

DIN EN 13001-3-6

ICS 23.100.20; 53.020.20

Einsprüche bis 2016-06-29

Entwurf

**Krane –
Konstruktion allgemein –
Teil 3-6: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von
Maschinenbauteilen – Hydraulikzylinder;
Deutsche und Englische Fassung prEN 13001-3-6:2016**

Cranes –
General design –
Part 3-6: Limit states and proof of competence of machinery – Hydraulic cylinders;
German and English version prEN 13001-3-6:2016

Appareils de levage à charge suspendue –
Conception générale –
Partie 3-6: États limites et vérification d'aptitude – Vérins hydrauliques;
Version allemande et anglaise prEN 13001-3-6:2016

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2016-04-29 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal des DIN unter www.entwuerfe.din.de bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an nam@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/stellungnahme oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM), 60498 Frankfurt am Main, Postfach 71 08 64 (Hausanschrift: Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt am Main).

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 99 Seiten

DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM)

Nationales Vorwort

Dieser Norm-Entwurf enthält sicherheitstechnische Festlegungen.

Er beinhaltet die Deutsche Fassung der vom Technischen Komitee CEN/TC 147 „Krane — Sicherheit“ im Europäischen Komitee für Normung (CEN) ausgearbeiteten prEN 13001-3-6:2016.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung der prEN 13001-3-6 beigelegt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen Text.

Die nationalen Interessen bei der Erarbeitung werden vom Arbeitsausschuss NA 060-22-10 AA „Lenkungsausschuss Krane und Hebezeuge“ und Spiegelausschuss NA 060-22-10-22 AK „Konstruktion, Ausrüstungen (SpA CEN/TC 147/WG 2“ im Fachbereich „Krane und Hebezeuge“ des DIN-Normenausschusses Maschinenbau (NAM) wahrgenommen. Vertreter der Hersteller und Anwender von Krane und Hebezeuge sowie der Berufsgenossenschaften sind an der Erarbeitung beteiligt.

Dieser Norm-Entwurf konkretisiert einschlägige Anforderungen von Anhang I der EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG an erstmals im Europäischen Wirtschaftsraum (EWR) in Verkehr gebrachte Maschinen, um den Nachweis der Übereinstimmung mit diesen Anforderungen zu erleichtern.

Die im Abschnitt 2 und den Literaturhinweisen zitierten Europäischen Normen sind als DIN EN- bzw. DIN EN ISO-Normen mit gleicher Zählnummer veröffentlicht.

Für die zitierten Internationalen Normen, sofern sie nicht als DIN ISO-Normen mit gleicher Zählnummer veröffentlicht sind, gibt es keine nationalen Entsprechungen, außer für:

ISO 76	siehe	DIN ISO 76
ISO 281	siehe	DIN ISO 281

Krane — Konstruktion allgemein — Teil 3-6: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Maschinenbauteilen — Hydraulikzylinder

Appareils de levage à charge suspendue — Conception générale — Partie 3-6 : États limites et vérification d'aptitude — Vérins hydrauliques

Cranes — General design — Part 3-6: Limit states and proof of competence of machinery — Hydraulic cylinders

ICS:

Deskriptoren

Dokument-Typ: Europäische Norm

Dokument-Untertyp:

Dokument-Stage: CEN-Umfrage

Dokument-Sprache: D

STD Version 2.7g

Inhalt

	Seite
Europäisches Vorwort	6
Einleitung	7
1 Anwendungsbereich	8
2 Normative Verweisungen	8
3 Begriffe und Symbole	9
3.1 Begriffe	9
3.2 Terminologie	9
4 Allgemeines	10
4.1 Dokumentation	10
4.2 Werkstoffe für Hydraulikzylinder	11
4.2.1 Allgemeine Anforderungen	11
4.2.2 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte	11
5 Nachweis der statischen Festigkeit	12
5.1 Allgemeines	12
5.2 Grenzwerte der Bemessungsspannung	13
5.2.1 Allgemeines	13
5.2.2 Grenzwert der Bemessungsspannung in tragenden Bauteilen	13
5.2.3 Grenzwerte der Bemessungsspannung in Schweißverbindungen	14
5.3 Linearer Spannungsnachweis	15
5.3.1 Zu beachtende Details	15
5.3.2 Übliche Lastfälle und Randbedingungen	15
5.3.3 Zylinderrohr	16
5.3.4 Schweißnaht am Zylinderboden	18
5.3.5 Schweißnähte der Kolbenstange	18
5.3.6 Zylinderkopf	18
5.3.7 Zylinderrohr- und Kolbenstangengewinde	19
5.3.8 Gewindefreistich und Sicherungsdrahtrillen	19
5.3.9 Schweißnähte am Ölschluss	20
5.3.10 Anschlussschnittstellen mit dem Krantragwerk	20
5.4 Nichtlinearer Spannungsnachweis	20
5.4.1 Allgemeines	20
5.4.2 Standardzylinder mit Endmomenten	21
5.4.3 Stützbeinzylinder	21
5.5 Durchführung des Nachweises	22
5.5.1 Nachweis für tragende Bauteile	22
5.5.2 Nachweis für Schraubverbindungen	22
5.5.3 Nachweis für Schweißverbindungen	23
6 Nachweis der Ermüdungsfestigkeit	23
6.1 Allgemeines	23
6.2 Spannungsverläufe	23
6.3 Durchführung des Nachweises	25
6.4 Grenzwert der Bemessungsschwingbreite	25
6.5 Zu betrachtende Details	26
6.5.1 Allgemeines	26
6.5.2 Schweißnaht am Zylinderboden	26

6.5.3	Kerbspannung am Ölabschluss	29
6.5.4	Zylinderkopf.....	30
6.5.5	Kolbenstange	32
6.5.6	Zylinderkopfschrauben.....	33
6.5.7	Schweißnaht am Zylinderkopfflansch	34
6.5.8	Mechanische Verbindungsstellen.....	36
7	Nachweis der elastischen Stabilität.....	36
7.1	Allgemeines	36
7.2	Kritische Beullast.....	36
7.3	Grenzwert der Bemessungsdruckspannung	38
7.4	Durchführung des Nachweises.....	39
Anhang A (informativ) Kritische Beullast für übliche Knickfälle		40
A.1	Allgemeines	40
A.2	Knickfall A	41
A.3	Knickfall B	41
A.4	Knickfall C	42
A.5	Knickfall D	42
A.6	Knickfall E	42
A.7	Knickfall F	43
A.8	Knickfall G	43
Anhang B (informativ) Analyse II. Ordnung für zwei wichtige Fälle		44
B.1	Druckzylinder mit Endmomenten und Winkelversatz.....	44
B.2	Druckzylinder mit seitlichen Endkräften und Winkelversatz.....	45
B.3	Axialspannungen für die Fälle B.1 und B.2	46
Anhang C (informativ) Auswahl einer geeigneten Gruppe von Krannormen für eine gegebene Anwendung.....		47
Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der EU-Richtlinie 2006/42/EG (Maschinenrichtlinie).....		48
Literaturhinweise.....		49

Bilder

Bild 1 — Vollständiger Zylinder.....	9
Bild 2 — Zylinderkopf.....	10
Bild 3 — Kolben.....	10
Bild 4 — Prüfling für die Prüfung der Kerbschlagzähigkeit.....	11
Bild 5 — Zuglast senkrecht zur Walzebene	14
Bild 6 — Druckzylinder mit abgestütztem Boden	15
Bild 7 — Druckzylinder, angeflanscht, mit nicht abgestütztem Boden	15
Bild 8 — Zugzylinder oder Druckzylinder mit regenerativem Anschluss.....	16
Bild 9 — Druckzylinder mit Kolben in Kolbenendstellung.....	16
Bild 10 — Zugzylinder mit Kolben in Kolbenendstellung	16

Bild 11 — Spannungen im Zylinderrohr	16
Bild 12 — Schweißnaht am Zylinderboden	18
Bild 13 — Freistiche am Gewindeauslauf	19
Bild 14 — Angeschweißter Ölanschluss.....	20
Bild 15 — Zylinder mit Endmomenten aus Achsreibungen und Winkelversatz.....	21
Bild 16 — Stützbeinzylinder mit Belastung durch Querkraft und Winkelversatz	22
Bild 17 — Zylinderboden, gestützt (oberes Bild) und ungestützt (unteres Bild)	26
Bild 18 — Schweißnaht am Zylinderboden	26
Bild 19 — Biegemomente und Querkräfte im Mantel	27
Bild 20 — Kolbenseitiger Ölanschluss.....	29
Bild 21 — Rohrgewinde	30
Bild 22 — Freistich für das Rohrgewinde.....	31
Bild 23 — Sicherungsdrahtrille.....	31
Bild 24 — Gewinde an der Kolbenstange.....	32
Bild 25 — Schweißnähte an der Kolbenstange, Kehlnaht (links) und Fugennaht (rechts)	33
Bild 26 — Schweißnaht am Zylinderkopfflansch, Kehlnaht (links) und Fugennaht (rechts)	34
Bild A.1 — Übliche Knickfälle für Hydraulikzylinder.....	40
Bild A.2 — Knickfall A (regulärer Eulerfall 1).....	41
Bild A.3 — Knickfall B (wie Eulerfall 1, aber mit zwei unterschiedlichen Querschnitten)	41
Bild A.4 — Knickfall C (regulärer Eulerfall 2)	42
Bild A.5 — Knickfall D (wie Eulerfall 2, aber mit zwei unterschiedlichen Querschnitten).....	42
Bild A.6 — Knickfall E (zwei Eulerfälle 2 gekoppelt).....	42
Bild A.7 — Knickfall F (ein Eulerfall 2, der mit einer Drehfeder gekoppelt ist)	43
Bild A.8 — Knickfall G (regulärer Eulerfall 3).....	43
Bild B.1 — Druckzylinder mit Endmomenten und Winkelversatz.....	44
Bild B.2 — Druckzylinder mit seitlichen Endkräften und Winkelversatz.....	45
 Tabellen	
Tabelle 1 — Klassen S des Spannungsverlaufparameters s_3	25

Tabelle 2 — Kritische Beullast N_k für die Eulerschen Knickfälle (Eulerfälle).....	37
Tabelle 3 — Übliche Knickfälle für Hydraulikzylinder	38

Europäisches Vorwort

Dieses Dokument (prEN 13001-3-6:2016) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 147 „Krane — Sicherheit“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom BSI gehalten wird.

