

Zur Veranschaulichung der Entstehung der Hauptspannungen zeigt die Abbildung 3 einen geschlossenen, dünnwandigen Druckbehälter unter Innendruck.

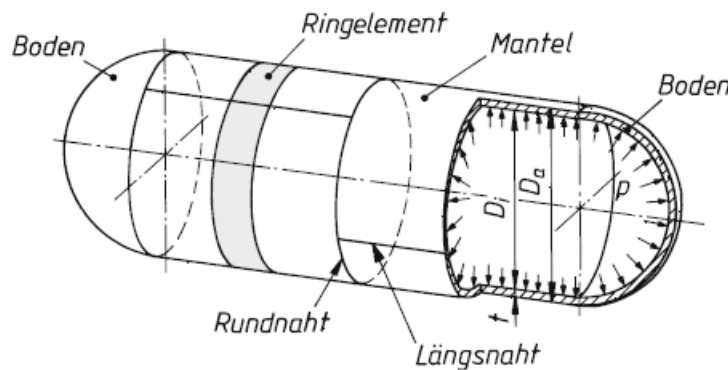


Abbildung 3: Druckbehälter als geschlossener Hohlzylinder (Spura et al. 2023: 184)

Die dargestellte Konstruktion setzt sich aus einem zylindrischen Mantel sowie zwei kugelförmig gewölbten Böden zusammen. Die einzelnen Bauteile sind über Längs- und Rundnähte stoffschlüssig miteinander verschweißt. Anhand dieser Darstellung lässt sich das Prinzip des Freischneidens anwenden, um den Spannungsverlauf systematisch zu erläutern. Dabei wird zusätzlich das Flächenvergleichsverfahren (siehe Formel 2.11) angewendet. Beim Flächenvergleichsverfahren wird die auf eine bestimmte belastete projizierte Fläche wirkende Druckkraft einer äquivalenten Materialfläche gegenübergestellt, sodass ein Gleichgewicht zwischen äußerer Last und innerer Spannung besteht (vgl. Wagner 1995: 18).

$$p \cdot A_{proj} = \sigma \cdot A_{\sigma} \quad (2.11)$$

A_{proj}	projizierte Fläche	[mm ²]
A_{σ}	Materialfläche	[mm ²]

Schneidet man den Behälter längs der Achse, so betrachtet man in Abbildung 4 einen Halbring.

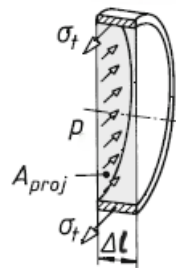


Abbildung 4: Tangentialspannung (vgl. Spura et al. 2023: 184)

In dieser Schnittbetrachtung wirkt der Innendruck auf die projizierte Fläche $\Delta l \cdot D_i$ und wird über die tragende Materialfläche $\Delta l \cdot t$ durch die entstehende *Tangentialspannung* aufgenommen. Über das Flächenvergleichsverfahren erhält man das Kräftegleichgewicht:

$$p \cdot D_i \cdot \Delta l = \sigma_t \cdot 2 \cdot t \cdot \Delta l \quad (2.12)$$

σ_t	Tangentialspannung	[N/mm ²]
Δl	Längenabschnitt	[mm]
t	Wanddicke	[mm]

Aus der Gleichgewichtsbedingung nach Formel 2.12 lässt sich durch Umformen die Tangentialspannung wie folgt ausdrücken:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot t} \quad (2.13)$$

Zur Herleitung der *Längsspannung* wird der Behälter quer zur Längsachse geschnitten. Der Innendruck wirkt auf die kreisförmige Stirnfläche und erzeugt eine Kraft (siehe Abbildung 5).

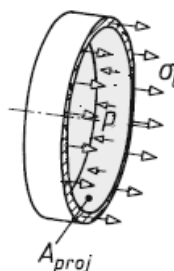


Abbildung 5: Längsspannung (vgl. Spura et al. 2023: 184)

Diese wird über die ringförmige Mantelfläche durch eine gleichmäßig verteilte Längsspannung aufgenommen. Wendet man auf diese Schnittsituation das Flächenvergleichsverfahren, so entsteht folgende Beziehung:

$$p \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \sigma_l \cdot \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) \quad (2.14)$$

σ_l Längsspannung [N/mm²]

Die Umformung der Formel 2.14 basiert auf der Annahme eines dünnwandigen Zylinders, dessen Wanddicke im Vergleich zum Durchmesser um ein Vielfaches kleiner ist. Dadurch lässt sich die Materialfläche als $\pi \cdot D_i \cdot t$ ausdrücken und die Formel für die Längsspannung (siehe Formel 2.15) entsprechend vereinfachen.

$$\sigma_l = \frac{p \cdot D_i}{4 \cdot t} \quad (2.15)$$

Die Formeln zur Ermittlung der Tangentialspannung (Formel 2.13) und der Längsspannung (Formel 2.15) sind als Kesselformel bekannt (Läpple 2008: 208). Sie ermöglichen eine einfache und praxisnahe Spannungsanalyse von Druckbehältern unter Innendruck. Beide Spannungsarten zählen zu den Membranspannungen, da sie in dünnwandigen rotationssymmetrischen Strukturen unter Innendruck über die Wanddicke konstant verlaufen.

Die *Radialspannung* wird mithilfe eines radialen Freischnitts ermittelt (siehe Abbildung 6).

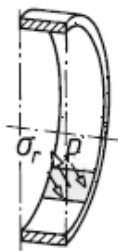


Abbildung 6: Radialspannung (vgl. Spura et al. 2023: 184)

Der Innendruck erzeugt auf der Mantelinnenfläche eine radiale Druckspannung von der Größe -p. An der Außenfläche des Zylinders nimmt die Radialspannung linear auf Null ab, aufgrund des fehlenden Gegendrucks. Gerechnet wird somit bei dünnwandigen Behältern mit der mittleren Radialspannung gemäß Formel 2.16.

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} \quad (2.16)$$

σ_r Radialspannung [N/mm²]

2.1.6 Mechanische Kennwerte

Für die normgerechte Auslegung und sicherheitstechnische Bewertung von Druckbehältern ist ein umfassendes Verständnis der mechanischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe von zentraler Bedeutung. Die sogenannten *Materialkennwerte* charakterisieren das Werkstoffverhalten unter verschiedenen Beanspruchungen und bilden die Grundlage für die Festigkeitsberechnung, die Dimensionierung sowie die sicherheitstechnische Beurteilung der Bauteile. Zur Ermittlung von Materialkennwerten wird eine genormte Probe in einem standardisierten Prüfverfahren, dem einachsigen Zugversuch, kontinuierlich bis zum Bruch belastet. (vgl. Läßle 2008: 4). Während der Prüfung werden sowohl die aufgebrachte Zugkraft als auch die Längenänderung der Probe aufgezeichnet, um anschließend die Zugspannung gemäß Formel 2.7 zu berechnen. Dabei wird die Kraft auf die ursprüngliche Querschnittsfläche der Probe bezogen. Analog dazu wird die Verlängerung der Probe mit der Ausgangslänge ins Verhältnis gesetzt, um den Verformungskennwert Dehnung ε zu bestimmen (siehe Formel 2.17).

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (2.17)$$

ε	Dehnung	[-]
Δl	Längenänderung	[mm]
l_0	Ursprungslänge	[mm]

Die aus dem Versuch gewonnenen Wertepaare aus Spannung und Dehnung werden anschließend grafisch aufgetragen und ergeben das sogenannte Spannungs-Dehnungs-Diagramm (siehe Abbildung 7). Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist die Grundlage zur Ermittlung wesentlicher Kennwerte wie dem Elastizitätsmodul, der Streckgrenze, der Dehngrenze, der Zugfestigkeit, sowie der Bruchdehnung und gegebenenfalls der Einschnürung.

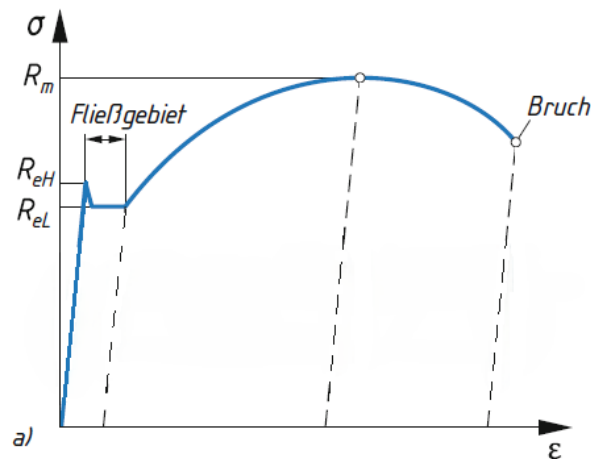


Abbildung 7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit deutlicher Fließgrenze
(vgl. Spura et al. 2023: 47)

Der initiale Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve ist linear und entspricht einer elastischen Verformung der Probe. Wird in diesem Bereich entlastet, kehrt sie in ihre ursprüngliche Form zurück. Für die Anfangsgerade gilt das Hookesche Gesetz gemäß Formel 2.18.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.18)$$

E Elastizitätsmodul [N/mm²]

Mit dem Hookeschen Gesetz lässt sich das Elastizitätsmodul (E-Modul) bestimmen. Dieser Werkstoffkennwert beschreibt die Steifigkeit eines Materials. Ein hoher E-Modul bedeutet, dass sich das Material bei gleicher Spannung weniger verformt.

In Abbildung 7 ist ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit ausgeprägter Fließgrenze dargestellt. Diese Form des Spannungsverlaufs tritt typischerweise bei unlegierten und niedriglegierten Stählen auf. Am Ende der Hookeschen Gerade erfährt die Materialprobe eine Verlängerung bei nahezu konstanter oder sogar leicht abnehmender Spannung. Diese Spannung wird als Streckgrenze (R_e) bezeichnet. Das Material beginnt an diesem Punkt plötzlich zu *fließen*. Ab hier tritt eine irreversible plastische Verformung auf – die Probe nimmt nach Entlastung ihre Ausgangslänge

nicht mehr vollständig an. Ist ein deutlicher Spannungsabfall erkennbar, so unterscheidet man zwischen einer oberen (R_{eH}) und einer unteren (R_{eL}) Streckgrenze.

Im Unterschied zu Werkstoffen mit ausgeprägter Streckgrenze verläuft bei vielen Werkstoffen der Übergang von der elastischen zur plastischen Verformung kontinuierlich, ohne dass ein klarer Punkt erkennbar ist. Um dennoch den Beginn der plastischen Verformung definieren zu können, wird die Dehngrenze eingeführt (siehe Abbildung 8). Gängig ist die Verwendung der 0,2%-Dehngrenze ($R_{p0,2}$). Sie beschreibt diejenige Spannung, bei der nach Entlastung eine bleibende Dehnung von 0,2% im Material messbar ist (vgl. Weißbach 2007: 377).

