

UNTERSUCHUNG VON FLANSCHKONSTRUKTIONEN

L. VARGA

Institut für Maschinenkonstruktionslehre,
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen am 20 Juni 1984

Summary

This paper treats the determination of the strength in the flanged connections of tubes and pressure vessels. The connected flanges together with sealing and screws are considered as an elastic structure. It introduces the term of rigidity factor and a calculation method for its determination.

Knowing the rigidity factor the screw force necessary for preloading can also be calculated, which when applied an advantageous force-balance can be expected. The introduced calculation method with slight modification can also be used in the elastic-plastic state of the flange-structure.

Einleitung

Die Grundlagen der konventionellen Vorschriften für den Festigkeitsnachweis der Flanschverbindungen sind im wesentlichen in der Fachliteratur [1] zu finden. Diese Vorschriften befassen sich in der Regel nur mit der Berechnung der maßgebenden und zulässigen Spannungen in genormten Flanschen. Sie betrachten jedenfalls nicht die in den an die Flanschen sich anschließenden und deren Verdrehung folgenden Schalen auftretenden zusätzlichen Spannungen, obwohl sie gefährlich und maßgebend sein können. Außerdem nehmen sie an, daß die im Betriebszustand der Flanschkonstruktion wirkenden Schrauben — und Dichtungskräfte (F_{SB} bzw. F_{DB}) unabhängig von der Vorspannung (F_{SO}) und der Neigung (κ) bzw. der Torsionsfederrate (K) der Flanschen mit Hilfe der Formeln $F_{SB} = F_{Dmin} + F_P$ und $F_{DB} = F_{Dmin}$ berechnet werden können und konstant sind. Es ist aber bekannt, daß neben den elastischen Flanschen auch die Dichtung und die Schrauben elastisch sind und die in denen auftretenden Kräfte durch die infolge der Flanschneigung hervorgerufene Zwangsbewegung bestimmt sind. So sind im Falle solcher Konstruktionen, wo die Flanschneigung beträchtlich, und von der Temperatur (T) und Belastungszeit (t) stark abhängig ist (zB. bei Kunststoff-flanschen), die auf die oben erwähnten Annahmen basierenden Berechnungsmethoden überhaupt nicht anwendbar. Glücklicherweise gibt es in Fachliteratur [2, 3] auch solche Modelle und Methoden, die die Wirklichkeit besser approximieren, wo die Schrauben und die Dichtung bereits als elastische Elemente betrachtet werden und die in ihnen wirkenden Kräfte unter Berücksichtigung der elastischen Flanschneigung bestimmt werden. Weil diese Modelle und

Berechnungsmethoden mit Hilfe der Methode der finiten Elemente weiter verbessert werden können, wurde das Ziel gesetzt ein genaueres Berechnungs- und Belastungsmodell, eine Berechnungsmethode zu entwickeln, die bei Metall-, Kunststoff- und Metall-kunststoffkonstruktionen gleicherweise zu zuverlässigen und für die Praxis leicht anwendbaren Formeln führt.

Das zu beweisen ist die Aufgabe dieses Aufsatzes. Dementsprechend sollen hier die wichtigsten Ergebnisse einiger Berechnungen auch vorgestellt werden. Es soll bemerkt werden, daß die Untersuchungsergebnisse der Metallflansche schon veröffentlicht wurden [4].