Dieses Dokument ist derzeit zur CEN-Umfrage vorgelegt.

Dieses Dokument wurde unter einem Mandat erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone dem CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinien.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinien siehe informativen Anhang ZA, der Bestandteil dieses Dokuments ist.

Einleitung

Diese Europäische Norm wurde erarbeitet, um eine harmonisierte Norm zu erstellen, die die mechanische Konstruktion und theoretische Verifizierung von Kranen unterstützt, damit die grundlegenden Gesundheits- und Sicherheitsanforderungen der Maschinenrichtlinie, geändert, erfüllt werden. Diese Norm schafft außerdem Schnittstellen zwischen dem Anwender (Käufer) und dem Konstrukteur sowie zwischen dem Konstrukteur und dem Bauteilhersteller, um eine Grundlage für die Auswahl von Kranen und deren Bauteile zu schaffen.

Diese Europäische Norm ist eine Typ-C-Norm, wie in EN ISO 12100:2010 angegeben.

Die behandelten Maschinen und der Umfang, in dem Gefährdungen, Gefährdungssituationen und Gefährdungsereignisse behandelt werden, sind im Anwendungsbereich dieser Norm angegeben.

Wenn die Anforderungen dieser Typ-C-Norm von den Anforderungen der Typ-A- oder Typ B-Normen abweichen, haben die Anforderungen dieser Typ-C-Norm für Maschinen, die nach den Anforderungen dieser Typ-C-Norm konstruiert und gebaut wurden, Vorrang vor den Anforderungen anderer Normen.

1 Anwendungsbereich

Diese Europäische Norm ist gemeinsam mit EN 13001-1, EN 13001-2 und EN 13001-3-1 anzuwenden sowie mit den einschlägigen EN-Produktnormen für Krane, die allgemeine Bedingungen, Anforderungen und Methoden festlegen, um so anhand der Konstruktion und der theoretischen Verifizierung mechanische Gefährdungen der Hydraulikzylinder, die Teil der lasttragenden Struktur von Kranen sind, zu verhindern. Hydraulikleitungen, -schläuche und -anschlüsse von Zylindern sowie Zylinder aus anderen Werkstoffen als Kohlenstoffstahl fallen nicht in den Anwendungsbereich der vorliegenden Norm.

Nachfolgend ist eine Auflistung der signifikanten Gefährdungssituationen und Gefährdungsereignisse aufgeführt, die während der bestimmungsgemäßen Verwendung und der vernünftigerweise vorhersehbaren Fehlanwendung zu Risiken für Personen führen können. Die Abschnitte 4 bis 7 der vorliegenden Norm sind notwendig, um Risiken in Verbindung mit den folgenden Gefährdungen zu mindern oder zu beseitigen:

- a) Überschreiten der Festigkeitsgrenzwerte (Fließgrenze, Bruch- und Ermüdungsfestigkeit);
- b) elastische Instabilität (knickstabähnliches Verhalten).

ANMERKUNG EN 13001-3-6 behandelt ausschließlich die Methode der Grenzzustände in Übereinstimmung mit EN 13001-1.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

EN 10083-2, *Vergütungsstähle — Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Stähle*

EN 10210-2, *Warmgefertigte Hohlprofile für den Stahlbau aus unlegierten Baustählen und aus Feinkornbaustählen — Teil 2: Grenzabmaße, Maße und statische Werte*

EN 10216-3, *Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen — Technische Lieferbedingungen — Teil 3: Rohre aus legierten Feinkornbaustählen*

EN 10277-2, *Blankstahlerzeugnisse — Technische Lieferbedingungen — Teil 2: Stähle für allgemeine technische Verwendung*

EN 10305-1, *Präzisionsstahlrohre — Technische Lieferbedingungen — Teil 1: Nahtlose kaltgezogene Rohre*

EN 10305-2, *Präzisionsstahlrohre — Technische Lieferbedingungen — Teil 2: Geschweißte kaltgezogene Rohre*

EN 13001-2, *Kransicherheit — Konstruktion allgemein — Teil 2: Lasteinwirkungen*

EN 13001-3-1:2012+A1:2013, *Krane — Konstruktion allgemein — Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken*

EN 13445-2, *Unbefeuerte Druckbehälter — Teil 2: Werkstoffe*

EN ISO 148-1:2010, *Metallische Werkstoffe — Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy — Teil 1: Prüfverfahren (ISO 148-1:2009)*

EN ISO 5817:2014, *Schweißen — Schmelzschweißverbindungen an Stahl, Nickel, Titan und deren Legierungen (ohne Strahlschweißen) — Bewertungsgruppen von Unregelmäßigkeiten (ISO 5817:2014)*

EN ISO 8495, *Metallische Werkstoffe — Rohr — Ringaufdornversuch (ISO 8495)*

EN ISO 12100:2010, *Sicherheit von Maschinen — Allgemeine Gestaltungsleitsätze — Risikobeurteilung und Risikominderung (ISO 12100:2010)*

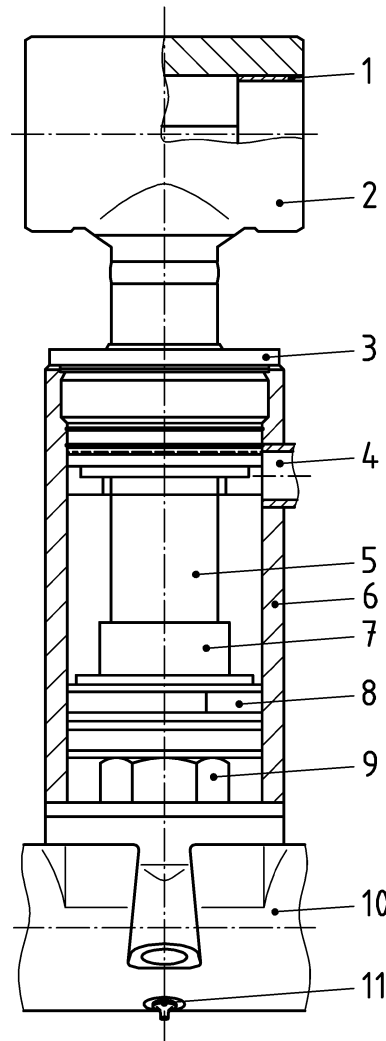
3 Begriffe und Symbole

3.1 Begriffe

Für die Anwendung dieses Dokuments gelten die Begriffe nach EN ISO 12100:2010.

3.2 Terminologie

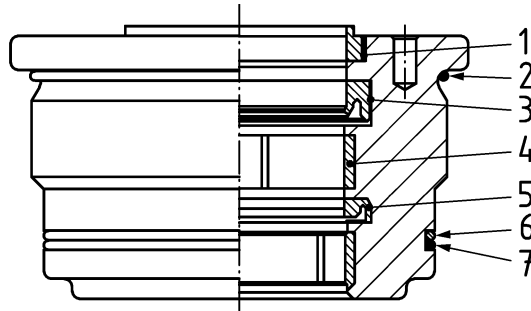
Die Benennungen für die Hauptbauteile eines Hydraulikzylinders, die in der vorliegenden Europäischen Norm verwendet werden, sind in den Bildern 1 bis 3 angegeben.