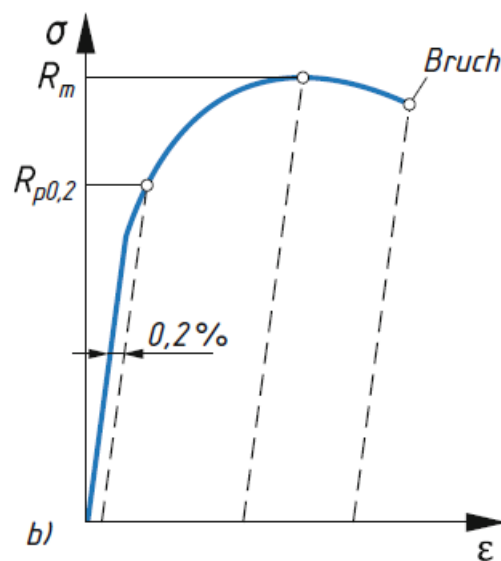


Abbildung 8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit nicht ausgeprägter Fließgrenze (vgl. Spura et al. 2023: 47)

Während der plastischen Verformung tritt eine Kaltverfestigung auf, durch die der Werkstoff eine höhere Festigkeit erlangt. Um die Dehnung fortzusetzen, müssen entsprechend größere Kräfte aufgebracht werden (vgl. Weißbach 2007: 377). Mit fortschreitender Dehnung der Probe steigt die Spannung weiter an, jedoch zunehmend flacher, bis schließlich ein Maximum erreicht wird – die sogenannte Zugfestigkeit (R_m). Sie kennzeichnet die höchste Spannung, die der Werkstoff im Zugversuch aufnehmen kann.

Die Kennwerte der Fließgrenze, also Streckgrenze bzw. 0,2-%-Dehngrenze, sowie der Zugfestigkeit stellen keine festen Materialkonstanten dar. Sie unterliegen

verschiedenen Einflussfaktoren wie der Temperatur und geometrischen Größen, beispielsweise der Wanddicke (vgl. Grote & Feldhusen 2007: E18).

Jenseits der Zugfestigkeit setzt eine Verengung des Probenquerschnitts ein, die als Einschnürung bezeichnet wird. Aufgrund der reduzierten Fläche ist zur weiteren Dehnung eine geringere Kraft erforderlich, was im Spannungsverlauf als Abfall erscheint. Tatsächlich konzentriert sich die plastische Verformung nun nahezu vollständig auf den Einschnürbereich. Durch die fortschreitende lokale Querschnittsverringerung steigt die wahre Spannung weiter an (vgl. Läßle 2008: 9). In der Darstellung bleibt dieser Effekt jedoch verborgen, da die Kraft weiterhin auf die festgelegte Ausgangsfläche bezogen wird.

Die zunehmende Einschnürung führt zu einer lokalen Spannungsüberhöhung, die letztlich zum Bruch des Werkstoffs führt. Die beim Zugversuch bis zum Bruch erreichte Dehnung wird als Bruchdehnung A_B bezeichnet und nach Formel 2.19 bestimmt. Sie stellt das Verhältnis der Längenänderung zur ursprünglichen Messlänge dar und wird in Prozent angegeben.

$$A_B = \frac{l_B - l_0}{l_0} \cdot \% \quad (2.19)$$

A	Bruchdehnung	[%]
l_B	Länge der Probe nach dem Bruch	[mm]

Die Bruchdehnung liefert wichtige Informationen über die Verformungsfähigkeit eines Werkstoffs und ist ein wichtiges Kriterium bei der sicherheitstechnischen Bewertung dar, insbesondere in der Druckgerätetechnik. Die Druckgeräterichtlinie fordert hierfür einen Mindestwert von 14%, um eine ausreichende plastische Verformungsreserve und damit ein duktiles Versagen sicherzustellen (vgl. Ripperger & Nikolaus 2020: 103).

2.1.7 Vergleichsspannungshypothesen und Zulässige Spannung

Nach der in Kapitel 2.1.6 erfolgten Analyse der mechanischen Kennwerte metallischer Werkstoffe, die üblicherweise unter einachsiger Zugbeanspruchung ermittelt werden, folgt nun deren Anwendung im Rahmen der Auslegung druckbeanspruchter Bauteile. Die Beanspruchung zylindrischer oder kugelförmiger Bauteile unter Innendruck führt in der Regel zu Spannungen in allen drei Koordinatenrichtungen.

Der daraus resultierende mehrachsige Spannungszustand beeinflusst das mechanische Verhalten maßgeblich. Ein direkter Vergleich zwischen den einachsig ermittelten Kennwerten und den mehrachsigen Spannungszuständen ist jedoch grundsätzlich nicht zulässig.

Um dennoch eine zuverlässige Bewertung zu ermöglichen, wurden verschiedene Festigkeitshypothesen entwickelt. Diese Hypothesen ermöglichen die rechnerische Überführung des dreidimensionalen Spannungszustands in eine äquivalente Vergleichsspannung, die dann mit einer zulässigen Spannung verglichen werden kann. Die zulässige Spannung ergibt sich aus einem geeigneten Werkstoffkennwert in Verbindung mit einem normativ festgelegten Sicherheitsbeiwert. Der Ablauf der Festigkeitsberechnung ist in Abbildung 9 schematisch dargestellt.

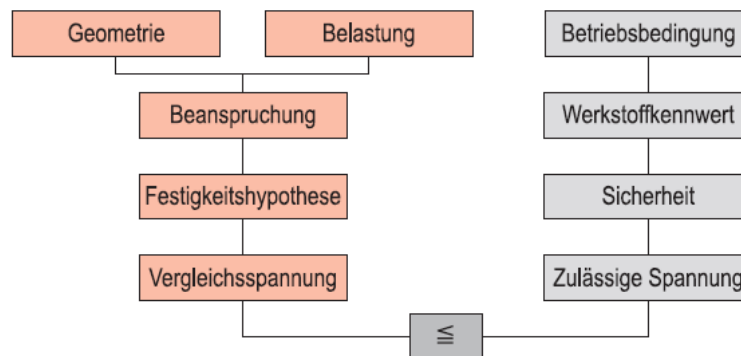


Abbildung 9: Berechnungsschema für die Festigkeitsberechnung (vgl. Wagner 1995: 27)

Linksseitig beginnt die Erfassung aller relevanten Einflussgrößen aus der Bauteilgeometrie und der äußeren Belastungen. Diese bilden die Grundlage zur Bestimmung der inneren Beanspruchung. Anschließend wird eine geeignete Festigkeitshypothese gewählt, durch die der Spannungszustand auf die Vergleichsspannung als maßgebende skalare Größe reduziert wird. Parallel hierzu erfolgt auf der rechten Seite eine Tragfähigkeitsermittlung. Hierfür wird die zulässige Spannung ermittelt mit den Werkstoffkennwerten und der Sicherheit, die jeweils von den Betriebsbedingungen abhängen. Die abschließende Verknüpfung beider Zweige erfolgt im Vergleichsschritt, bei dem die berechnete Vergleichsspannung der zulässigen Spannung gegenübergestellt wird (siehe Formel 2.20).

$$\sigma_v \leq \sigma_{zul} \quad (2.20)$$

σ_v	Vergleichsspannung	[N/mm ²]
σ_{zul}	zulässige Spannung	[N/mm ²]

Der Festigkeitsnachweis gilt nur dann als erfüllt, wenn die Bedingung gemäß Formel 2.20 eingehalten wird.

Die Wahl und Anwendung geeigneter Festigkeitshypothesen erfordert eine differenzierte Betrachtung des Versagensmechanismus des Werkstoffs. In der Praxis haben sich hierfür die *Normalspannungshypothese*, die *Schubspannungshypothese* sowie die *Gestaltänderungsenergiehypothese* etabliert. Abhängig davon, ob plastische Verformung, Gleitbruch oder Trennbruch zugrunde gelegt wird, ist ein geeigneter Ansatz zu wählen.

Die Normalspannungshypothese (NH), eine auf William Rankine zurückgehende Theorie (vgl. Lämpke 2008: 118), basiert auf der Annahme, dass ein Werkstoff durch Trennbruch versagt, sobald die maximale Hauptnormalspannung die Trennfestigkeit überschreitet. Ihre Anwendung beschränkt sich auf Werkstoffe mit sprödem Bruchverhalten wie etwa Grauguss oder martensitisch gehärteter Stahl. In der Druckbehälterauslegung, wo überwiegend duktile Werkstoffe zum Einsatz kommen, liegt der Fokus hingegen auf dem Tragfähigkeitsverlust infolge plastischer Verformung. Daher findet die NH in diesem Bereich nur selten Anwendung und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

Die Schubspannungshypothese (SH), eingeführt von Henri Tresca, beruht auf der Vorstellung, dass plastische Verformungen in metallischen Werkstoffen durch Schubspannungen verursachte Gleitvorgänge entlang kristalliner Ebenen entstehen (vgl. Lämpke 2008: 121). Voraussetzung für die Anwendung der SH ist ein duktiler Werkstoffverhalten, bei dem plastisches Fließen die vorherrschende Versagensform darstellt. Das Versagen liegt dann vor, wenn die maximale Schubspannung im Bauteil die Fließschubspannung des Werkstoffs erreicht. Die Vergleichsspannung ergibt sich als das Zweifache der maximalen Schubspannung und entspricht damit der Differenz zwischen der maximalen und der minimalen Hauptspannung (siehe Formel 2.21).

$$\sigma_{v,SH} = 2 \cdot \tau_{max} = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.21)$$

$\sigma_{v,SH}$	SH-Vergleichsspannung	[N/mm ²]
τ_{max}	maximale Schubspannung	[N/mm ²]
σ_{max}	maximale Hauptspannung	[N/mm ²]
σ_{min}	minimale Hauptspannung	[N/mm ²]

Geht man von der Reihenfolge der Hauptspannungen mit $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ aus, lassen sich diese in Formel 2.21 einsetzen, woraus sich die spezifische Form der Vergleichsspannung gemäß Formel 2.22 ergibt.

$$\sigma_{v,SH} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2.22)$$

Die Schubspannungshypothese bietet in der Auslegung von Druckbehältern eine rechnerisch einfache Anwendbarkeit und führt zu konservativen Bewertungen des Beanspruchungszustands. Sie eignet sich insbesondere für dünnwandige zylindrische Behälter unter Innendruck, bei denen die Tangentialspannung ($\sigma_1 = \sigma_t$) als maximale, und die Radialspannung ($\sigma_3 = \sigma_r$) als minimale Hauptspannung gilt. Die Fließbedingung hängt in diesem Zusammenhang nicht von der mittleren Hauptspannung ab, welche der Längsspannung ($\sigma_2 = \sigma_l$) entspricht.

Die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) wurde erstmals von Huber formuliert. Wenige Jahre später gelangten von Mises und Hencky unabhängig voneinander zu inhaltlich identischen theoretischen Ergebnissen zur Beschreibung des plastischen Fließens (vgl. Mang & Hofstetter 2013: 369). Aus Gründen der Lesbarkeit und in Anlehnung an die etablierte Terminologie in der Fachliteratur wird die Hypothese im Folgenden verkürzt als von-Mises-Hypothese bezeichnet. Die von-Mises-Hypothese basiert auf der Annahme, dass plastische Verformungen in duktilen Werkstoffen durch Formänderung unter Schubbeanspruchung ausgelöst werden. Wird eine Struktur hingegen von allen Seiten mit gleicher Spannung belastet, so ändert sich lediglich ihr Volumen, während ihre Form unverändert bleibt. Dieser Zustand entspricht einer rein hydrostatischen Beanspruchung. Für das Einsetzen des plastischen Fließens ist somit nicht die Höhe der Normalspannungen entscheidend, sondern die Gestaltänderungsenergie. Diese ergibt sich, wenn der volumetrische Anteil von der gesamten Verformungsenergie abgezogen wird (vgl. Läßle 2008: 126). Nach der von-Mises-Hypothese tritt Fließen dann ein, wenn die Gestaltänderungsenergie denjenigen Wert erreicht, der im Zugversuch bei einachsiger Belastung zur plastischen Verformung führt. Die entsprechende Vergleichsspannung ist eine Funktion der geordneten Hauptspannungen $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ und wird gemäß Formel 2.23 ausgedrückt:

$$\sigma_{v,GEH} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.23)$$

$\sigma_{v,GEH}$ GEH-Vergleichsspannung [N/mm²]

Auch bei Anwendung der von-Mises-Hypothese auf zylindrische Druckbehälter unter Innendruck erfolgt die Zuordnung der Hauptspannungen analog: $\sigma_1 = \sigma_t$, $\sigma_2 = \sigma_t$, $\sigma_3 = \sigma_r$. In dieser Form zeigt die Hypothese eine enge Übereinstimmung zwischen berechneten Vergleichsspannung und experimentell bestimmten Fließgrenze (vgl. Wagner 1995: 20). Verglichen mit der Schubspannungshypothese liefert die von-Mises-Hypothese ebenfalls präzisere Ergebnisse, da nicht nur die maximale Schubbeanspruchung berücksichtigt wird, sondern das gesamte Spannungsfeld. Dies ermöglicht eine wirtschaftlichere Auslegung. Die Hypothese von Tresca führt hingegen stets zu höheren Vergleichsspannungen auf der sicheren Seite, was tendenziell eine Überdimensionierung der Behälter zur Folge hat.