Flanschkonstruktion und Belastungsmodell

Die Untersuchungen wurden an einer in Abb. 1. dargestellten, bei Flanschverbindungen von Rohren und Druckbehältern gebrauchten Flanschkonstruktion durchgeführt. Unter Flanschkonstruktion wird — wie es auch zu

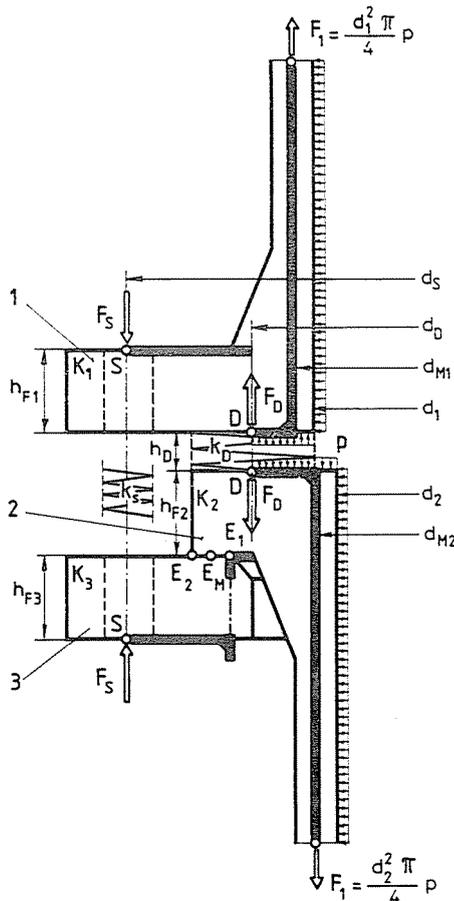


Abb. 1

sehen ist — das Kollektiv der Flansche mit den sich anschließenden Schalen (die Rohrlänge ist nicht kleiner als die Dämpfungslänge), der sich wie Federn verhaltenden Schrauben mit den Federraten k_S und k_D sowie der Dichtung verstanden. Die Flanschen selbst können durch die im Bild mit dicken Linien gekennzeichneten Gerüste ersetzt werden. Die Torsionsfederraten der Gerüste sind K_1 , K_2 und K_3 , welche mit dem vom Einheitsmoment verursachten Neigungswinkel korrespondieren.

Die Belastung aufgrund des inneren Überdrucks (p) wird in der gewohnten Weise berechnet:

$$F_P = F_1 + F_2 = \frac{d_D^2 \pi}{4} p.$$

Die Schraubenkraft (F_S) und die Dichtungskraft (F_D) werden entsprechend der der relativen Neigung der Flansche (κ) folgenden Verschiebungen (u_D und u_S) bestimmt.

Kräftespiel der Flanschkonstruktion

Es soll angenommen werden, daß die Schrauben mit der Vorspannkraft F_S angezogen werden. Dementsprechend wird die auf die Dichtung wirkende, das Gleichgewicht sichernde Kraft $F_{DO} = F_{SO}$. Die Schraubenkraft muß so groß gewählt werden, daß sie im vorgespannten Zustand die zur Deformation der Dichtung notwendige Kraft S_D erreicht und gleichzeitig im Betriebszustand eine Spannkraft $F_P + F_{D_{\min}}$ sichert. Weil im vorgespannten Zustand sowie im Betriebszustand die auf die Flanschkonstruktion wirkenden Kräfte den Zusammenhängen

$$F_{SO} = F_{DO} \geq S_D \quad (1)$$

$$F_{SB} = F_{SO} + F_P - \Delta F_P \geq F_{D_{\min}} + F_P \quad (2)$$

$$F_{DB} = F_{DO} - \Delta F_D \quad (3)$$

folgen (Abb. 2), sind die obenstehenden Bedingungen mit der Schraubenkraft

$$S_D \leq F_{SO} \geq F_{D_{\min}} + \Delta F_D \quad (4)$$

gesichert.

Um die die Vorspannung beeinflussende Verminderung der Dichtungskraft ΔF_D zu bestimmen, soll der Begriff des Steifheitsfaktors eingeführt werden, der zweckmäßig mit der Formel

$$D_F = \frac{\Delta F_D}{F_P} \quad (5)$$

definiert wird.

So wird die zum Vorspannen nötigen Schraubenkraft

$$F_{SO} = F_{Dmin} + D_F F_P \quad (6)$$

wo D_F selbstverständlich bekannt sein muß.