Legende

1	Buchse	2	Kolbenstangenkopf	3	Zylinderkopf	4	Ölanschluss
5	Kolbenstange	6	(Zylinder-)Rohr	7	Abstandhalter	8	Kolben
9	Schraubenmutter	10	Zylinderboden	11	Schmiernippel		

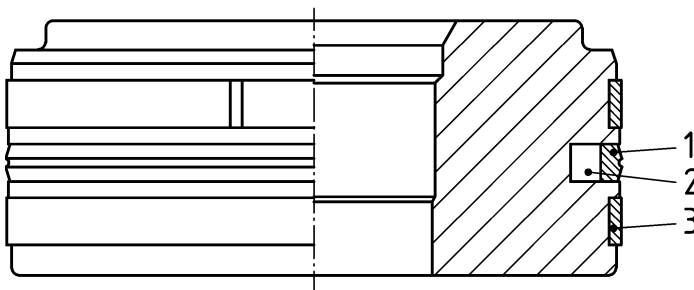
Bild 1 — Vollständiger Zylinder



Legende

- | | | | |
|-------------------------|-------------|---------------------------|---------------------|
| 1 Abstreifer | 2 O-Ring | 3 sekundäres Dichtelement | 4 Führungsring (2x) |
| 5 primäres Dichtelement | 6 Stützring | 7 O-Ring | |

Bild 2 — Zylinderkopf



Legende

- | | | |
|----------------|----------------|---------------------|
| 1 Dichtelement | 2 Druckelement | 3 Führungsring (2x) |
|----------------|----------------|---------------------|

Bild 3 — Kolben

ANMERKUNG Die vorstehenden Bilder zeigen spezifische Konstruktionsmerkmale, um die Terminologie beispielhaft darzustellen. Andere Konstruktionen dürfen verwendet werden.

4 Allgemeines

4.1 Dokumentation

Die Dokumentation zum Sicherheitsnachweis muss umfassen:

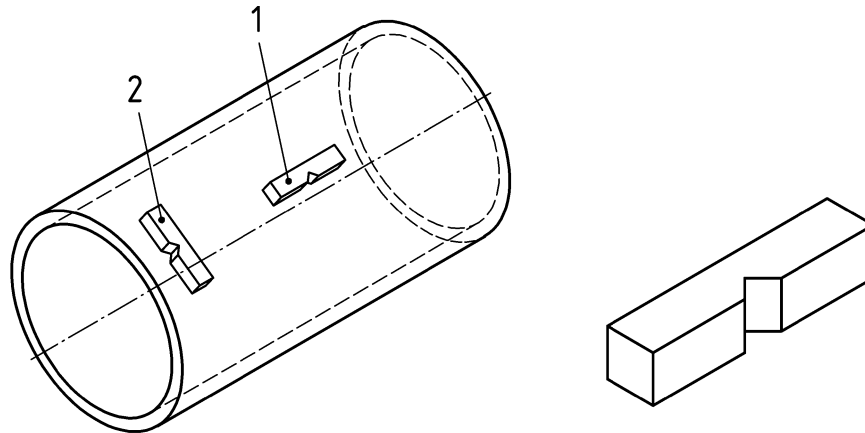
- Bemessungsannahmen mit Berechnungsmodellen;
- anwendbare Lasten und Lastkombinationen;
- Werkstoffsorten und Werkstoffgüte;
- Schweißnahtgüte nach EN ISO 5817:2014 und EN 13001-3-1:2012+A1:2013;
- relevante Grenzzustände;
- Ergebnisse aus der Berechnung des Sicherheitsnachweises und Prüfungen, sofern anwendbar.

4.2 Werkstoffe für Hydraulikzylinder

4.2.1 Allgemeine Anforderungen

Die Werkstoffe für Rohre und Stangen müssen die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Die Kerbschlagzähigkeit in Querrichtung muss nach EN ISO 148-1 geprüft werden und muss die in EN 13001-3-1:2012+A1:2013 angegebenen Anforderungen erfüllen. Prüflinge müssen in Querrichtung ausgeschnitten und derart hergestellt werden, dass die Achse der Kerbe senkrecht zur Rohroberfläche verläuft.



Legende

- 1 in Längsrichtung ausgeschnittener Prüfling
- 2 in Querrichtung ausgeschnittener Prüfling

Bild 4 — Prüfling für die Prüfung der Kerbschlagzähigkeit

- Falls es aufgrund der Werkstoffdicke oder der Rohrmaße nicht möglich ist, Prüflinge herauszuschneiden, muss der Rohrwerkstoff einen Ringaufdornversuch nach EN ISO 8495 bestehen.

4.2.2 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte

In Europäischen Normen sind Werkstoffe und spezifische Werte festgelegt. Die vorliegende Norm enthält eine bevorzugte Auswahl. Als Rohrwerkstoff müssen Stähle in Übereinstimmung mit den folgenden Europäischen Normen verwendet werden:

- EN 10083-2;
- EN 10210-2;
- EN 10216-3;
- EN 10277-2;
- EN 10305-1;
- EN 10305-2;
- EN 13445-2.

Unter der Voraussetzung, dass sie den folgenden Anforderungen entsprechen, dürfen alternativ andere Stahlsorten und Stahlgüten als die in diesem Abschnitt aufgelisteten verwendet werden:

- der Bemessungswert von f_y ist auf $f_u/1,05$ für Werkstoffe mit $f_u/f_y < 1,05$ begrenzt;
- die prozentuale Bruchdehnung beträgt $A \geq 14 \%$ bei einer Ausgangslänge $L_0 = 5,65 \times \sqrt{S_0}$ (wobei S_0 die ursprüngliche Querschnittsfläche ist).

Werkstoffsorten und Werkstoffgüten, die an der Montageschnittstelle eines Zylinders verwendet werden, müssen in Übereinstimmung mit EN 13001-3-1:2012+A1:2013 ausgewählt werden.

5 Nachweis der statischen Festigkeit

5.1 Allgemeines

Ein rechnerischer Nachweis der statischen Festigkeit ist dafür vorgesehen, übermäßige Verformungen durch Fließen des Werkstoffs, elastische Instabilität und Bruch von tragenden Bauteilen oder Verbindungen zu verhindern. Es werden die in EN 13001-2 angegebenen dynamischen Beiwerte verwendet, um äquivalente statische Lasten zu erzeugen, mit denen die dynamischen Einflüsse simuliert werden. Auch laststeigernde Einflüsse durch Verformung müssen berücksichtigt werden. Die Anwendung der Plastizitätstheorie für die Berechnung der Grenztragfähigkeit wird im Zusammenhang mit dieser Norm als nicht zulässig angesehen. Der Nachweis muss für tragende Bauteile und Verbindungen durchgeführt werden, wobei die ungünstigsten Lasteinwirkungen aus den Lastkombinationen A, B oder C nach EN 13001-2 zu berücksichtigen sind.

Die Zylinder sind entweder aktiv oder passiv. Aktive Zylinder bewegen sich und steigern dadurch die potentielle Energie des Krans. Passive Zylinder bewegen sich nicht oder sie bewegen sich und verringern dadurch die potentielle Energie des Krans. Indem die Kräfte, die vom Krantragwerk auf den Zylinder aufgebracht werden, nach EN 13001-2 berechnet werden, sind sie bereits um die Teillastbeiwerte γ_p und die maßgeblichen dynamischen Beiwerte erhöht. Die Gleichungen (1) und (2) ergeben den Bemessungsdruck p_{Sd} , der durch die Kräfte hervorgerufen wird, die durch das Krantragwerk auf den Zylinder wirken. Des Weiteren sind die Drücke, die durch interne Vorgänge im Hydraulikkreislauf hervorgerufen werden, zu betrachten und dem Bemessungsdruck p_{Sd} hinzuzufügen. Solche intern erzeugten Drücke können z. B. durch regenerative Anschlüsse, Druckabfall in der Rücklaufleitung oder Dämpfung hervorgerufen werden. Wird ein Zylinder als ein Bauteil bei einem höheren Druck als dem Bemessungsdruck p_{Sd} geprüft, muss dieser Lastfall ebenfalls im Nachweis der statischen Festigkeit berücksichtigt werden und der Prüfdruck ist mit einem Lastbeiwert γ_p von 1,05 zu multiplizieren.

Der Bemessungsdruck p_{Sd} in der kolbenseitigen Kammer oder in der kolbenstangenseitigen Kammer muss aus der Bemessungskraft F_{Sd} , unter Berücksichtigung der Krafrichtung und dem auf die Reibung zurückzuführenden Wirkungsgrad η des Zylinders, berechnet werden. Ein Beiwert Ψ für den Wirkungsgrad wird verwendet, um den Einfluss der Zylinderreibung zu berücksichtigen. Bei aktiven Zylindern besitzt Ψ den Wert $1/\eta$ und bei passiven Zylindern besitzt Ψ den Wert von η .

Für die kolbenseitige Kammer ergibt sich der Bemessungsdruck wie folgt:

$$p_{Sd} = \frac{4 \cdot F_{Sd}}{\pi \cdot D^2} \cdot \Psi \quad (1)$$

Dabei ist

F_{Sd} die äußere Bemessungskraft;

D der Kolbendurchmesser;

Ψ mit η gleichgesetzt für passive Zylinder und mit $1/\eta$ gleichgesetzt für aktive Zylinder.

Für die kolbenstangenseitige Kammer ergibt sich der Bemessungsdruck wie folgt:

$$p_{\text{sd}} = \frac{4 \cdot F_{\text{sd}}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \Psi \quad (2)$$

Dabei ist

- F_{sd} die äußere Bemessungskraft;
- D der Kolbendurchmesser;
- d der Stangendurchmesser;
- Ψ mit η gleichgesetzt für passive Zylinder und mit $1/\eta$ gleichgesetzt für aktive Zylinder.