Die *zulässige Spannung* σ_{zul} stellt im Festigkeitsnachweis die rechnerisch zulässige Obergrenze für die Beanspruchung eines Bauteils dar. Sie wird verwendet, um sicherzustellen, dass die im Betrieb auftretende Spannungen stets innerhalb des elastischen Verformungsbereichs des Werkstoffs bleiben. Denn sobald die Festigkeitsgrenzen überschritten werden, ist mit einem Versagen des Bauteils zu rechnen. Gemäß Formel 2.24 wird die zulässige Spannung als Verhältnis eines charakteristischen Werkstoffkennwerts zum Sicherheitsbeiwert berechnet. Bei duktilen Werkstoffen handelt es sich dabei um die Streckgrenze oder die 0,2 %-Dehngrenze, bei spröden Materialien hingegen um die Zugfestigkeit.

$$\sigma_{zul} = \frac{K}{S} \quad (2.24)$$

σ_{zul}	zulässige Spannung	[N/mm ²]
K	Festigkeitskennwert (R_e , $R_{p0,2}$, R_m)	[N/mm ²]
S	Sicherheitsbeiwert	[-]

Der Sicherheitsbeiwert berücksichtigt Unsicherheiten wie Belastungsschwankungen, Werkstoffverhalten und geometrische Idealisierung. Gleichzeitig reflektiert seine Höhe das Risiko, das mit einem möglichen Bauteilversagen verbunden ist. Während duktile Werkstoffe durch plastische Verformung ein frühzeitiges Versagen signalisieren und daher mit geringeren Sicherheitsbeiwerten bemessen werden können, erfordern spröde Werkstoffe aufgrund ihres bruchartigen

Versagensverhaltens deutlich höhere Sicherheitsreserven. Der Sicherheitsbeiwert gegen plastisches Verformen beträgt bei Stahl $S = 1,5$, bei Grauguss wird ein Wert von $S=2,4$ angesetzt (vgl. Verband der TÜV 2020: 165). Der Zusammenhang zwischen Werkstoffkennwerten und Sicherheitskonzept wird in Abbildung 10 anhand eines Spannungs-Dehnungs-Diagramms dargestellt.

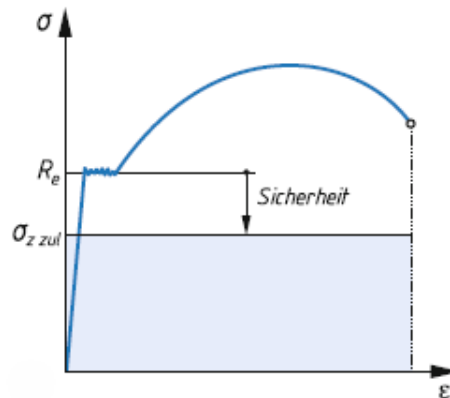


Abbildung 10: Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung (Spura et al. 2023: 67)

Die zulässige Spannung liegt deutlich unter der Streckgrenze des Werkstoffs. Die Differenz zwischen beiden Werten bildet die vorgesehene Sicherheitsreserve und stellt sicher, dass das Bauteil im Betrieb ausschließlich im elastischen Bereich bleibt.

2.2 Konstruktive Grundlagen

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden die zentralen Konstruktionselemente eines Druckbehälters eingehend untersucht. Nach einer Einführung in den grundsätzlichen Aufbau folgt die detaillierte Beschreibung der jeweiligen Bauteile.

2.2.1 Druckbehälter – Aufbau

Druckbehälter weisen, unabhängig von Bauart und Verwendungszweck, eine vergleichbare Struktur aus funktional festgelegten Bauteilen auf. Der grundlegende Aufbau wird exemplarisch anhand eines stehenden Behälters erläutert, wie in Abbildung 11 dargestellt. Das zentrale Bauteil des Behälters ist der zylindrische Mantel (Pos.1), der als tragende Hülle fungiert. Die Abschlüsse an den Stirnseiten erfolgen durch gewölbte Böden (Pos.2). Ihre torisphärische Geometrie erlaubt eine gleichmäßige Spannungsverteilung. Stützen mit Flanschen (Pos.3) dienen dem

Anschluss von angrenzenden Systemen und müssen neben dem Innendruck gegebenenfalls auch zusätzliche äußere Lasten aufnehmen.

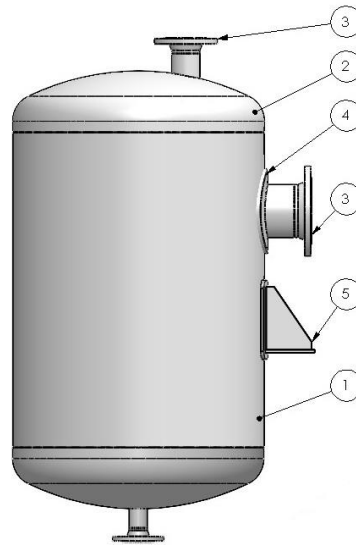


Abbildung 11: Stehender Behälter (eigene Darstellung)

Um lokalen Spannungsspitzen im Bereich der Übergangsstelle zwischen Mantel und Stutzenrohr zu reduzieren, wird dort bei Bedarf ein Verstärkungsring (Pos.4) vorgesehen. Als Auflagerart ist eine sogenannte Pratte (Pos.5) dargestellt, welche seitlich am Mantel angebracht ist und auf einer tragenden Rahmenstruktur aufliegt. Zu den konstruktiven Möglichkeiten zählen darüber hinaus weitere Bauteile wie konusförmige Mäntel, ebene Böden, Sättel, Profilfüße oder Hebeösen. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf deren detaillierte Betrachtung verzichtet, um den Umfang auf die wesentlichen Aspekte der Druckbehälterauslegung zu begrenzen.

2.2.2 Zylindermantel

Der Zylindermantel bildet das zentrale drucktragende Bauteil und nimmt den Großteil des Betriebsvolumens auf. Aus geometrischer Sicht handelt es sich in der Regel um eine rotationssymmetrische zylindrische Hohlform. Typischerweise wird sie durch den Außendurchmesser, die Wanddicke und die zylindrische Länge charakterisiert. Der Mantel trägt wesentlich zur Aufnahme des Innendrucks bei und bestimmt die relevanten Spannungszustände, die in Kapitel 2.1.5 erläutert wurden und das statische Gleichgewicht des Bauteils sicherstellen. Hergestellt wird der Mantel aus warm- und kaltgeformten Blechen, die zu einem Zylinder gewalzt und

längst verschweißt werden. Die Längsnaht ist dabei besonders kritisch zu bewerten, da sie in Richtung der maximalen Tangentialspannung verläuft. Zusätzlich kann die Mantellänge segmentweise durch Rundnähte erweitert werden.

2.2.3 Gewölbter Boden

Am oberen und unteren Ende des Druckbehälters werden stoffschlüssig Böden eingesetzt. Die günstigste Spannungsverteilung ergibt sich bei einem Halbkugelboden, da der Innendruck ausschließlich durch gleichmäßig verteilte Membranspannungen aufgenommen wird, ohne nennenswerte Biegung. Die ungünstigste Form stellt der ebene Boden dar, da er infolge des Innendrucks erheblichen Biegemomenten ausgesetzt ist. Zwischen dieser und der idealen Halbkugelform werden in der Praxis überwiegend gewölbte Böden eingesetzt, da sie eine kompakte Bauweise bei gleichzeitig wirtschaftlicherer Fertigung ermöglichen (vgl. Spura et al. 2023: 186). Typische Ausführungen sind der Klöpperboden nach DIN 28011 (vgl. DIN 28011:2012-06) und der Korbbogenboden nach DIN 28013 (vgl. DIN 28013:2012-06). Der Aufbau und die geometrische Beziehungen des gewölbten Bodens ist in Abbildung 12 dargestellt.

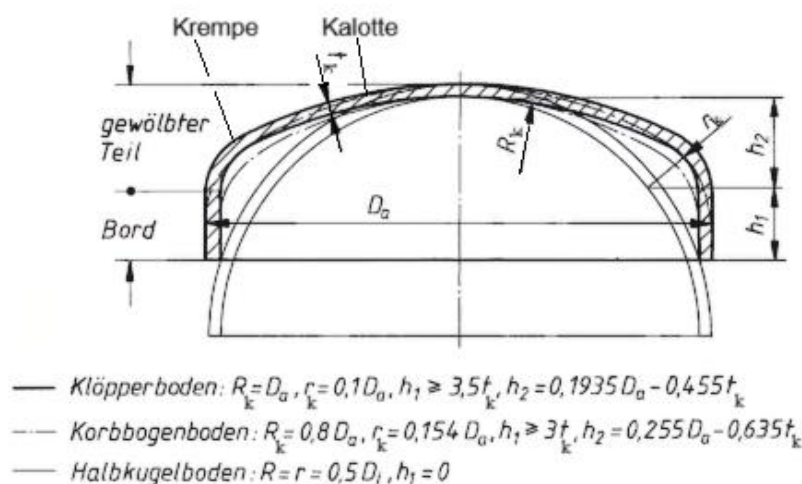


Abbildung 12: Gewölbte Böden (vgl. Spura et al. 2023: 187)

Der Aufbau eines gewölbten Behälterbodens lässt sich durch drei charakteristische Geometrieelemente beschreiben: die kugelförmige Kalotte, den tangentialen Übergang (Krempe) und den zylindrischen Bord. In der Abbildung 12 sind die Formeln

zur Berechnung des Kalottenradius (SR), des Krempe radius (r) sowie der Höhen des gewölbten Teils (h_2) und des Bords (h_1) aufgeführt. Sie basieren auf den Vorgaben der Normen DIN 28011 und DIN 28013 (DIN 28011:2012-06: 5; DIN 28013:2012-06: 5) und richten sich nach dem Außendurchmesser (D_a) sowie der Wanddicke (t). Vergleicht man den Klöpperboden mit dem Korbbogenboden, so zeigt sich, dass der Klöpperboden eine kompaktere Bauform ermöglicht, jedoch zu seiner ungünstigeren Spannungsverteilung führt. Insbesondere im Krempebereich tritt ein Wechsel von Zug- zu Druckspannungen auf. Der Korbbogenboden hingegen weist durch seinen größeren Übergangsradius ein gleichmäßigeres Spannungsbild auf (vgl. Gleich & Weyl 2006: 128f.).