Entsprechend den Gleichungen (2), (3), (5) und (6) sind die im Betriebszustand auftretenden Schrauben- und Dichtungskräfte:

$$F_{SB} = F_{Dmin} + F_P \quad (7)$$

$$F_{DB} = F_{Dmin} \quad (8)$$

Nach den Bisherigen ist es eindeutig, daß die im Betriebszustand nötigen Schrauben- und Dichtungskräfte (ein entsprechendes Kräftespiel der Flanschkonstruktion) nur so gesichert werden können, wenn die Vorspannung mit einer aufgrund der Gleichung (6) berechneten Kraft vorgenommen wird.

Steifheitsfaktor der Flanschkonstruktion

Um den das Kräftespiel der Flanschkonstruktion beeinflussenden Faktor D_F zu bestimmen sollen die Änderungen der Schrauben- und Dichtungskräfte sowie der mit denen verbundenen Verdrehungen und Verschiebungen untersucht werden. Dazu dient Abb. 2., wo die auf die einzelnen Flansche wirkenden Kräfte sowie die Verdrehungen und Verschiebungen im vorgespannten Zustand und im Betriebszustand dargestellt sind.

Aufgrund von Abb. 2. ist die Zurückfederung der Dichtung im Betriebszustand:

$$\Delta u_D = \Delta u_{D1} + \Delta u_{D2} = \Delta u_{S1} + \Delta u_{S3} + l_{D1} \Delta \kappa_1 + l_{D2} \Delta \kappa_2 + l_3 \Delta \kappa_3. \quad (9)$$

Die Winkelausschläge sind mit Hilfe der Torsionsfederraten und der Belastungsmomente der einzelnen Flansche zu berechnen.

$$\Delta \kappa_1 = K_1 \Delta M_1 = K_1 (\bar{l}_{P1} F_P - l_{D1} \Delta F_D) \quad (10)$$

$$\Delta \kappa_2 = K_2 \Delta M_2 = K_2 (\bar{l}_{P2} F_P - l_{D2} \Delta F_D) \quad (11)$$

$$\Delta \kappa_3 = K_3 \Delta M_3 = K_3 l_3 (F_P - \Delta F_D). \quad (12)$$

Die in den Gleichungen (10), (11) und (12) auftauchenden Kraftärme \bar{l}_{P1} und \bar{l}_{P2} sind eigentlich die korrigierten Ärme der Kraft F_P . Sie sind entsprechend Abb. 3 interpretierbar. Aufgrund der Abb. ist es einfach einzusehen, daß die korrigierten Kraftärme

$$\bar{l}_P = l_P \left(1 + \frac{\Delta l_P}{l_P} \right) = l_P \left(1 + \frac{\Delta \kappa_P}{\kappa_P} \right) \quad (13)$$

sind. Natürlich müssen vorher $\Delta \kappa_P$ und κ_P bestimmt werden. Es verlangt