Wenn keine begründeten Werte für den Wert η vorliegen, muss ein Wert von 1,1 für Ψ eingesetzt werden.

Die vorliegende Norm basiert auf Nennspannungen, d. h. Spannungen, die mithilfe der traditionellen Theorie der elastischen Festigkeit von Werkstoffen berechnet wurden, bei der im Allgemeinen die lokalen Spannungsungleichmäßigkeiten außer Acht gelassen werden. Wenn alternative Verfahren mit höherer Präzision für den Spannungsnachweis verwendet werden, wie z. B. die Finite-Elemente-Methode, kann die Verwendung solcher Spannungen für den in dieser Norm angegebenen Nachweis übermäßig konservative Ergebnisse erzielen.

5.2 Grenzwerte der Bemessungsspannung

5.2.1 Allgemeines

Die Grenzwerte der Bemessungsspannung müssen wie folgt berechnet werden:

$$\text{Grenzwerte der Bemessungsspannung } f_{\text{Rd}} = \text{Funktion}(f_{\text{k}}, \gamma_{\text{R}}) \quad (3)$$

Dabei ist

- f_{k} der charakteristische Wert (oder der Nennwert);
- γ_{R} der Gesamtwiderstandsbeiwert $\gamma_{\text{R}} = \gamma_{\text{m}} \times \gamma_{\text{s}}$;
- γ_{m} der allgemeine Widerstandsbeiwert $\gamma_{\text{m}} = 1,1$ (siehe EN 13001-2);
- γ_{s} der spezifische Widerstandsbeiwert für spezifische tragende Bauteile, wie im nachstehenden Abschnitt angegeben.

ANMERKUNG f_{Rd} ist äquivalent zu $R_{\text{d}}/\gamma_{\text{m}}$ in EN 13001-1.

5.2.2 Grenzwert der Bemessungsspannung in tragenden Bauteilen

Der Grenzwert der Bemessungsspannung f_{Rd} , der bei der Konstruktion von tragenden Bauteilen Anwendung findet, muss wie folgt berechnet werden:

$$f_{\text{Rd}\sigma} = \frac{f_{\text{y}}}{\gamma_{\text{Rm}}} \quad \text{für Normalspannungen} \quad (4)$$

$$f_{Rd\tau} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}\sqrt{3}} \quad \text{für Scherspannungen} \quad (5)$$

mit $\gamma_{Rm} = \gamma_m \times \gamma_{sm}$

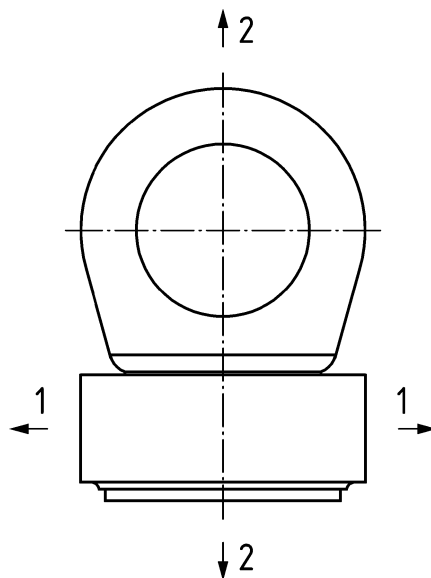
Dabei ist

f_y der Mindestwert der Fließgrenze des Werkstoffs;

γ_{sm} der spezifische Widerstandsbeiwert für den Werkstoff. Im Allgemeinen gilt $\gamma_{sm} = 0,95$.

In den beiden folgenden Fällen muss γ_{sm} jedoch höhere Werte aufweisen:

Bei Ringspannungen in den Zylindern, die aus einem geschweißten Rohrwerkstoff bestehen, ist $\gamma_{sm} = 1,1$. Bei Zugspannungen senkrecht zur Walzebene (siehe Bild 5) muss der Werkstoff senkrechte Lasten aushalten können und darf keine lamellenartigen Fehler aufweisen. In EN 13001-3-1:2012+A1:2013 sind die Werte von γ_{sm} für Werkstoffe, die senkrecht zur Walzebene belastet werden, festgelegt.



Beispiel eines Zylinderrohrbodens, bei dem Plattenstahl verwendet wird (geschweißte Öse). Das Bild zeigt eine Zuglast senkrecht zur Walzebene, wobei gilt:

Legende

- 1 Walzebene
- 2 Spannungs-/Lastrichtung

Bild 5 — Zuglast senkrecht zur Walzebene

5.2.3 Grenzwerte der Bemessungsspannung in Schweißverbindungen

Der Grenzwert der zulässigen Schweißnahtspannung $f_{w,Rd}$, der bei der Konstruktion von Schweißverbindungen Anwendung findet, muss EN 13001-3-1:2012+A1:2013 entsprechen.

5.3 Linearer Spannungsnachweis

5.3.1 Zu beachtende Details

Dieser Abschnitt enthält typische zu beachtende Details, die für den Nachweis der statischen Festigkeit maßgeblich sind. In Fällen oder unter den Bedingungen, die in der vorliegenden Norm nicht behandelt werden, müssen andere Quellen oder statische Druck-/Kraftprüfungen angewendet werden.

5.3.2 Übliche Lastfälle und Randbedingungen

Vor der Durchführung von Berechnungen müssen die Randbedingungen und Belastungen ermittelt werden. Typische zu bestimmende Bedingungen sind:

- äußere Kräfte und deren Richtungen;
- Art des Zylinders;
- Befestigung des Zylinderrohrs und der Kolbenstange an der Maschine;
- Kräfte/Spannungen durch Gewindevorspannung;
- Richtung der Schwerkraft.

Bei der Berechnung der statischen Festigkeit für Zylinder müssen verschiedene Lastfälle betrachtet werden.

Typische Lastfälle sind nachstehend in den Bildern 6 bis 10 dargestellt.