Gewölbte Böden werden in der Fertigung in der Regel aus Blechrohlingen durch Warm- oder Kaltumformung hergestellt. Häufig angewandte Verfahren sind das Kaltpressen und das Kaltziehen, bei denen die Form des Bodens schrittweise über mehrere Umformstufen mithilfe von Presswerkzeugen oder Ziehringen erzeugt wird. Abschließend hängt die Entscheidung für einen Klöpper- oder Korbbogenboden von konstruktiven, fertigungstechnischen und wirtschaftlichen Kriterien ab.

2.2.4 Stutzen mit Flansch

Stutzen mit Flanschen zählen zu den klassischen Konstruktionselementen im Apparatebau und dienen als Schnittstelle zwischen dem Druckbehälter und angrenzenden Anlagenteilen. Ein typischer Aufbau eines solchen Stutzens ist in Abbildung 13 dargestellt. Er besteht aus einem Stutzenrohr (Pos.1), das in einen runden Ausschnitt des Zylindermantels (Pos.3) oder des gewölbten Bodens eingeschweißt wird. An der Stirnseite des Rohres befindet sich ein Flansch (Pos.2) der eine lösbare Verbindung zu externen Systemen ermöglicht.

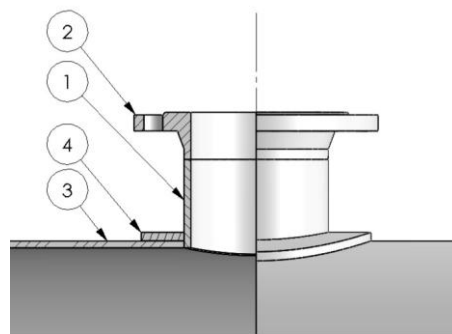


Abbildung 13: Stutzen mit Flansch im Halbschnitt (eigene Darstellung)

Öffnungen in der Behälterwand, wie sie durch Stutzen entstehen, führen zu einer lokalen Schwächung der Struktur und damit zu einer Störung der homogenen Spannungsverteilung unter Innendruck. Dies führt zu lokalen Spannungsspitzen im Bereich des Ausschnitts. Zur Kompensation werden häufig die Wanddickenverstärkungen oder aufgeschweißte Verstärkungsringe aus Blech (Pos.4) an der Außenflächen im Übergangsbereich zwischen Mantel und Rohr eingesetzt.

Stutzen dienen vorrangig als Anschlussstelle für Ein- und Austritt von flüssigen oder gasförmigen Medien, seltener auch für Feststoffe. Darüber hinaus werden sie zur Montage von Antrieben wie Rührwerken sowie von Messeinrichtungen wie Manometer, Thermometer oder Füllstandsensoren verwendet. Zudem können Stutzen als Inspektionsöffnungen in Form von Hand- oder Mannlöchern ausgeführt werden.

Geometrisch wird ein Stutzenrohr durch Außendurchmesser, Wanddicke und Rohrlänge charakterisiert. Der zugehörige Flansch wird anhand der Nenngröße (DN) und der Druckstufe (PN) beschrieben. Die daraus resultierenden Abmessungen sind in der Norm DIN EN 1092-1 definiert (DIN EN 1092-1:2018-12).

Stutzenrohre werden entweder aus nahtlosen oder aus geschweißten Rohren gefertigt. Bei der nahtlosen Ausführung erfolgt die Herstellung durch Warmumformung eines Rundstabs aus Vollmaterial, der zunächst gelocht wird, um eine Hülse zu erzeugen. Diese wird anschließend durch Walz- oder Ziehverfahren auf das Endmaß gebracht. Geschweißte Rohre entstehen hingegen durch Warm- oder Kaltumformung von Flachstahl zu einem offenen Schlitzrohr, das anschließend längsver schweißt wird. Die Fertigung der zugehörigen Flansche erfolgt meist durch Schmieden. In Ausnahmefällen werden sie aus Flacherzeugnissen herausgearbeitet und anschließend durch spanende Verfahren, etwa auf Drehmaschinen, geometrisch endbearbeitet.

2.2.5 Prutzen

Prutzen sind standardisierte Auflagerelemente, die zur Lagerung von stehenden Druckbehältern verwendet werden. Sie übertragen Eigengewicht und Betriebslasten in das Fundament und stellen somit eine zentrale Schnittstelle zwischen Behälter und Tragstruktur. Die konstruktive Ausführung richtet sich nach den Vorgaben

der DIN 28083 (vgl. DIN 28083:2017-11). Abbildung 15 zeigt eine schematische Darstellung des Aufbaus.

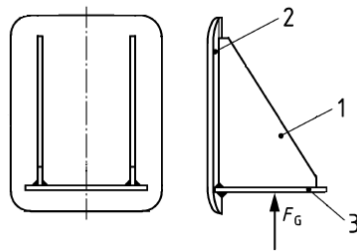


Abbildung 14: Aufbau einer Pratzte (in Anlehnung an DIN 28083:2017-11: 5)

Das vertikal angeordnete Verstärkungsblech (siehe Abbildung 15, Pos.2), wird mit der Behälterwand verschweißt, um deren strukturelle Belastbarkeit im Bereich der Krafteinleitung lokal zu erhöhen. Seine Funktion besteht darin, die durch die Pratzte eingeleitete Auflagerkraft F_g auf eine größere Fläche zu verteilen und dadurch Spannungsspitzen zu minimieren. Das horizontal ausgeführte Auflagerblech (Pos.3) dient als zentrales Verbindungselement zwischen Pratzte und dem Auflager-system. Neben der Übertragung der Lagerkraft trägt es wesentlich zur Vermeidung lokaler Überlastungen bei, indem es die Kontaktfläche zur Aufstellstruktur vergrößert. Ergänzend stabilisiert das dazwischenliegende, schräge Stegblech (Pos.1), auch als Rippe bezeichnet, die Baugruppe. Es erhöht die lokale Steifigkeit der Struktur und trägt somit wesentlich zur Tragfähigkeit bei. Insbesondere wirkt es einem Versagen durch plastische Verformung oder Ermüdung entgegen. Die nach DIN 28083 standardisierten Pratzennenngrößen enthalten die relevanten Geometriedaten und bieten eine normgerechte Basis für die Auslegung von Pratzten (vgl. DIN 28083:2017-11: 7). Pratzten bestehen vollständig aus Blechzuschnitten, die den mechanischen Anforderungen entsprechen und mit dem Behältermaterial werkstofftechnisch verträglich sind.

2.3 Grundlagen zur Auslegung nach AD 2000

In den folgenden Abschnitten werden zentrale Grundlagen der Auslegung nach dem AD 2000-Regelwerk behandelt. Neben einer kurzen Einführung in das Regelwerk

selbst werden der Schweißnahtfaktor, der Zuschlag zur Wanddickenunterschreitung und der Korrosionszuschlag thematisiert. Abschließend erfolgt eine Übersicht über die für die Auslegung maßgeblichen AD-Merkblätter.

2.3.1 AD 2000-Regelwerk

Die Druckgeräterichtlinie 2014/68/EU (DGRL) bildet den rechtlichen Rahmen für das Inverkehrbringen und den sicheren Betrieb von Druckgeräten innerhalb der Europäischen Union. Sie verlangt, dass diese so konstruiert, gefertigt und geprüft werden, dass ein sicherer Betrieb über die gesamte Lebensdauer gewährleistet ist (vgl. Europäische Union 2014: 202ff.) Zur praktischen Umsetzung dieser Anforderungen hat sich das AD 2000-Regelwerk bewährt. Herausgegeben von der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter (AD), umfasst es eine systematisch aufgebaute Sammlung technischer Merkblätter, die sämtliche Aspekte der Auslegung, Herstellung, Prüfung und Dokumentation abdecken. Das Regelwerk basiert auf langjähriger Erfahrung im Apparate- und Behälterbau und gilt als anerkannter Stand der Technik im deutschsprachigen Raum (vgl. Ripperger & Nikolaus 2020: 138).

Für diese Arbeit werden Merkblätter aus den folgenden Gebieten verwendet:

- Berechnung (Reihe B)
- Herstellung und Prüfung (Reihe HP)
- Sonderfälle, allgemeiner Standsicherheitsnachweis für Druckbehälter (Reihe S)
- Metallische Werkstoffe (Reihe W)

2.3.2 Schweißnahtfaktor

In der Auslegung drucktragender Bauteile nach dem AD 2000-Regelwerk spielt die Qualität der Schweißverbindung eine zentrale Rolle. Um sicherzustellen, dass Schweißnähte auch unter Betriebsdruck dauerhaft zuverlässig funktionieren, wird die zulässige Berechnungsspannung mit einem Schweißnahtfaktor v multipliziert (siehe Formel 2.25).

$$\sigma_{zul,e} = \sigma_{zul} \cdot v \quad (2.25)$$

$\sigma_{zul,e}$	effektive zulässige Spannung	[N/mm ²]
v	Schweißnahtfaktor	[-]

Der Schweißnahtfaktor ist abhängig vom verwendeten Werkstoff sowie vom Prüfumfang der Schweißverbindung. Im AD 2000-Merkblatt HP0 wird dieser Faktor als *Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in der Schweißnaht* bezeichnet und in Prozentwerten angegeben. Zur Anwendung in der Spannungsberechnung ist der jeweilige Prozentwert durch 100 zu teilen, sodass sich numerische Werte von 1,0 oder 0,85 ergeben. In der Tafel 1b des Merkblatts HP0 ist geregelt, welche Ausnutzungsgrade für unterschiedliche Werkstoffe zulässig sind (vgl. Verband der TÜV 2020: 427ff.). Ein Auszug aus der Tafel 1b des AD 2000-Merkblatts HP0 ist in Abbildung 15 dargestellt. Die vollständige Tafel befindet sich im Anhang A.1.

Tafel 1b

Prüfgruppe ¹⁾	Bedingungen für den Verzicht auf Wärmebehandlung nach dem Schweißen. Auf eine Wärmebehandlung nach dem Schweißen kann verzichtet werden, wenn die nach Wanddicken und Stahlsorten gegliederten zusätzlichen Anforderungen in der Spalte 4 erfüllt sind.			Wärmebehandlungszustand ²⁾ nach dem Schweißen	Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in der Schweißnaht ³⁾ %	Wanddicke des Behältermantels oder Dicke des Anschlussquerschnittes mm
	Wanddickenbegrenzung mm	Stahlsorten innerhalb der jeweiligen Prüfgruppe	Sonstige zusätzliche Anforderungen			
1	2	3	4	5	6	7
1 ³⁾	≤ 30	alle	keine			
	> 30 ≤ 38	Grund- und warmfeste Reihe der Feinkornbaustähle sowie Stahlsorten, die nach Werkstoffspezifikation gleiche Mindestanforderungen an die Kerbschlagarbeit erfüllen.	keine	U	100	≤ 30 > 30 ≤ 38 ³⁾ > 38 ≤ 50 ³⁾
	> 38 ≤ 50	Alle Stahlsorten mit einer festgelegten Kerbschlagarbeit ≥ 31 J bei 0 °C in Querrichtung (Probe mit V-Kerb).	einfache geometrische Form (Kugel, Zylinder); 100 % zerstörungsfreie Prüfung; Beanspruchung bei Druckprüfung ≥ 0,85 $R_{e, min}$ bei Raumtemperatur; besondere Spröbruchuntersuchung; Teile mit Stützen und Anschweißstellen sind vorher wärmezubehandeln	W	100	≤ 30 > 30 ≤ 50 > 50
				U, W	85	≤ 15 > 15 ≤ 30
2	≤ 30	Grund- und warmfeste Reihe der Feinkornbaustähle sowie Stahlsorten, die nach Werkstoffspezifikation gleiche Mindestanforderungen an die Kerbschlagarbeit erfüllen.	keine	U	100	≤ 15 > 15 ≤ 30
				W	100	≤ 30 > 30

Abbildung 15: Ausschnitt aus Tafel 1b (vgl. Verband der TÜV 2020: 427)

Basierend auf den Angaben in Abbildung 18 ist für Stähle der Prüfgruppe 1, zu denen typische unlegierte und niedriglegierte Druckbehälterstähle zählen, grundsätzlich eine Ausnutzung mit $v = 1,0$ zulässig, sofern alle Schweißverbindungen vollständig geprüft wurden und keine Auffälligkeiten festgestellt werden. Alternativ kann bei reduziertem Prüfumfang, etwa bei stichprobenartiger Kontrolle, ein konservativer Schweißfaktor von $v = 0,85$ angesetzt werden. Für bestimmte

Werkstoffgruppen, wie beispielsweise Feinkornbaustähle mit einer Streckgrenze über 370 MPa, die der Prüfgruppe 2 gemäß Tafel 1b zugeordnet sind, schreibt das AD 2000-Regelwerk hingegen eine vollständige Prüfung der Schweißnähte verbindlich vor. In solchen Fällen darf ausschließlich ein Schweißfaktor $v = 1,0$ verwendet werden. In der Praxis wird aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und eingeschränkten Prüfzugänglichkeit häufig der reduzierte Faktor $v = 0,85$ verwendet, sofern dies das Regelwerk zulässt.