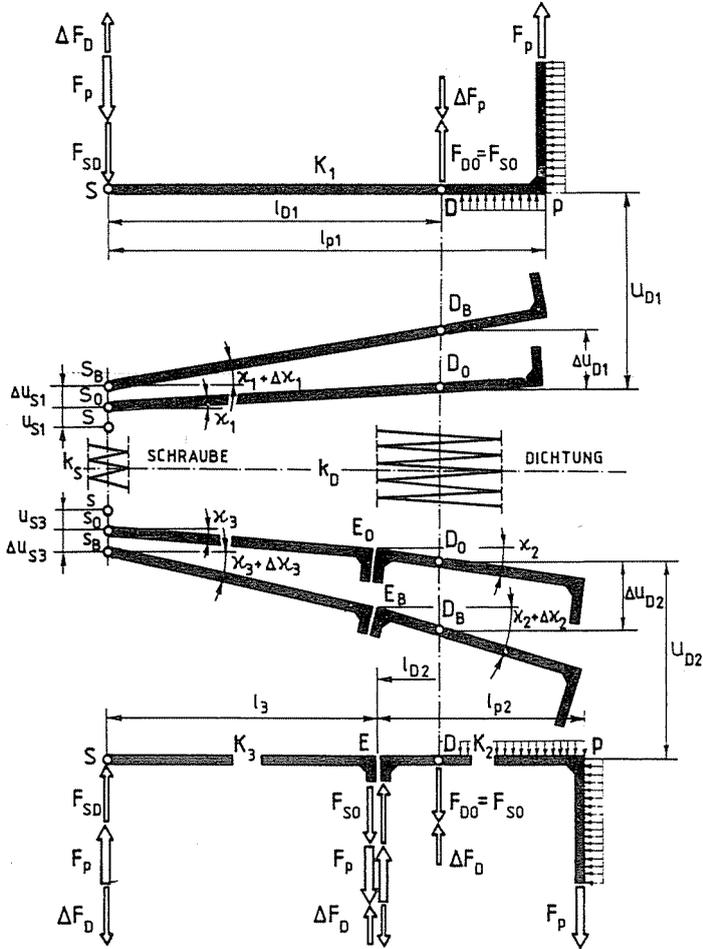


Abb. 2

weitere Erklärung, wie der in Gleichung (12) befindliche Kraftarm l_{D2} richtig aufgefaßt werden muß. Entsprechend Abb. 1 und 2 ist es zu sehen, daß in den Fällen

$$\begin{aligned} \kappa_2 + \Delta\kappa_2 > \kappa_3 + \Delta\kappa_3: & \quad l_{D2} = \overline{E_1 D} \\ \kappa_2 + \Delta\kappa_2 < \kappa_3 + \Delta\kappa_3: & \quad l_{D2} = \overline{E_2 D} \\ \kappa_2 + \Delta\kappa_2 = \kappa_3 + \Delta\kappa_3: & \quad l_{D2} = \overline{E_M D}, \end{aligned}$$

(natürlicherweise wird sich der Kraftarm l_{p2} entsprechend des Berührungspunktes der Flansche 2 und 3 sinngemäß ändern).

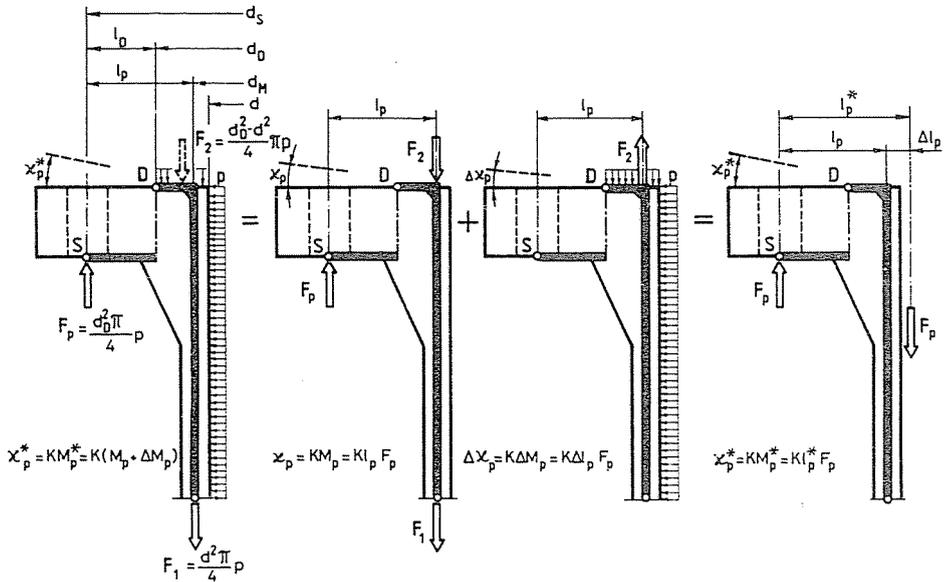


Abb. 3

Die Zurückfederung der Dichtung und die Verlängerung der Schrauben lassen sich mit Hilfe ihrer Federraten und der in ihnen auftretenden Kräfte sowie ihrer Wärmedehnung angeben:

$$\Delta u_D = k_D \Delta F_D + \alpha_D h_D (T_D - T_0) \quad (14)$$

$$\Delta u_S = \Delta u_{S1} + \Delta u_{S3} = k_S (F_p - \Delta F_D) + \alpha_S h_S (T_S - T_0). \quad (15)$$