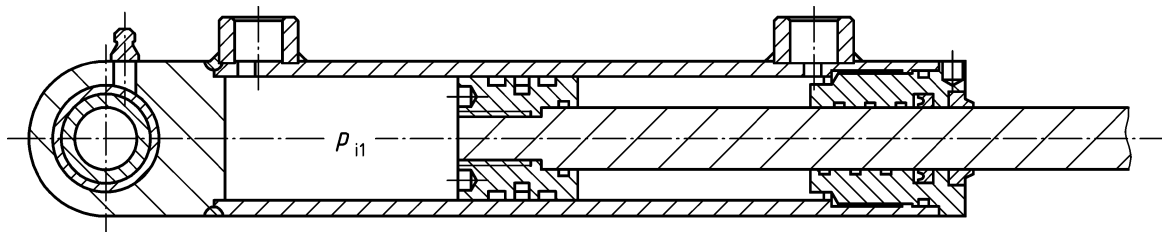


Bild 6 — Druckzylinder mit abgestütztem Boden

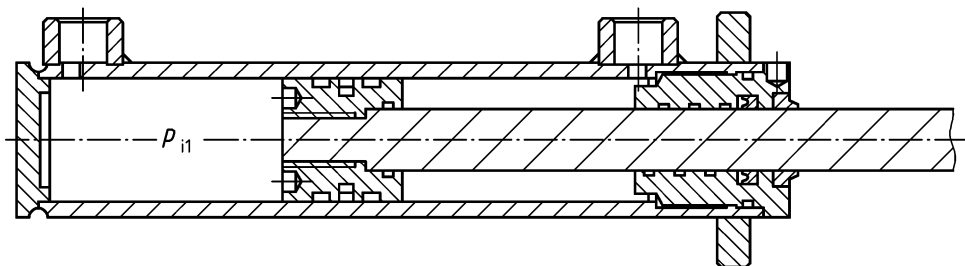


Bild 7 — Druckzylinder, angeflanscht, mit nicht abgestütztem Boden

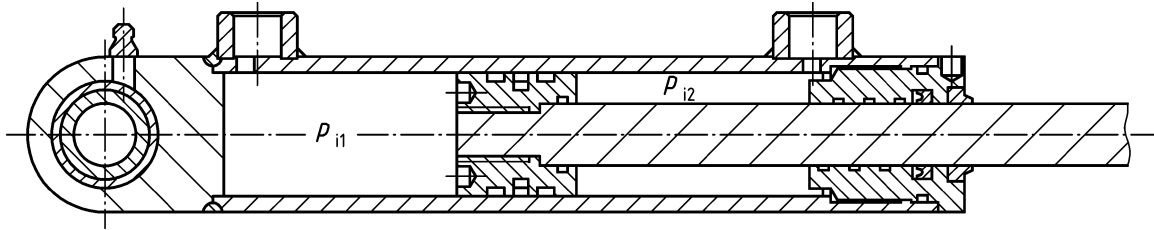


Bild 8 — Zugzylinder oder Druckzylinder mit regenerativem Anschluss

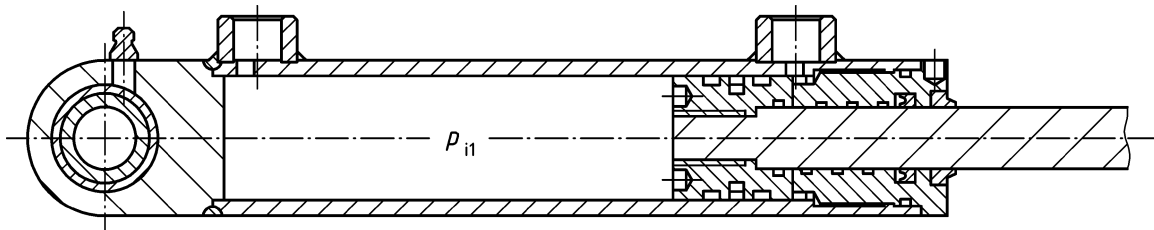


Bild 9 — Druckzylinder mit Kolben in Kolbenendstellung

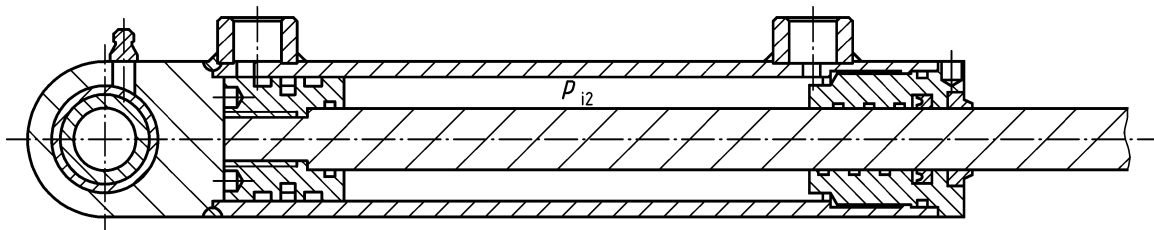


Bild 10 — Zugzylinder mit Kolben in Kolbenendstellung

Der ungünstigste Lastzustand oder die ungünstigste Lastkombination muss für die Berechnung der Spannung σ_{Sd} oder $\sigma_{w,Sd}$ für ein bestimmtes Bauteil verwendet werden.

5.3.3 Zylinderrohr

Spannungen im Zylinderrohr müssen aus drei Komponenten berechnet werden. Für die Berechnung jeder Komponente müssen die Kräfte und Drücke nach 5.3.2 bestimmt werden.

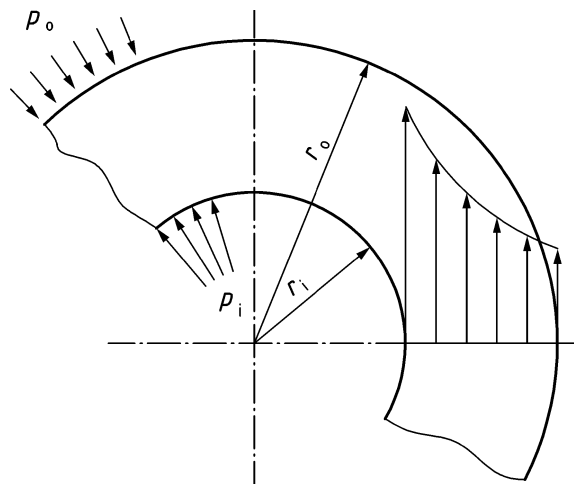


Bild 11 — Spannungen im Zylinderrohr

Die Schubspannung (Ringspannung) ergibt sich wie folgt:

$$\sigma_t(r) = p_i \cdot \frac{\left(\frac{r_o}{r}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_o}{r_i}\right)^2 - 1} + p_o \cdot \frac{\left(\frac{r_i}{r}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2 - 1} \quad (6)$$

Bei zylindrischen Schalen, wie Rohren oder Hohlstangen, die außerdem durch einen äußeren Druck beansprucht werden, muss eine Kombination von Innen- und Außendruck verwendet werden, die den größten absoluten Wert für die Schubspannung (Ringspannung) ergibt.

Die maximale Radialspannung im Rohr ergibt sich aus:

$$\sigma_r = p_i \quad (7)$$

Für den in Bild 6 dargestellten Zylinderaufbau ergibt sich die maximale Axialspannung im Rohr wie folgt:

$$\sigma_a = 0 \quad (8)$$

Für den in Bild 8 und in Bild 10 dargestellten Zylinderaufbau ergibt sich die maximale Axialspannung im Rohr wie folgt:

$$\sigma_a = \frac{p_{i2} \cdot (r_i^2 - r_r^2)}{r_o^2 - r_i^2} + M_b \cdot \frac{4 \cdot r_o}{\pi \cdot (r_o^4 - r_i^4)} \quad (9)$$

Für den in Bild 7 und in Bild 9 dargestellten Zylinderaufbau ergibt sich die maximale Axialspannung im Rohr wie folgt:

$$\sigma_a = \frac{p_{i1} \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + M_b \cdot \frac{4 \cdot r_o}{\pi \cdot (r_o^4 - r_i^4)} \quad (10)$$

Dabei ist

- r ein beliebiger Radius des Rohrs;
- r_i der Innenradius des Rohrs;
- r_o der Außenradius des Rohrs;
- r_r der Außenradius der Kolbenstange;
- p_i der Innendruck;
- p_{i1} der maximale Innendruck in der kolbenseitigen Kammer;
- p_{i2} der maximale Innendruck in der kolbenstangenseitigen Kammer;
- p_o der Außendruck;
- M_b ein Biegemoment, das am Zylinderrohr wirkt (z. B. Eigengewicht).

Die Mises-Vergleichsspannung muss wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{Sd} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_a^2 - \sigma_t \sigma_a - \sigma_t \sigma_r - \sigma_r \sigma_a} \quad (11)$$

5.3.4 Schweißnaht am Zylinderboden

Spannungen an den Schweißnähten der Zylinderböden müssen für die verschiedenen Lastfälle von 5.3.2 berechnet werden.

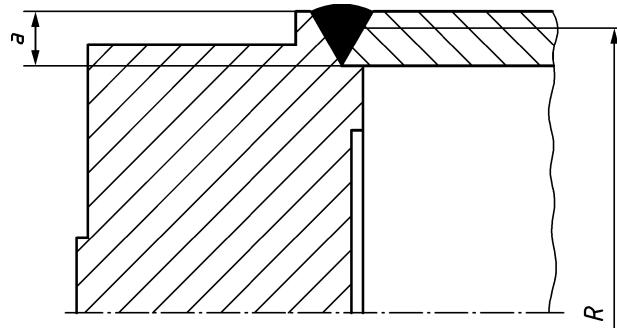


Bild 12 — Schweißnaht am Zylinderboden

Die Schweißnaht am Zylinderboden wird durch die Axialkraft im Rohr belastet, die vom Innendruck (Bild 7 und Bild 8) oder durch den Druckzylinder, bei dem sich der Kolben zur Kolbenendstellung (Bild 9) bewegt, hervorgerufen wird.

$$\sigma_{w,Sd} = \frac{F_{Sdt}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot a} \quad (12)$$

Dabei ist

- F_{Sdt} die axiale Bemessungskraft, die im Rohr wirkt;
- a die Schweißnahtdicke;
- R der mittlere Radius der Schweißnaht.

5.3.5 Schweißnähte der Kolbenstange

Spannungen an den Schweißnähten der Kolbenstange müssen für die verschiedenen Lastfälle von 5.3.2 auf die gleiche Weise wie für Schweißnähte an Zylinderböden berechnet werden.

$$\sigma_{w,Sd} = \frac{F_{Sdt}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot a} \quad (13)$$

Dabei ist

- F_{Sdw} die maximale Bemessungskraft, die auf die Kolbenstange wirkt;
- a die Schweißnahtdicke;
- R der mittlere Radius der Schweißnaht.

5.3.6 Zylinderkopf

Je nach Ausführung verfügt der Zylinderkopf über einen maßgebenden Spannungsquerschnitt A_c , der die kleinste Fläche ist, die mit der Axiallast beansprucht wird. Axiale Kräfte können durch den Innendruck, durch die äußere Kraft oder durch Vorspannkräfte hervorgerufen werden. Die Spannungen im Zylinderkopf müssen für die verschiedenen Lastfälle von 5.3.2 berechnet werden. Die Bemessungsspannung muss wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{Sd} = \frac{F_{Sdh}}{A_c} \quad (14)$$

Dabei ist

F_{Sdh} die maximale Bemessungskraft, die auf den Zylinderkopfdeckel wirkt;

A_c der kritische Spannungsquerschnitt für die axiale Kraft, die den Zylinderkopfdeckel hält.

5.3.7 Zylinderrohr- und Kolbenstangengewinde

Spannungen in Zylinderrohrgewinden und Kolbenstangengewinden müssen für die verschiedenen Lastfälle von 5.3.2 berechnet werden. Die Bemessungsspannung muss wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{Sd} = \frac{F_{Sdr}}{A_s} \quad (15)$$

Dabei ist

F_{Sdr} die maximale Bemessungskraft, die auf den Zylinderkopf oder auf den Kolbenstangenkopf wirkt;

A_s der Spannungsquerschnitt des Zylinderrohrs oder der Kolbenstange mit Gewinde (entspricht dem Spannungsquerschnitt der Schraube oder der Schraubenmutter).