2.3.3 Zuschlag für Wanddickenunterschreitung c_1

Beim Herstellen von Blechen und Rohren treten fertigungsbedingte Maßabweichungen auf, die dazu führen können, dass die Wanddicke lokal geringer ausfällt als rechnerisch erforderlich. Solche Unterschreitungen beeinträchtigen die lokale Tragfähigkeit und erhöhen das Risiko eines Versagens unter Innendruck. Besonders bei dünnwandigen Bauteilen können bereits geringe Abweichungen sicherheitsrelevant sein. Aus diesem Grund schreibt das AD 2000-Merkblatt B0 einen Zuschlag zur Wanddickenunterschreitung (c_1) vor, der zur berechneten Wanddicke addiert werden muss (vgl. Verband der TÜV 2020: 165).

Die in Tabelle 1 aufgeführten Toleranzwerte wurden der DIN EN 10029 für warmgewalzte Stahlbleche in Toleranzklasse A entnommen. Diese Klasse bildet die in der Praxis übliche Standardtoleranz ab und dient als Grundlage zur Ermittlung der zulässigen Wanddickenunterschreitungen. Dabei wurde ausschließlich das untere Abmaß berücksichtigt, da nur die negative Abweichung sicherheitsrelevant ist.

Tabelle 1: Grenzabmaße der Dicke von Blechen (vgl. DIN EN 10029:2011-02: 7)

Nenn Dicke t [mm]	Unteres Abmaß c_1 [mm]
$3 \leq t < 5$	-0,3
$5 \leq t < 8$	-0,4
$8 \leq t < 15$	-0,5
$15 \leq t < 25$	-0,6
$25 \leq t < 40$	-0,7
$40 \leq t < 80$	-0,9
$80 \leq t < 150$	-1,1
$150 \leq t < 250$	-1,2
$250 \leq t < 400$	-1,3

Für die weitere Auslegung ist daher nicht die Nennwanddicke maßgeblich, sondern die daraus abgeleitete maßliche Mindestwanddicke, also die Sollwanddicke abzüglich des zulässigen Untermaßes. So ergibt sich bei einem Blechnennmaß von 10 mm ein zulässiges Untermaß von 0,5 mm, woraus eine effektive Wanddicke von 9,5 mm resultiert. Bei einem Blech mit 6 mm Nennwanddicke beträgt das Untermaß 0,4 mm, entsprechend einer rechnerisch anzusetzenden Wanddicke von 5,6 mm, die für die weitere Dimensionierung berücksichtigt wird.

Die zulässigen Toleranzen für nahtlose Rohre sind in DIN EN 10297-1 festgelegt und richten sich nach Außendurchmesser und Wanddicke (vgl. DIN EN 10297-1:2003-06: 27). Tabelle 2 enthält die normativ festgelegten Werte.

Tabelle 2: Grenzabmaße der Wanddicke für nahtlose Rohre
(eigene Darstellung in Anlehnung an DIN EN 10297-1:2003-06: 27)

Außendurchmesser D [mm]	Grenzabmaße c_1 der Wanddicke t für ein t/D- Verhältnis		
	$\leq 0,025$	$> 0,025$ bis 0,050	$> 0,050$
$D \leq 219,1$	-12,5 % oder – 0,4 mm, es gilt jeweils der größere Wert		
$D > 219,1$	-20%	-15%	-12,5%

Um deren Anwendung praxisnah zu veranschaulichen, werden im Folgenden zwei beispielhafte Berechnungen durchgeführt.

- Beispiel 1 – Nahtloses Rohr, Wanddickentoleranz nach DIN EN 10297-1:

Gegeben: $D = 114,3$ mm; $t = 5,6$ mm; Gesucht: c_1

Bedingung 1: $D \leq 219,1$ mm \rightarrow Toleranz = max. 12,5% von t oder 0,4 mm

Berechnung: $t \cdot 0,125 = 5,6 \text{ mm} \cdot 0,125 = 0,7 \text{ mm}$

Bedingung 2: $0,7 \text{ mm} > 0,4 \text{ mm} \rightarrow$ maßgebend: 0,7 mm

Ergebnis: zulässige Wanddickenabweichung: $c_1 = -0,7 \text{ mm}$

- Beispiel 2 – Nahtloses Rohr, Wanddickentoleranz nach DIN EN 10297-1:

Gegeben: $D = 273$ mm; $t = 10$ mm; Gesucht: c_1

Bedingung 1: $D > 219,1$ mm \rightarrow Toleranz abhängig vom t/D-Verhältnis

Berechnung 1: $t/D = 10 \text{ mm} / 273 \text{ mm} = 0,0366$

Bedingung 2: $0,025 > 0,0366 \geq 0,050 \rightarrow$ Toleranz max. 15%

Berechnung 2: $t \cdot 0,15 = 10 \text{ mm} \cdot 0,15 = 1,5 \text{ mm}$

Ergebnis: zulässige Wanddickenabweichung: $c_1 = -1,5 \text{ mm}$

Im Gegensatz zu nahtlosen Rohren richten sich die zulässigen Wanddickentoleranzen bei geschweißten Rohren ausschließlich nach der Wanddicke und sind in DIN EN 10296-1 festgelegt (vgl. DIN EN 10296-1:2004-02: 20).

Tabelle 3: Grenzabmaße der Wanddicke für geschweißte Rohre
(eigene Darstellung in Anlehnung an DIN EN 10296-1:2004-02: 20)

Wanddicke t [mm]	Grenzabmaße c_1 der Wanddicke t
$t < 3$	-10% oder -0,1mm, es gilt jeweils der größere Wert
$t \geq 3$	-8% oder -2 mm, es gilt jeweils der kleinere Wert

Analog zur Vorgehensweise bei nahtlosen Rohren wird im Folgenden die Toleranzermittlung für ein geschweißtes Rohr exemplarisch durchgeführt.

- Beispiel 3 – Geschweißtes Rohr, Wanddickentoleranz nach DIN EN 10296-1:
Gegeben: $t = 10$ mm; Gesucht: c_1
Bedingung 1: $t \geq 3$ mm \rightarrow Toleranz = max. 8% oder max. 2 mm
Berechnung 1: $t \cdot 0,08 = 10 \text{ mm} \cdot 0,08 = 0,8 \text{ mm}$
Bedingung 2: $0,8 \text{ mm} < 2 \text{ mm} \rightarrow$ maßgebend: 0,8 mm
Ergebnis: zulässige Waddickenabweichung: $c_1 = 0,8 \text{ mm}$

Die korrekte Berücksichtigung von Waddickentoleranzen stellt eine zentrale Voraussetzung für die normkonforme und sicherheitsgerechte Auslegung von Druckbauteilen dar.

2.3.4 Korrosionszuschlag c_2

Neben der Waddickenunterschreitung ist der Einfluss von Korrosion in der Auslegung drucktragender Bauteile zu berücksichtigen. Das AD 2000-Merkblatt B0 definiert hierfür den Korrosionszuschlag c_2 , der auf die berechnete Mindestwanddicke addiert wird. Ziel ist es, die Tragfähigkeit auch nach einem bestimmten Materialabtrag infolge von Korrosion sicherzustellen. Für ferritische Stähle ist, sofern keine spezifischen Vorgaben gemacht werden, standardgemäß ein Korrosionszuschlag von $c_2 = 1,0$ mm anzusetzen. Dieser Zuschlag gilt nur einseitig auf der medienberührten Seite. Das Merkblatt B0 erlaubt zudem bei Blechen mit einer Nenn Dicke ab 30 mm den Verzicht auf diesen Zuschlag. Außerdem kann auf einen Korrosionszuschlag bei korrosionsbeständigen Werkstoffen verzichtet werden, sofern

keine erhöhten Korrosionsanforderungen vorliegen (vgl. Verband der TÜV 2020: 165).

2.3.5 Berechnung des Zylindermantels nach AD 2000-Merkblatt B1

Der Zylindermantel, das zentrale drucktragende Element eines Behälters, wird nach den Berechnungsregeln des AD 2000-Merkblattes B1, dimensioniert. Der Geltungsbereich der Berechnungsregeln erstreckt sich, wie bereits in Kapitel 2.1.5 erwähnt, für dünnwandige Zylinder- und Kugelschalen unter Innendruck mit einem Verhältnis von $D_a/D_i \leq 1,2$ gemäß der Formel 2.10. Darüber hinaus dürfen die nachfolgenden Berechnungen auch für Rohre bis zu einem Außendurchmesser von bis zu $D_a \leq 200$ mm angewendet werden, sofern das $D_a/D_i = 1,7$ beträgt (vgl. Verband der TÜV 2020: 167). Sind die Voraussetzungen erfüllt, kann die minimal erforderliche Wanddicke mithilfe der nachstehenden Formel 2.26 berechnet werden (vgl. Verband der TÜV 2020: 168).

$$t = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (2.26)$$

c_1	Zuschlag für Wanddickenunterschreitung	[mm]
c_2	Korrosionszuschlag	[mm]

Die Herleitung der Formel 2.26 basiert auf dem Vergleich zwischen den auftretenden Hauptspannungen und der zulässigen Spannung. Letztere wird mit dem Schweißnahtfaktor (vgl. Kapitel 2.3.2) reduziert, da der Mantel aus verschweißten Blech gefertigt ist. Neben der Bauteilgeometrie und dem Innendruck werden Zuschläge für Korrosion und Wanddickentoleranz berücksichtigt. Die Werkstoffkennwerte K sind temperatur- und wanddickenabhängig und für unlegierte Bleche in DIN EN 10028-2 angegeben (siehe Abbildung 16).