Setzt man die Beziehungen (10), (11), (12), (14) und (15) in Gleichung (9) ein, so ergibt sich die folgende Gleichung:

$$\begin{aligned}
 k_D \Delta F_D + \alpha_D h_D (T_D - T_0) &= k_S (F_p - \Delta F_D) + \alpha_S h_S (T_S - T_0) + \\
 &+ l_{D1} K_1 (l_{P1}^* F_p - l_{D1} \Delta F_D) + l_{D2} K_2 (l_{P2}^* F_p - l_{D2} \Delta F_D) + \\
 &+ l_3^2 K_3 (F_p - \Delta F_D).
 \end{aligned} \quad (16)$$

Aufgrund (16) läßt sich die Steifheitsrate $D_F = \frac{\Delta F_D}{F_p}$ wie folgt berechnen:

$$D_F = \frac{l_{D1} l_{P1} K_1 + l_{D2} l_{P2} K_2 + l_3^2 K_3 + k_S + \Delta \bar{\lambda}}{l_{D1}^2 K_1 + l_{D2}^2 K_2 + l_3^2 K_3 + k_D + k_S} \quad (17)$$

wobei

$$\Delta \bar{\lambda} = \frac{\alpha_S h_S (T_S - T_0) - \alpha_D h_D (T_D - T_0)}{F_p} \quad (18)$$

ist.

Es ist zu sehen, daß die Steifheitsrate aufgrund der Abmessungen, der elastischen Eigenschaften und der Temperaturverhältnisse der Flanschkonstruktion leicht bestimmt werden kann. Wenn aber der Faktor D_F bekannt ist, kann die zum Vorspannen nötige und im Betriebszustand ein günstiges Kräftespiel sichernde Schraubenkraft berechnet werden.

Untersuchungen und Ergebnisse

Von den das Kräftespiel und den Spannungszustand der Flanschkonstruktion bestimmenden Faktoren ist allein die Berechnung der Änderung der Dichtungskraft ΔF_D etwas komplizierter als üblich, weil sie nur dann bestimmt werden kann, wenn die Torsionsfederraten (K_1, K_2, K_3) und die korrigierten Ärmel (l_{P1}, l_{P2}) der Kraft F_P der Flanschkonstruktion bekannt sind. Sie zu berechnen ist aufgrund der klassischen Methoden enorm schwierig, mit Hilfe der Methode der finiten Element dagegen eine Routinearbeit.

Nach den durchgeführten Berechnungen, deren wichtigste Ergebnisse im untenstehenden bekannt gemacht werden, scheint es wenigstens so. Im folgenden wird es angenommen, daß das Flanschpaar aus gleichen Flanschen besteht (die Flansche 1, 2 und 3 sind gleich).

In Abb. 4 sind unter anderem die Form und Abmessungen der untersuchten Flanschkonstruktion dargestellt. Der Bund (2) und das an ihn