5.3.8 Gewindefreistich und Sicherungsdrahtrillen

Spannungen in den Gewindefreistichen oder in den Sicherungsdrahtrillen müssen für die verschiedenen Lastfälle von 5.3.2 berechnet werden.

Die Bemessungsspannung muss wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{Sd} = \frac{F_{Sdu}}{A_c} \quad (16)$$

Dabei ist

F_{Sdu} die maximale Bemessungskraft, die auf den Freistich wirkt;

A_c der kritische Spannungsquerschnitt am Freistich oder an der Sicherungsdrahtrille.

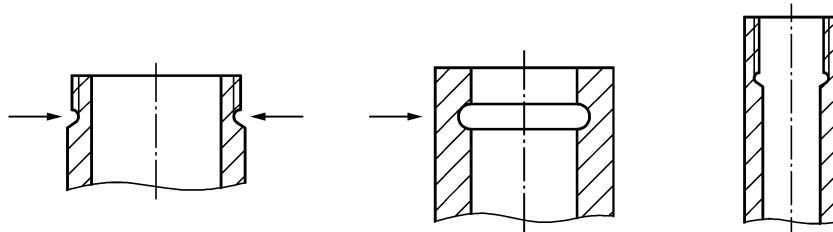


Bild 13 — Freistiche am Gewindeauslauf

5.3.9 Schweißnähte am Ölabschluss

Dieser Abschnitt betrachtet die an das Rohr angeschweißten Ölabschlüsse. Die Bemessungsspannung σ_{sd} muss wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{sd} = \frac{F_{sdo}}{A} \quad (17)$$

mit

$$A = \pi \cdot D_w \cdot a \quad (18)$$

und

$$F_{sdo} = \frac{p_{sd} \cdot \pi \cdot D_p^2}{4} \quad (19)$$

Dabei ist

- p_{sd} der kammerseitige Bemessungsdruck;
- D_p der druckbeeinflusste Durchmesser;
- a die Schweißnahtdicke;
- D_w der effektive Schweißnahtdurchmesser.

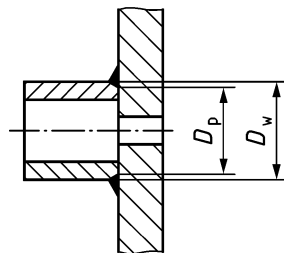


Bild 14 — Angeschweißter Ölabschluss

5.3.10 Anschlussschnittstellen mit dem Krantragwerk

Die Bemessungsspannungen in Bauteilen, die den Zylinder mit dem Krantragwerk verbinden, müssen nach EN 13001-3-1 berechnet werden.

5.4 Nichtlinearer Spannungsnachweis

5.4.1 Allgemeines

Der nichtlineare Spannungsnachweis berücksichtigt das Kraftgleichgewicht im verformten Zustand des Zylinders und kann eine wichtige Rolle spielen, wenn die Druckkraft zusammen mit dem Biegemoment oder der Querkraft wirkt, oder um den Winkelversatz zwischen Kolbenstange und Rohr, der auf das Spiel an den Führungsrings zurückzuführen ist, zu betrachten. Zusätzlich zum linearen Spannungsnachweis und zum Beulnachweis ist auch ein nichtlinearer Spannungsnachweis für die in diesem Abschnitt angegebenen Zylinderkonfigurationen erforderlich, es sei denn, der maximale Versatz δ_{max} ist klein genug. δ_{max} ist der maximale seitliche Versatz durch Endmomente oder Querkräfte und schließt jeden Winkelversatz zwischen dem Rohr und der Kolbenstange ein, ohne den Einfluss der Druckkraft zu berücksichtigen.

Der nichtlineare Spannungsnachweis darf entfallen, wenn $\delta_{\max}$ kleiner als $L/300$ ist, wobei L die Gesamtlänge des Zylinders ist. Besonders die beiden folgenden Fälle können einen nichtlinearen Spannungsnachweis erfordern.

Der nichtlineare Spannungsnachweis kann entweder mithilfe der FE-Methode oder mit den in Anhang B angegebenen analytischen Gleichungen durchgeführt werden. Wird die FE-Methode verwendet, dann muss zuerst ein linearer Beulnachweis durchgeführt werden, um die Knickfälle (Knickfiguren) zu ermitteln. Die Verformung des ersten Knickfalls des linearen Beulnachweises wird anschließend als Eingabegeometrie für den nichtlinearen Spannungsnachweis mithilfe der FE-Methode genutzt. Die Kräfte und Momente sind dann in der nichtlinearen Berechnung schrittweise zu erhöhen, bis der Grenzzustand jedes Elements oder die Volllasten erreicht sind.

5.4.2 Standardzylinder mit Endmomenten

Standardzylinder mit derselben Konfiguration wie im Knickfall D (siehe 7.2), belastet mit einer Druckkraft F und den Momenten M_1 und M_2 , die auf die Achsreibungen zurückzuführen sind, die an den Buchsen der Zylinderenden auftreten, und mit einem Winkelversatz α zwischen dem Zylinderrohr und der Kolbenstange, der durch das Spiel an den Führungsringen hervorgerufen wird, siehe Bild 15.



Bild 15 — Zylinder mit Endmomenten aus Achsreibungen und Winkelversatz

5.4.3 Stützbeinzylinder

Stützbeinzylinder, der mit einer Druckkraft F_A und einer Querkraft F_S belastet wird, und mit einem Winkelversatz α zwischen dem Zylinderrohr und der Kolbenstange, der durch das Spiel an den Führungsringen hervorgerufen wird, siehe Bild 16.

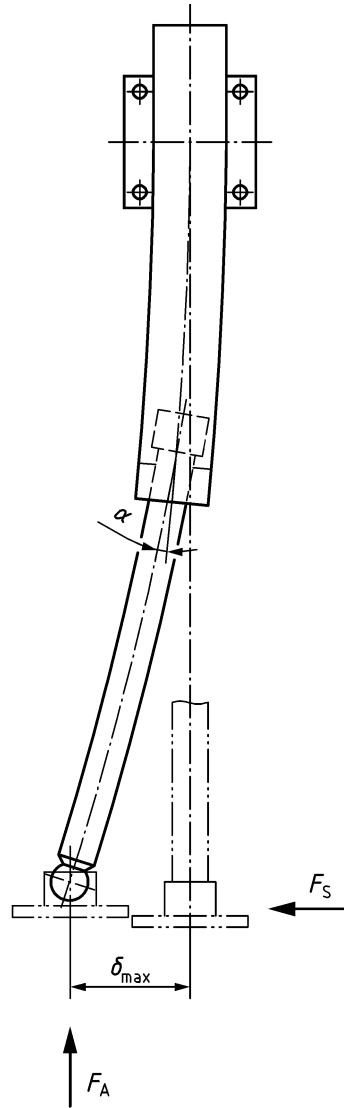


Bild 16 — Stützbeinzylinder mit Belastung durch Querkraft und Winkelversatz

5.5 Durchführung des Nachweises

5.5.1 Nachweis für tragende Bauteile

Für die lasttragenden Bauteile (z. B. Rohr, Stange, Anschlussstücke) muss nachgewiesen werden, dass:

$$\sigma_{Sd} \leq f_{Rd\sigma} \quad (20)$$

Dabei ist

σ_{Sd} die Bemessungsspannung. Die Mises-Vergleichsspannung darf als die Bemessungsspannung verwendet werden;

$f_{Rd\sigma}$ der dazugehörige Grenzwert der Bemessungsspannung nach 5.2.2.

5.5.2 Nachweis für Schraubverbindungen

Der Nachweis für Schraubverbindungen muss in Übereinstimmung mit EN 13001-3-1 erbracht werden.

5.5.3 Nachweis für Schweißverbindungen

Für die Schweißnaht muss nachgewiesen werden, dass:

$$\sigma_{w,Sd} \text{ und } \tau_{w,Sd} \leq f_{w,Rd} \quad (21)$$

Dabei ist/sind

$\tau_{w,Sd}$, $\sigma_{w,Sd}$ die Bemessungsspannungen der Schweißnaht (siehe EN 13001-3-1:2012+A1:2013, Anhang C);

$f_{w,Rd}$ der Grenzwert der Bemessungsspannung der Schweißnaht nach EN 13001-3-1:2012+A1:2013.

6 Nachweis der Ermüdungsfestigkeit

6.1 Allgemeines

Der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit dient der Vermeidung des Versagensrisikos eines Hydraulikzylinders unter zyklischer Belastung, das auf die Bildung und Ausbreitung von kritischen Rissen in lasttragenden Teilen zurückzuführen ist.

Zum Nachweis der Ermüdungsfestigkeit muss die Schadensakkumulation berechnet werden, die auf die veränderlichen Spannungsspiele zurückzuführen ist. In dieser Europäischen Norm wird die Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren und Miner durch die Spannungsverlaufsparameter reflektiert (siehe EN 13001-3-1:2012+A1:2013).