Stahlsorte		Nennstärke ^b <i>t</i> mm	Mindest-0,2-%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ MPa bei einer Temperatur in °C von									
Kurzname	Werkstoffnummer		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
P235GH	1.0345	≤ 16	227	214	198	182	167	153	142	133	—	—
		16 < <i>t</i> ≤ 40	218	205	190	174	160	147	136	128	—	—
		40 < <i>t</i> ≤ 60	208	196	181	167	153	140	130	122	—	—
		60 < <i>t</i> ≤ 100	193	182	169	155	142	130	121	114	—	—
		100 < <i>t</i> ≤ 150	179	168	156	143	131	121	112	105	—	—
		150 < <i>t</i> ≤ 250	164	155	143	132	121	111	103	97	—	—
P265GH	1.0425	≤ 16	256	241	223	205	188	173	160	150	—	—
		16 < <i>t</i> ≤ 40	247	232	215	197	181	166	154	145	—	—
		40 < <i>t</i> ≤ 60	237	223	206	190	174	160	148	139	—	—
		60 < <i>t</i> ≤ 100	208	196	181	167	153	140	130	122	—	—
		100 < <i>t</i> ≤ 150	193	182	169	155	142	130	121	114	—	—
		150 < <i>t</i> ≤ 250	179	168	156	143	131	121	112	105	—	—

Abbildung 16: Dehngrenzen für Bleche bei erhöhten Temperaturen
(vgl. DIN EN 10028-2:2017-10: 13)

Für Temperaturen, die nicht explizit in den Tabellen enthalten sind, sind Kennwerte durch lineare Interpolation zu bestimmen.

Anhand eines Beispiels erfolgt im Weiteren die Berechnung der Wandstärke eines zylindrischen Mantels unter Innendruck.

- Beispiel 4 – Berechnung Wanddicke *t* gemäß AD 2000- Merkblatt B1

Gegeben: Werkstoff P265GH, $D_a = 1000 \text{ mm}$, $T = 200^\circ\text{C}$, $p = 18 \text{ bar}$,
 $\nu = 0,85$, $c_1 = 0,5 \text{ mm}$, $c_2 = 1 \text{ mm}$, $K = 205 \text{ MPa}$, $S = 1,5$

Berechnung:

$$t = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 18 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{205 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 0,85 + 18 \text{ bar}} + 0,5 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 9,19 \text{ mm}$$

Bedingung:

$$\frac{D_a}{D_i} = \frac{1000 \text{ mm}}{980 \text{ mm}} = 1,02 \leq 1,2$$

Ergebnis: errechnete Wanddicke 9,19 mm → gewählte Wanddicke $t = 10 \text{ mm}$

2.3.6 Berechnung des gewölbten Bodens nach AD 2000-Merkblatt B3

Die Berechnung gewölbter Böden erfolgt nach den Vorgaben des AD 2000-Merkblatts B3 und unterscheidet zwischen Klöpper- und Korbbogenböden. Im Regelwerk werden sowohl monolithisch gefertigte Böden als auch segmentierte Ausführungen berücksichtigt, bei denen der Übergang zwischen Kalotte und Krempe durch eine Schweißverbindung realisiert wird.

Die erforderliche Wanddicke der Kalotte wird gemäß AD 2000-Merkblatt B3 mithilfe einer Gleichung berechnet, die ursprünglich für Kugelschalen nach AD 2000-Merkblatt B1 entwickelt wurde (siehe Formel 2.27; vgl. Verband der TÜV 2020: 168)

$$t = \frac{D_a \cdot p}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (2.27)$$

Die Anwendung ist nur zulässig, wenn die in Formel 2.28 definierte Bedingung erfüllt ist (vgl. Verband der TÜV 2020: 195).

$$D_a = 2 \cdot (R_k + t_k) \quad (2.28)$$

R_k	Innenradius der Kalotte	[mm]
t_k	Ausgeführte Wanddicke der Kalotte	[mm]

Abbildung 13 zufolge beträgt der Innenradius der Kalotte beim Klöpperboden $R_k = D_a$, während für Korbbogenböden ein Wert von $R_k = 0,8 \cdot D_a$ angegeben ist. Analog zu Kapitel 2.3.5 berücksichtigt die Ermittlung der Kalottenwanddicke die geometrischen Parameter, den Innendruck, die zulässige Spannung (inkl. Schweißnahtfaktor) sowie entsprechende Zuschläge. Da die Berechnung der Mindestwanddicke iterativ erfolgt, ist ein Anfangswert zu definieren. Die Wanddicke des zylindrischen Mantels stellt hierfür eine geeignete Bezugsgröße dar. Zur Verdeutlichung erfolgt nachfolgend ein konkretes Berechnungsbeispiel.

- Beispiel 5 – Berechnung Wanddicke t der Kalotte gemäß AD 2000-Merkblatt B3 unter Innendruck.

Gegeben: Werkstoff P265GH, $D_a = 1000$ mm, $T = 200^\circ\text{C}$, $p = 18$ bar, $v = 1,0$, $c_1 = 0,5$ mm, $c_2 = 1$ mm, $K = 205$ MPa, $S = 1,5$, $t_k = 10$ mm, Form = Klöpperboden

Berechnung:

$$t = \frac{(2 \cdot 1000 + 2 \cdot 10) \text{ mm} \cdot 18 \text{ bar}}{40 \cdot \frac{205 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1 + 18 \text{ bar}} + 0,5 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 8,13 \text{ mm}$$

Ergebnis: errechnete Wanddicke 8,13 mm \rightarrow gewählte Wanddicke 9 mm.

Entsprechend den Vorgaben des Merkblatt B3 erfolgt die Bestimmung der erforderlichen Wanddicke der Krimpe in Formel 2.29 (vgl. Verband der TÜV 2020: 195).

$$t = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu} + c_1 + c_2 \quad (2.29)$$

β Berechnungsbeiwert [-]

Ähnlich wie bei der Kalottenberechnung gehen auch hier die zuvor genannten Einflussgrößen sowie ein zusätzlicher Berechnungsbeiwert β in die Auslegung ein. Dieser lässt sich aus den Diagrammen des AD 2000-Merkblattes B3 (vgl. Verband der TÜV 2020: 197f.) oder mittels der von Wagner beschriebenen Näherungsgleichungen (vgl. Wagner 1995: 53) bestimmen. Für Klöpperböden dient Formel 2.30, für Korbbogenböden Formel 2.31. Aufgrund der Abhängigkeit von der Wanddicke ist der Wert von β iterativ zu bestimmen.

$$\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{\left(\frac{t_e - c_1 - c_2}{D_a}\right)^{0,7}} \quad (2.30)$$

β Berechnungsbeiwert [-]

$$\beta = 1,55 + \frac{0,0255}{\left(\frac{t_e - c_1 - c_2}{D_a}\right)^{0,625}} \quad (2.31)$$

Im Anschluss wird die Auslegung der Wanddicke im Krempebereich unter Anwendung des Beiwertes β exemplarisch durchgeführt.

- Beispiel 6 – Berechnung Wanddicke t der Krempe gemäß AD 2000-Merkblatt B3 unter Innendruck.

Gegeben: Werkstoff P265GH, $D_a = 1000 \text{ mm}$, $T = 200^\circ\text{C}$, $p = 18 \text{ bar}$, $\nu = 1,0$, $c_1 = 0,5 \text{ mm}$, $c_2 = 1 \text{ mm}$, $K = 205 \text{ MPa}$, $S = 1,5$, $t_e = 10 \text{ mm}$, Form = Klöpperböden

Berechnung:

$$\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{\left(\frac{10 \text{ mm} - 0,5 \text{ mm} - 1 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}\right)^{0,7}} = 2,18$$

Einsetzen des berechneten Beiwertes β in Formel 2.29

$$t = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 18 \text{ bar} \cdot 2,18}{40 \cdot \frac{205 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1} + 0,5 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 10,78 \text{ mm}$$

Die Ausführung mit $t_e = 10 \text{ mm}$ war unterdimensioniert. Der Wert $t = 10,78$ wird daher in der Formel 2.30 eingesetzt, um β zu berechnen. Mit diesem kann die Wanddicke über Formel 2.29 erneut überprüft werden.

$$\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{\left(\frac{10,78 \text{ mm} - 0,5 \text{ mm} - 1 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}\right)^{0,7}} = 2,76$$

$$t = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 18 \text{ bar} \cdot 2,76}{40 \cdot \frac{205 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1} + 0,5 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 10,59 \text{ mm}$$

Aufgrund der geringen Differenzen zwischen den berechneten Wanddicken wird die Iteration an dieser Stelle als konvergiert betrachtet und somit beendet.

Ergebnis: errechnete Wanddicke $10,78 \rightarrow$ gewählte Wanddicke 11 mm .

Bei einteiliger Ausführung des gewölbten Bodens genügt die rechnerische Ermittlung der Kreppewanddicke, da diese in der Regel größer ist als die der Kalotte und somit für die Auslegung maßgebend.

2.3.7 Berechnung von Ausschnitten nach AD 2000-Merkblatt B9

Damit Druckbehälter funktional mit Stützen ausgestattet werden können, sind Durchbrüche in der Wand erforderlich. Wie bereits in Kapitel 2.2.4 erläutern, führen diese Durchbrüche zu lokalen Schwächungen der Struktur und stören die gleichmäßige Spannungsverteilung. Infolgedessen entstehen Spannungsspitzen, die bei der Auslegung zusätzlich zu berücksichtigen sind. Das AD 2000-Merkblatt B9 bietet Berechnungsregeln zur Festigkeitsbewertung runder Stützenschnitte in zylindrischen und kugelförmigen Bauteilen. Werden die zulässigen Spannungen überschritten, lassen sich die kritischen Bereiche durch gezielte Maßnahmen wie Verstärkung der Behälterwand, Erhöhung der Stützenwanddicke oder durch das Aufschweißen externer Verstärkungsscheiben kompensieren (vgl. Verband der TÜV 2020: 288).

Das Berechnungsverfahren basiert auf dem Flächenvergleichsverfahren, wie beim Zylindermantel und der Anwendung der Vergleichsspannung nach der Schubspannungshypothese, wodurch sich die allgemein gültige Beziehung gemäß Formel 2.32 ergibt (vgl. Verband der TÜV 2020: 292).

$$\frac{p}{10} \cdot \left(\frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \frac{K}{S} \quad (2.32)$$

A_p druckbelastete Fläche [mm²]

Die druckbelastete Fläche A_p (weit schraffiert) sowie die drucktragende Querschnittsfläche A_σ (eng schraffiert) lassen sich aus der Abbildung 17 und Abbildung 18 entnehmen. Die Fläche A_σ ergibt sich aus der Summe aller tragenden Teilquerschnitte (siehe Formel 2.33).

$$A_\sigma = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 3} \quad (2.33)$$

$A_{\sigma 1}, A_{\sigma 2}, A_{\sigma 3}$ drucktragenden Teilflächen [mm²]

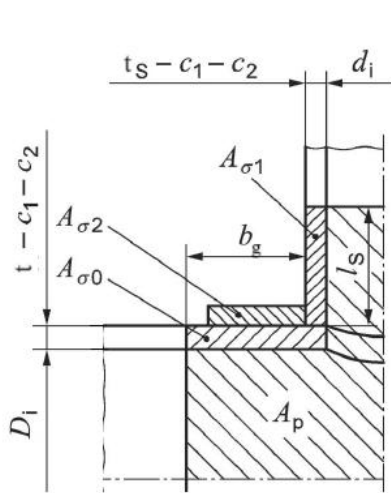


Abbildung 17: Ausschnitt im zylindrischen Grundkörper
(vgl. Verband der TÜV 2020: 293)

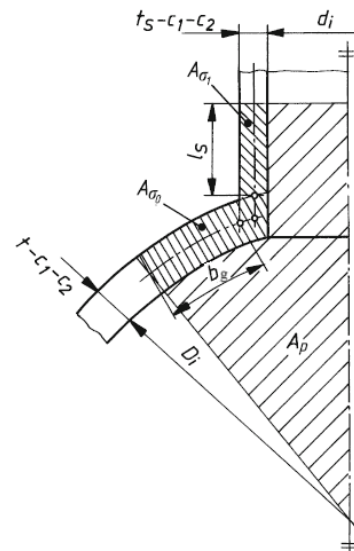


Abbildung 18: Ausschnitt im kugeligen Grundkörper
(vgl. Spura et al. 2023: 189)