Der spezifische Widerstandsbeiwert für die Ermüdungsfestigkeit γ_{mf} ist in EN 13001-3-1:2012+A1:2013 definiert.

Der Grenzwert für die Bemessungsspannung eines Bauteils wird durch den charakteristischen Wert der Ermüdungsspannung $\Delta\sigma_c$ gekennzeichnet, der die Ermüdungsfestigkeit bei 2×10^6 Spannungsspielen mit konstanter Schwingbreite und einer Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_s = 97,7 \%$ darstellt (siehe EN 13001-3-1:2012+A1:2013).

Die Werte von $\Delta\sigma_c$ hängen von der Bewertungsgruppe der Schweißnaht ab. Die Bewertungsgruppen müssen EN ISO 5817:2014, Anhang C, entsprechen.

Der Ermüdungsversuch darf angewendet werden, um die Werte von $\Delta\sigma_c$ für diejenigen Bauteile zu ermitteln, die von den nachstehend angegebenen abweichen, oder um höhere Werte von $\Delta\sigma_c$ nachzuweisen, als die hier angegebenen. Solche Ermüdungsversuche müssen in Übereinstimmung mit EN 13001-3-1:2012+A1:2013 erfolgen.

6.2 Spannungsverläufe

Der Spannungsverlauf ist die numerische Darstellung aller Spannungsschwankungen, die für das Ermüdungsverhalten eine Rolle spielen. Spannungsverläufe sind entweder durch Spannungsnachweise oder durch Spannungsmessungen zu bestimmen, wobei in beiden Fällen die auf den Zylinder wirkenden Lasten simuliert werden.

Zum Nachweis der Ermüdungsfestigkeit werden Spannungsverläufe als einparametrische Darstellung der Häufigkeit von Schwingbreiten mithilfe eines Verfahrens wie dem Hysterese-Zählverfahren (Rainflow- oder Reservoir-Verfahren) veranschaulicht, bei dem der Einfluss der Mittelspannung unberücksichtigt bleibt.

Die Schwingbreiten werden nur durch ihren oberen und unteren Grenzwert beschrieben.

$$\Delta\sigma = \sigma_u - \sigma_b \quad (22)$$

Dabei ist

σ_u der obere Grenzwert der Schwingbreite;

σ_b der untere Grenzwert der Schwingbreite;

$\Delta\sigma$ die Schwingbreite.

Der Spannungsverlaufparameter s_3 ist wie folgt zu berechnen, basierend auf einer einparametrischen Darstellung der Spannungsverläufe während der Auslegungslbensdauer des Zylinders:

$$s_3 = v \times k_3 \quad (23)$$

Dabei ist

$$k_3 = \sum_i \left[\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\hat{\sigma}} \right]^3 \times \frac{n_i}{N_t} \quad (24)$$

$$v = \frac{N_t}{N_{\text{ref}}} \quad (25)$$

Dabei ist

v die relative Gesamtzahl der Häufigkeit von Schwingbreiten;

k_3 der Spannungskollektivbeiwert in Abhängigkeit von m ;

$\Delta\sigma_i$ die Schwingbreite i ;

$\Delta\hat{\sigma}$ die Auslegungsschwingbreite;

n_i die Zahl der Häufigkeit der Schwingbreite i ;

$N_t = \sum_i n_i$ die Gesamtzahl der Häufigkeit der Schwingbreiten während der Auslegungslbensdauer des Zylinders;

$N_{\text{ref}} = 2 \times 10^6$ die Referenzzahl der Spannungsspiele.

Je nachdem, welcher Teil eines Zylinders betrachtet wird, verhält sich die Schwingbreite entweder proportional zum äußeren Kraftbereich oder zum Druckbereich im jeweiligen Raum. Daher können die Schwingbreiten in Gleichung (24) durch die entsprechenden Kraftbereiche ΔF oder die Druckbereiche Δp ausgetauscht werden.

Im Allgemeinen besitzt der Spannungsverlaufparameter s_3 unterschiedliche Werte für unterschiedliche Teile eines Zylinders. Diese Werte stehen im Verhältnis zur Betriebsart und hängen deutlich von Folgendem ab:

- der Anzahl der Arbeitsspiele und dem äußeren Lastkollektiv;
- der Anzahl der Druckzyklen und dem dazugehörigen Druckkollektiv in der kolbenseitigen Kammer;
- der Anzahl der Druckzyklen und dem dazugehörigen Druckkollektiv in der kolbenstangenseitigen Kammer.

Bei spannungsarmgeglühten oder nicht geschweißten Bauteilen kann der Anteil der Druckspannung an der Schwingbreite auf 60 % verringert werden.

Die verschiedenen Teile der Zylinder können in die Klassen *S* des Spannungsverlaufsparmeters s_m eingeteilt werden. Die Klassifikation basiert auf $m = 3$ und ist in Tabelle 1 festgelegt. Wenn für den Nachweis der Ermüdungsfestigkeit für ein Zylinderbauteil eine Klasse *S* genannt wird, muss der Wert des Spannungsverlaufsparmeters s_3 nach Tabelle 2 verwendet werden. Der Sicherheitsnachweis für die Ermüdung darf entfallen, wenn der Wert des Spannungsverlaufsparmeters s_3 weniger als 0,001 beträgt.

Tabelle 1 — Klassen *S* des Spannungsverlaufsparmeters s_3

Klasse	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
s_3	0,002	0,004	0,008	0,016	0,032	0,063	0,125	0,25	0,5	1,0	2,0	4,0

Wenn eine einzige Spannungsverlaufsklasse *S* zur Kennzeichnung eines Zylinders verwendet wird, muss die im Zylinder auftretende strengste Klasse verwendet werden.

6.3 Durchführung des Nachweises

Für das betrachtete Bauteil muss nachgewiesen werden, dass:

$$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad (26)$$

$$\Delta\sigma_{Sd} = \max \sigma - \min \sigma \quad (27)$$

Dabei ist/sind

- $\Delta\sigma_{Sd}$ die Bemessungsschwingbreite (dieselbe wie $\Delta\hat{\sigma}$ in 6.2);
- $\max \sigma, \min \sigma$ die Grenzwerte der Bemessungsspannungen (Druckspannungen mit negativem Vorzeichen);
- $\Delta\sigma_{Rd}$ der Grenzwert der Bemessungsschwingbreite.

6.4 Grenzwert der Bemessungsschwingbreite

Der Grenzwert der Bemessungsschwingbreite ergibt sich wie folgt:

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[m]{s_3}} \quad (28)$$

Dabei ist

- $\Delta\sigma_{Rd}$ der Grenzwert der Bemessungsschwingbreite;
- $\Delta\sigma_c$ der charakteristische Wert der Ermüdungsfestigkeit;
- γ_{mf} der spezifische Widerstandsbeiwert für die Ermüdungsfestigkeit (siehe EN 13001-3-1:2012+A1:2013);
- s_3 der Spannungsverlaufsparmeter;
- m die inverse Steigung der Wöhlerlinie.

Wenn $m \neq 3$, dann stellt Gleichung (28) eine konservative Vereinfachung dar. Bei Kenntnis des tatsächlichen Spannungs-kollektivs darf eine ausführlichere Berechnung nach EN 13001-3-1:2012+A1:2013 durchgeführt werden.

6.5 Zu betrachtende Details

6.5.1 Allgemeines

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit den Bauteileinheiten, an denen Ermüdungserscheinungen auftreten können, die für den betrachteten Zylinder relevant sein können. Die charakteristischen Werte für die Ermüdungsfestigkeit sind für gebräuchliche Konstruktionen angegeben. Für andere Bauteileinheiten oder bei abweichenden Bedingungen sollten andere Quellen oder andere Ermüdungsversuche angewendet werden.

6.5.2 Schweißnaht am Zylinderboden

Der Zylinderboden kann entweder gestützt oder ungestützt ausgeführt sein, siehe Bild 17. Zudem überträgt im ungestützten Fall die Schweißnaht am Zylinderboden die Axiallast.

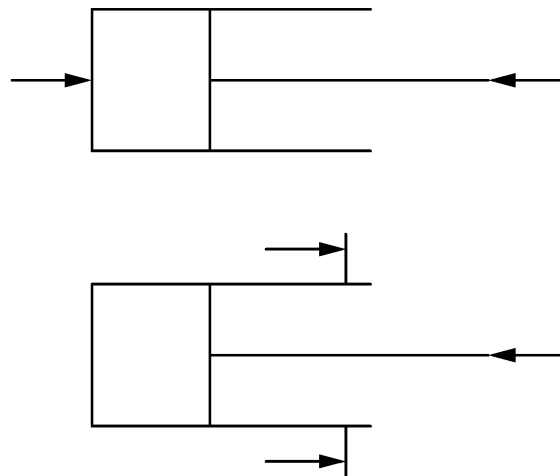


Bild 17 — Zylinderboden, gestützt (oberes Bild) und ungestützt (unteres Bild)

Zum Spannungsarmglühen der Schweißnaht am Zylinderboden darf ein Abstand x zwischen dem Zylinderboden und der Schweißnaht vorhanden sein, siehe Bild 18. Ohne das Spannungsarmglühen beträgt der Abstand x null.