Zur Bestimmung der druckbelasteten Fläche sind zunächst die mitttragende Breite des Grundkörpers b_g und die mitttragende Länge des Stutzens l_s zu ermitteln. Die Breite b_g ergibt sich aus Formel 2.34. Die Länge l_s wird analog gemäß Formel 2.35 berechnet, wobei ein Formfaktor f_s berücksichtigt wird. Für zylindrische Behälter beträgt dieser 1,25, für kugelförmige Wandungen 1,0 (vgl. Verband der TÜV 2020: 294f.).

$$b_g = \sqrt{(D_i + t - c_1 - c_2) \cdot (t - c_1 - c_2)} \quad (2.34)$$

b_g mitttragende Breite des Grundkörpers [mm]

$$l_s = f_s \cdot \sqrt{(d_i + t_s - c_1 - c_2) \cdot (t_s - c_1 - c_2)} \quad (2.35)$$

l_s mittragende Stutzenlänge [mm]

Werden externe Verstärkungsscheiben eingesetzt, sind gemäß AD 2000-Merkblatt B9 zusätzliche geometrische Vorgaben einzuhalten, um die ausreichende Tragfähigkeit und gleichmäßige Lastverteilung zu gewährleisten. Die Geometrie der Verstärkungsscheibe ist in Abbildung 22 dargestellt. Im verstärkten Bereich ergibt sich eine effektive Wanddicke $t_A = t + h_V$, die in die Berechnungsformel 2.34 eingeht. Dies führt zu einer vergrößerten mittragenden Breite b_{neu} (siehe Formel 2.36).

$$b_{g,neu} = \sqrt{(D_i + t_a - c_1 - c_2) \cdot (t_a - c_1 - c_2)} \quad (2.36)$$

$b_{g,neu}$ neue mittragende Breite des Grundkörpers [mm]

Das Regelwerk schreibt vor, dass die Verstärkungsscheibe mindestens eine Breite von $b_V \geq 3 \cdot t_A$ aufweisen muss. Zudem darf die Höhe der Scheibe h_V maximal der Wanddicke t entsprechen, sodass $t_A \leq 2 \cdot t$ gilt (vgl. Verband der TÜV 2020: 294f.).

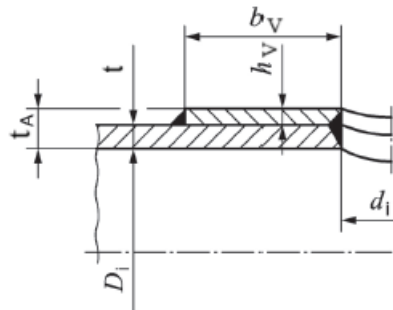


Abbildung 19: Aufgesetzte Verstärkung (vgl. Verband der TÜV 2020: 290)

Bei Verwendung von Werkstoffen mit geringerer Festigkeit für Stutzen oder Verstärkungsscheiben als im Grundkörper ist die Anwendung der erweiterten Formel 2.37 erforderlich. Diese berücksichtigt die jeweiligen Festigkeitskennwerte differenziert (vgl. Verband der TÜV 2020: 293).

$$\sum_{i=0}^n \left(\frac{K_i}{S} - \frac{p}{20} \right) \cdot A_{\sigma i} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (2.37)$$

Zur Veranschaulichung wird im Folgenden ein beispielhafter Festigkeitsnachweis eines Ausschnitts durchgeführt. Die vollständige Berechnung mit allen Zwischenschritten ist im Anhang A.2 enthalten.

- Beispiel 6 – Berechnung Ausschnitte gemäß AD 2000- Merkblatt B9

Gegeben: $T = 200^{\circ}\text{C}$, $p = 18 \text{ bar}$, $S = 1,5$

Zylinder: Werkstoff = P265GH, $D_a = 1000 \text{ mm}$, $t = 10 \text{ mm}$, $c_{1,Z} = 0,5 \text{ mm}$,

$c_{2,Z} = 1 \text{ mm}$, $K_0 = 205 \text{ MPa}$, $f_s = 1,25$,

Stutzenrohr: Werkstoff = P235GH, nahtloses Rohr, $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $t_s = 5,6 \text{ mm}$,

$c_{1,S} = 0,7 \text{ mm}$, $c_{2,S} = 1 \text{ mm}$, $K_1 = 185 \text{ MPa}$

Berechnung: Einsetzen der Werte in Formel 2.37

$$\left(\frac{205 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{18 \text{ bar}}{20}\right) \cdot 813,5 \text{ mm}^2 + \left(\frac{185 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{18 \text{ bar}}{20}\right) \cdot 101,2 \text{ mm}^2$$

$$\geq \frac{18 \text{ bar}}{10} \cdot 75044 \text{ mm}^2 \Leftrightarrow 122836,4 \text{ N} \nlessgtr 135077,4 \text{ N}$$

Die Berechnung zeigt, dass die zulässige Spannungen überschritten werden. Zur Abhilfe ist eine Verstärkungsscheibe vorzusehen.

Verstärkungsscheibe: Werkstoff = P265GH, $c_{1,V} = 0,4 \text{ mm}$, $c_{2,V} = 1 \text{ mm}$,

$K_0 = 205 \text{ MPa}$, $h_V = 5 \text{ mm}$, $b_V = 50 \text{ mm}$

$$\left(\frac{205 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{18 \text{ bar}}{20}\right) \cdot 965,6 \text{ mm}^2 + \left(\frac{185 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{18 \text{ bar}}{20}\right) \cdot 101,2 \text{ mm}^2$$

$$+ \left(\frac{205 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{18 \text{ bar}}{20}\right) \cdot 180 \text{ mm}^2 \geq \frac{18 \text{ bar}}{10} \cdot 83840 \text{ mm}^2$$

$$\Leftrightarrow 167924,5 \text{ N} \geq 150912 \text{ N}$$

Die Festigkeitsbedingung ist durch den Einsatz der Verstärkungsscheibe nun erfüllt.

2.3.8 Globaler Nachweis von Stutzenbelastungen nach AD2000-Merkblatt S3/0

Auf die Stutzen von Druckbehältern wirken häufig nicht nur Innendruckkräfte, sondern auch äußere mechanische Belastungen, welche in der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Diese werden als Stutzenzusatzlasten bezeichnet und resultieren aus einem Zusammenspiel äußerer Faktoren. Wie in der DIN EN 13480-3 beschrieben, basieren diese Lasten auf dem Eigengewicht des Stutzens und des enthaltenen Fluids, auf Temperaturschwankungen, klimatischen Einflüssen wie Wind

und Erdbeben sowie betriebsbedingten Schwingungen, aufgrund von Druckstößen (vgl. DIN EN 13480-3:2024-12: 18f.).

Im Verlauf der Auslegung werden häufig keine ausreichenden Informationen bezüglich der tatsächlich auftretenden Zusatzlasten bereitgestellt. Aus diesem Grund greift das AD 2000-Merkblatt S3/0 auf standardisierte Planzahlen zurück (siehe Abbildung 20). Dabei handelt es sich pro Nenngroße des Stutzens um jeweils drei Kräfte und drei Momente, die in den drei Raumrichtungen am Verschneidungspunkt zwischen Stutzen und Behälterwand angreifen (vgl. Verband der TÜV 2020: 781).

DN	N			Nm		
	P	V_L V_1	V_C V_2	M_L M_1	M_C M_2	M_T
50	2300	3100	2300	500	400	800
80	3500	4100	3000	1400	900	1800
100	4300	4800	3500	2100	1400	2600
150	6700	6800	4800	4000	2600	4800
200	9500	9300	6300	6400	4200	7300
250	12600	12200	8000	9100	6100	10200
300	16200	15500	9800	12200	8300	13400
350	20100	19300	11900	15700	10900	16900
400	24300	23400	14000	19600	13800	20900
450	29000	28000	16400	23900	17000	25200
500	34000	33000	18900	28500	20500	29800
600	45200	44300	24500	39000	28600	40100
700	57900	57200	30700	51000	38000	51800
800	72100	71800	37600	64600	48700	65000
900	87700	88100	45200	79700	60600	79600
1000	104900	106100	53500	96300	73900	95500

Abbildung 20: Planzahlen von Stutzenzusatzlasten (Verband der TÜV 2020: 781)

Zur Klassifizierung der Stutzenbelastungen werden in Tabelle 4 die Richtungen und Bezeichnungen der angreifenden Kräfte und Momente für unterschiedliche Einbausituationen aufgeführt.

Tabelle 4: Stutzenlasten nach Einbaulage (eigene Darstellung)

Einbaulage	Richtung	Kraft	Moment
Zylinderwand	Axial	P	M_T
	Längs	V_L	M_C
	Tangential	V_C	M_L
Gewölbter Boden	Axial	P	M_T
	Längs	V_1	M_2
	Tangential	V_2	M_1

In dieser Arbeit erfolgt kein lokaler Spannungsnachweis an den Stützen, sondern eine globale Betrachtung der Gesamtbelastung des Druckbehälters, die sich aus der Überlagerung aller Stützenlasten ergibt. Ziel dieser Herangehensweise ist die Bestimmung der resultierenden Kräfte und Momente, die auf die tragende Struktur wirken.

Nach AD 2000-Merkblatt S3/0 werden die Planzahlen auf eine globale Bezugsebene transformiert. Im vorliegenden Fall wird die Pratzenebene als solche definiert und bildet den Ursprung eines kartesischen Koordinatensystems. Abbildung 21 zeigt zwei exemplarische Stützen und deren Belastungen. Einer ist in der Zylinderwand, der andere im gewölbten Boden positioniert. Die Kräfte und Momente wirken in axialer, longitudinaler und tangentialer Richtung.

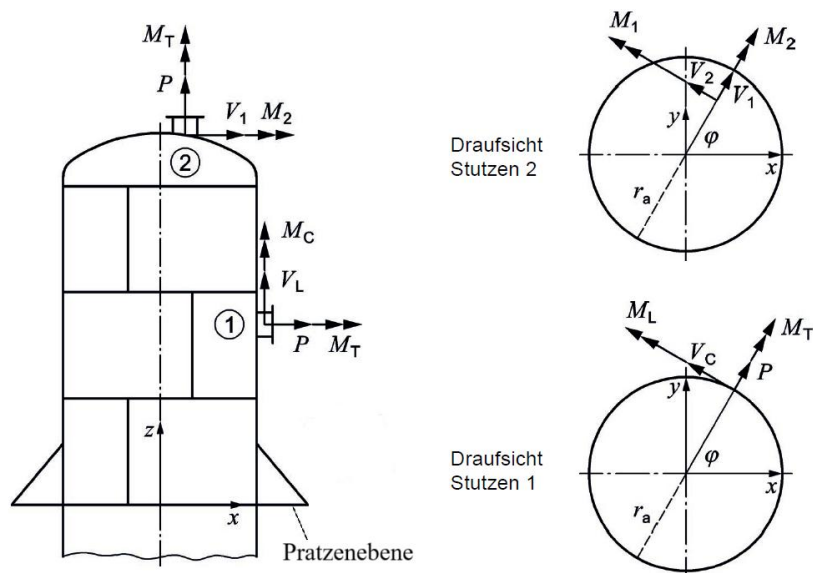


Abbildung 21: Stehender Behälter, Stützen mit Zusatzlasten (vgl. Verband der TÜV 2020: 783) Aufgrund der schrägen Einbaulage vieler Stützen relativ zu den Hauptachsen des Druckbehälters ist eine Transformation der Lasten in ein lokales Koordinatensystem (x' , y' , z') erforderlich. Die Umrechnung erfolgt unter Verwendung trigonometrischer Beziehungen und ist in den Formeln 2.38 bis 2.43 angegeben (vgl. Verband der TÜV 2020: 784).

$$F_{x'} = P \cdot \cos\varphi - V_C \cdot \sin\varphi \quad (2.38)$$

$$F_{y'} = P \cdot \sin\varphi + V_C \cdot \cos\varphi \quad (2.39)$$

$$F_{z'} = V_L \quad (2.40)$$

$$M_{x'} = M_T \cdot \cos\varphi - M_L \cdot \sin\varphi \quad (2.41)$$

$$M_{y'} = M_T \cdot \sin\varphi + M_L \cdot \cos\varphi \quad (2.42)$$

$$M_{z'} = M_c \quad (2.43)$$

P, V_L, V_C	angreifende Kräfte an der Verschneidungsstelle	[N]
M_T, M_C, M_L	angreifende Momente an der Verschneidungsstelle	[Nmm]
$F_{x'}, F_{y'}, F_{z'}$	transformierte Kräfte ins lokale Koordinatensystem	[N]
$M_{x'}, M_{y'}, M_{z'}$	transformierte Momente ins lokale Koordinatensystem	[Nmm]

Eine Übersicht über das Koordinatensystem und die einwirkenden Kräfte und Momente wird in Abbildung 22 wiedergegeben.

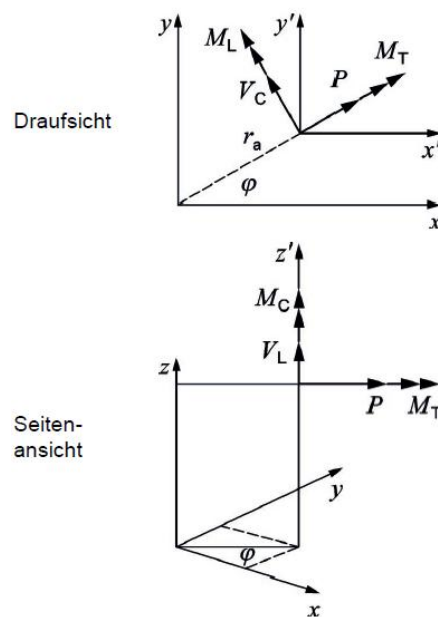


Abbildung 22: Transformation der Lasten ins lokale x', y', z' -Koordinatensystem
(Verband der TÜV 2020: 784)

Die Transformation des Stutzen im gewölbten Boden erfolgt analog mit den Kräfte P, V_1, V_2 und den Momenten M_T, M_1, M_2 .

Anschließend werden die Lasten auf die globale Pratzenebene zurückgeführt. Die Einbaulage jedes Stutzens i wird durch die Koordinaten $x = r_a \cdot \cos\varphi$, $y = r_a \cdot \sin\varphi$ und z beschrieben, wobei r_a den Radius des Lastangriffspunktes bezeichnet. Die daraus resultierenden Hebelarme fließen in die Berechnung zusätzlicher Momentenanteile gemäß den Formeln 2.44 bis 2.49 ein (vgl. Verband der TÜV 2020: 784f.).

$$P_{xi} = F_{x'i} \quad (2.44)$$

$$P_{yi} = F_{y'i} \quad (2.45)$$

$$P_{zi} = F_{z'i} \quad (2.46)$$

$$MP_{xi} = M_{x'i} - F_{y'i} \cdot z + F_{z'i} \cdot y \quad (2.47)$$

$$MP_{yi} = M_{y'i} + F_{x'i} \cdot z - F_{z'i} \cdot x \quad (2.48)$$

$$MP_{zi} = M_{z'i} + F_{y'i} \cdot x - F_{x'i} \cdot y \quad (2.49)$$

P_{xi}, P_{yi}, P_{zi}	Reaktionskräfte eines Stutzens i in der Tragebene	[N]
$MP_{xi}, MP_{yi}, MP_{zi}$	Reaktionsmomente eines Stutzens i in der Tragebene	[Nmm]

Die Reaktionskräfte und -momente in der Pratzenebene, die sich aus den Formeln 2.44 bis 2.49 ergeben, sind schematisch in Abbildung 23 veranschaulicht.

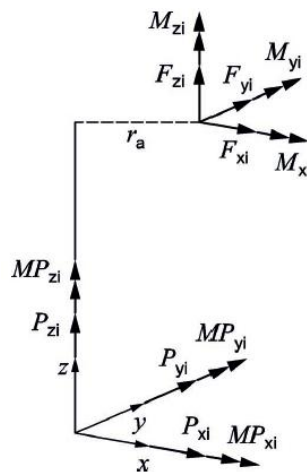


Abbildung 23: Reaktionslasten in der Pratzenebene (Verband der TÜV 2020: 785)

In der Praxis ist die genaue Wirkrichtung der Zusatzlasten an den Stützen häufig unbekannt. Zur sicheren Dimensionierung wird daher gemäß AD 2000-Merkblatt S3/0 eine Variation der Vorzeichen aller sechs Lasten an jedem betrachteten Stutzen i vorgenommen (vgl. Verband der TÜV 2020: 785). Dadurch lassen sich die maximalen Reaktionskräfte in der Pratzenebene bestimmen, wodurch eine konservative Auslegung gewährleistet ist.

Im Anschluss an die Transformation der Stützenlasten in die globale Tragebene werden die Beträge der Kräfte und Momente gleicher Raumrichtungen unter Anwendung der Formeln 2.50 bis 2.55 quadratisch überlagert. Das AD 2000-Regelwerk gestattet hierbei die Berücksichtigung eines Abminderungsfaktors, da davon ausgegangen wird, dass die Lastkomponenten nicht gleichzeitig in maximaler Ausprägung auftreten (vgl. Verband der TÜV 2020: 785f.).

$$P_{xq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum P_{xi}^2} \quad (2.50)$$

$$P_{yq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum P_{yi}^2} \quad (2.51)$$

$$P_{zq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum P_{zi}^2} \quad (2.52)$$

$$MP_{xq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum MP_{xi}^2} \quad (2.53)$$

$$MP_{yq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum MP_{yi}^2} \quad (2.54)$$

$$MP_{zq} = \alpha \cdot \sqrt{\sum MP_{zi}^2} \quad (2.55)$$

P_{xq}, P_{yq}, P_{zq} Überlagerte Reaktionskräfte aller Stützen [N]

$MP_{xq}, MP_{yq}, MP_{zq}$ Überlagerte Reaktionsmomente aller Stützen [Nmm]

Die Höhe des Faktors ist abhängig von der Anzahl der Stützen und kann der Tabelle 5 entnommen werden.

Tabelle 5: Abminderungsfaktor bei quadratischer Überlagerung (Verband der TÜV 2020: 786)

Anzahl der Stützen n	Abminderungsfaktor α
1	1,0
2	0,9
3	0,8
≥ 4	0,7

2.3.9 Berechnung der Pratzen nach AD 2000-Merkblatt S4

Quellenverzeichnis

- DIN 28011:2012-06: Gewölbte Böden_ - Klöpperform. DIN Media GmbH.
- DIN 28013:2012-06: Gewölbte Böden_ - Korbbogenform. DIN Media GmbH.
- DIN 28083:2017-11: Pratzten mit Verstärkungsblech. DIN Media GmbH.
- DIN EN 10028-2:2017-10: Flacherzeugnisse aus Druckbehälterstählen_ - Teil_2: Unlegierte und legierte Stähle mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen; Deutsche Fassung EN_10028-2:2017. DIN Media GmbH.
- DIN EN 10029:2011-02: Warmgewalztes Stahlblech von 3_mm Dicke an_ - Grenzabmaße und Formtoleranzen; Deutsche Fassung EN_10029:2010. DIN Media GmbH.
- DIN EN 10296-1:2004-02: Geschweißte kreisförmige Stahlrohre für den Maschinenbau und allgemeine technische Anwendungen_ - Technische Lieferbedingungen_ - Teil_1: Rohre aus unlegierten und legierten Stählen; Deutsche Fassung EN_10296-1:2002. DIN Media GmbH.
- DIN EN 10297-1:2003-06: Nahtlose kreisförmige Stahlrohre für den Maschinenbau und allgemeine technische Anwendungen_ - Technische Lieferbedingungen_ - Teil_1: Rohre aus unlegierten und legierten Stählen; Deutsche Fassung EN_10297-1:2003. DIN Media GmbH.
- DIN EN 1092-1:2018-12: Flansche und ihre Verbindungen_ - Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN_bezeichnet_ - Teil_1: Stahlflansche; Deutsche Fassung EN_1092-1:2018. DIN Media GmbH.
- DIN EN 13480-3:2024-12: Metallische industrielle Rohrleitungen_ - Teil_3: Konstruktion und Berechnung; Deutsche Fassung EN_13480-3:2024. DIN Media GmbH.
- Europäische Union (2014): Richtlinie 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Mai 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt. 164–259.
- Gleich, D. & Weyl, R. (2006). Apparateelemente: Praxis der sicheren Auslegung. VDI. Springer.
- Gross, D. (2008). Technische Mechanik: Band 1: Statik (10. Aufl.). Springer eBook Collection Computer Science & Engineering. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68397-1>
- Grote, K.-H. & Feldhusen, J. (Hrsg.). (2007). Taschenbuch für den Maschinenbau: Mit Tabellen (22., neubearb. und erw. Aufl.). Springer. <http://www.springer.com/engineering/dubbel?SGWID>
- Kersten, P., Wagner, J., Tipler, P. A. & Mosca, G. (Hrsg.). (2019). Lehrbuch. Physik für Studierende der Naturwissenschaften und Technik (8., korrigierte und erweiterte Auflage). Springer Spektrum.
- Läpple, V. (2008). Einführung in die Festigkeitslehre: Lehr- und Übungsbuch ; mit 49 Tabellen (2., verb. und erw. Aufl.). Studium. Vieweg + Teubner.
- Mang, H. A. & Hofstetter, G. (2013). Festigkeitslehre (4., erw. Aufl.). Lehrbuch. Springer Vieweg.
- Richard, H. A. & Sander, M. (2008). Technische Mechanik - Festigkeitslehre: Lehrbuch mit Praxisbeispielen, Klausuraufgaben und Lösungen (2., erw. Aufl.). Studium. Vieweg + Teubner.

- Ripperger, S. & Nikolaus, K. (2020). Entwicklung und Planung verfahrenstechnischer Anlagen. VDI-Buch. Springer Vieweg.
- Spura, C., Fleischer, B., Wittel, H., Jannasch, D., Roloff, H. & Matek, W. (2023). Roloff/Matek Maschinenelemente (26. Auflage). Springer Vieweg.
<https://link.springer.com/978-3-658-40913-5>
- Verband der TÜV. (2020). AD 2000 Regelwerk: Taschenbuch-Ausgabe 2020 (12. Auflage, Stand: April 2020). Beuth Verlag. <http://www.beuth.de/cmd?level=tpl-langanzeige&websource=vlb&smoid=322667501>
- Wagner, W. (1995). Festigkeitsberechnungen im Apparate- und Rohrleitungsbau (5., überarb. Aufl.). Vogel Fachbuch. Vogel.
- Weißbach, W. (2007). Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung ; mit 245 Tabellen (16., überarb. Aufl.). Viewegs Fachbücher der Technik. Vieweg.

Anhangsverzeichnis

Anhang	Seite
Anhang 1: Bezeichnung der Anlage	55
Anahng 2: Bezeichnung der Anlage	55

Anhang

Anhang 1: Bezeichnung der Anlage

Anahng 2: Bezeichnung der Anlage