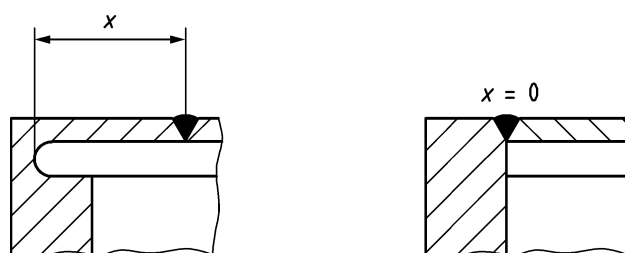
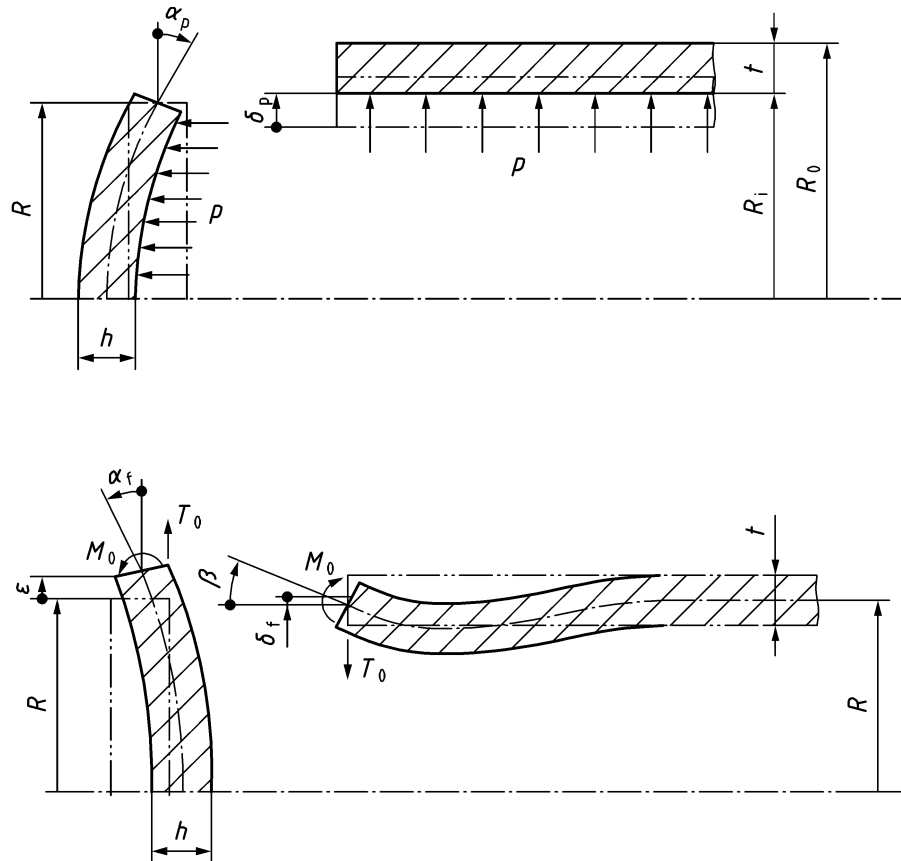


Bild 18 — Schweißnaht am Zylinderboden

Die interne Querkraft im Mantelabschnitt T_0 und das interne Biegemoment im Mantelabschnitt M_0 wirken am Übergang zwischen dem Zylinderrohr und dem Zylinderboden. Durch Kombination der beiden Gleichungen für den Versatz durch inneren Druck und durch innere Kräfte, und durch Gleichsetzen solcher Versätze am Übergang, werden die beiden folgenden Gleichungssysteme abgeleitet. Es gibt jeweils zwei Gleichungen für T_0 und für M_0 , die davon abhängen, ob der Zylinderboden gestützt oder ungestützt ist. Die Gleichungen (29) und (30) ergeben T_0 und M_0 für Zylinder mit gestütztem Boden, während die Gleichungen (31) und (32) T_0 und M_0 für Zylinder mit ungestütztem Boden ergeben.



Legende

oberer Teil: Versatz durch inneren Druck

unterer Teil: Versatz durch innere Kräfte am Übergang

Kompatibilität am Übergang: $\varepsilon = \delta_p + \delta_f$ und $\alpha_p + \alpha_f = \beta$. Bei gestütztem Boden $\alpha_p = \alpha_f = \beta = 0$.

Bild 19 — Biegemomente und Querkräfte im Mantel

Bei gestütztem Zylinderboden ergibt sich die interne Querkraft im Mantelabschnitt T_0 wie folgt:

$$T_0 = \frac{4h \cdot R \cdot \kappa^3 \cdot D_t \cdot R_i (R \cdot \kappa \cdot D_t + D_h + D_h \cdot \nu)}{t \cdot \Omega} \cdot \Delta p_{sd} \quad (29)$$

Bei gestütztem Zylinderboden ergibt sich das interne Biegemoment im Mantelabschnitt M_0 wie folgt:

$$M_0 = \frac{2\kappa^2 \cdot D_t \cdot R \cdot R_i \cdot h (D_h + D_h \cdot \nu - R \cdot h \cdot \kappa^2 \cdot D_t)}{t \cdot \Omega} \cdot \Delta p_{sd} \quad (30)$$

Bei Zylindern, bei denen die Steifigkeit des Bodens viel höher ist als die Steifigkeit des Rohrs, d. h. $h \gg t$, dürfen die Gleichungen (29) und (30) mit den beiden folgenden Gleichungen problemlos angenähert werden. Da die angenäherten Gleichungen konservative Ergebnisse bei $x = 0$ erzielen, vorausgesetzt $h \geq t$, dürfen sie in diesem Fall ebenfalls verwendet werden.

$$T_0 = \frac{4 \cdot D_t \cdot R \cdot R_i \cdot \kappa^3}{t} \cdot \Delta p_{sd} \quad (29a)$$

$$M_0 = \frac{T_0}{2 \cdot \kappa} \quad (30a)$$

Bei ungestütztem Zylinderboden ergibt sich die interne Querkraft im Mantelabschnitt T_0 wie folgt:

$$T_0 = \frac{\kappa^2 \cdot D_t \cdot h [8R \cdot R_i \cdot D_t \cdot \kappa^2 (2R - \nu \cdot R_i) + 8R_i \cdot D_h \cdot \kappa (1 + \nu) (2R - \nu \cdot R_i) + t \cdot R^3]}{4t \cdot \Omega} \cdot \Delta p_{\text{sd}} \quad (31)$$

Bei ungestütztem Zylinderboden ergibt sich das interne Biegemoment im Mantelabschnitt M_0 wie folgt:

$$M_0 = \frac{\kappa \cdot D_t [2t \cdot R^4 D_t \kappa^3 (1 - \nu) + 4h \cdot R_i D_h \kappa (1 + \nu) (2R - \nu \cdot R_i)]}{4t \cdot \Omega} - \frac{4h^2 R \cdot R_i D_t \kappa^3 (2R - \nu R_i) + h \cdot t \cdot R^3}{4t \cdot \Omega} \cdot \Delta p_{\text{sd}} \quad (32)$$

Dabei ist

$$\Omega = h \cdot D_h (1 + \nu) + 4R \cdot D_h \cdot D_t \cdot \kappa^3 (1 - \nu^2) + 4R^2 \cdot D_t^2 \cdot \kappa^4 (1 - \nu) + h \cdot R \cdot D_t \cdot \kappa (2 + h \cdot \kappa);$$

$$D_h = \frac{h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)};$$

$$D_t = \frac{t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)};$$

$$\kappa = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \nu^2)}{t^2 \cdot R^2}};$$

R_i der Innenradius des Rohrs;

R der mittlere Radius des Rohrs (d. h. $R = R_i + t/2$);

t die Rohrwanddicke;

h die Dicke des Zylinderbodens;

ν die Poissonzahl ($\nu = 0,3$ für Stahl);

Δp_{sd} der kolbenseitige Bemessungsdruckbereich.

Die Schwingbreite der Biegespannung $\Delta \sigma_b(x)$ im Abstand x zum Zylinderboden ergibt sich wie folgt:

$$\Delta \sigma_b(x) = \pm 6 \cdot e^{-\kappa \cdot x} \cdot \frac{M_0 \cdot (\sin(\kappa \cdot x) + \cos(\kappa \cdot x)) - \frac{T_0}{\kappa} \cdot \sin(\kappa \cdot x)}{t^2} \quad (33)$$

wobei das Pluszeichen die Rohrinneenseite und das Minuszeichen die Rohraußenseite bezeichnet.

Die Schwingbreite der Membranspannung $\Delta \sigma_m$ hängt von der Bodenunterstützung ab und ergibt sich wie folgt:

$$\text{Gestützter Boden:} \quad \Delta \sigma_m = 0$$

$$\text{Ungestützter Boden:} \quad \Delta \sigma_m = \frac{R_i^2}{2 \cdot R \cdot t} \cdot \Delta p_{\text{sd}}$$