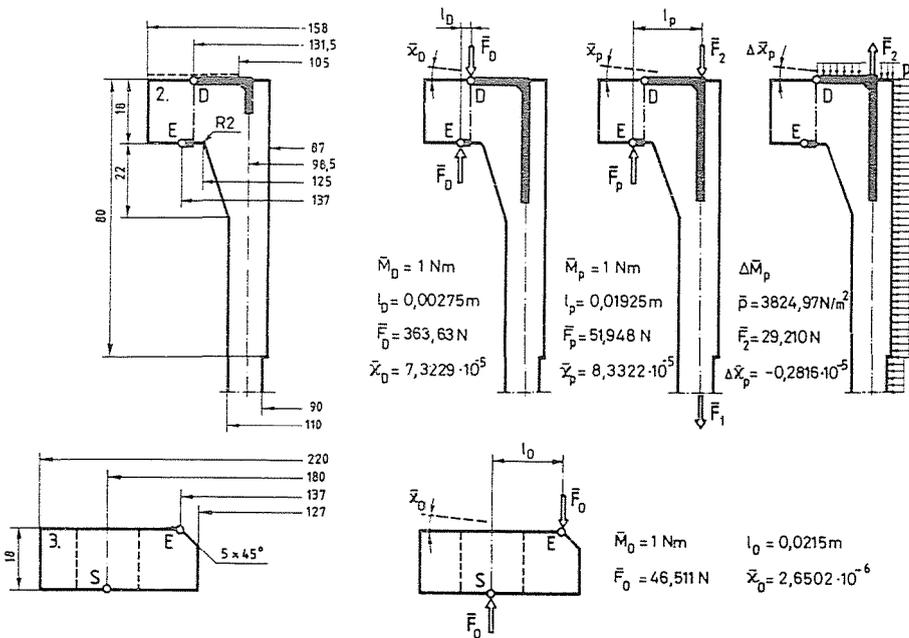


Abb. 4

sich anschließende Rohr wurde aus Polyäthylen ($E_0 \cong 900 \text{ N/mm}^2$, $\nu_0 \cong 0,4$), der Losflansch dagegen aus Baustahl ($E = 206000 \text{ N/mm}^2$) hergestellt. Die während der Berechnung angenommenen Einheitsmomente $[M]$ und Kräfte $[F]$ sowie die verursachten Neigungswinkel sind ebenfalls in Abb. 4 gezeigt. Laut Abb. 2, 3 und 4

$$\text{sind} \quad K_2 \equiv \bar{\kappa}_P = 8,3322 \cdot 10^{-5} \quad 1/\text{Nm}$$

$$\text{sowie} \quad K_3 \equiv \bar{\kappa}_0 = 2,6502 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{Nm}$$

$$l_{P2}^* = l_{P2} \left(1 + \frac{\Delta \kappa_P}{\kappa_P} \right) = 0,0186 \text{ m.}$$

Das Kräftespiel und der Spannungszustand der Flanschkonstruktion wurde bei einem Innendruck $p = 1 \text{ N/mm}^2$ untersucht. Innen- und Außendurchmesser der Dichtung sind $d_{D1} = 105 \text{ mm}$ bzw. $d_{D2} = 158 \text{ mm}$, die Dichtungshöhe beträgt $h_D = 1,8 \text{ mm}$ und der Elastizitätsmodul der Dichtung ist $E_D \cong 85 \text{ N/mm}^2$. Die Vorverformungskraft beträgt bei ebener Dichtungsoberfläche $F_{D\min} \cong 3000 \text{ N}$. Die Flanschverbindung wird mit $n = 8$ Stahlschrauben vom Durchmesser $d_0 = 16 \text{ mm}$ verbunden. Mit den angegebenen Werten lassen sich die Federraten berechnen zu

$$k_S = \frac{4[2(h_{F2} + h_{F3}) + h_D]}{E n d_0^2 \pi} = 2,2282 \cdot 10^{-10} \quad \text{m/N}$$

$$k_D = \frac{4h_D}{(d_{D2}^2 - d_{D1}^2)\pi E_D} = 19,3531 \cdot 10^{-10} \quad \text{m/N.}$$

Der Steifheitsfaktor der Flanschkonstruktion wird entsprechend der Gleichung (17) und den bereits angegebenen Werten ($\Delta \bar{\lambda} = 0$) $D_F = 1,9078$. Weil die Flanschkonstruktion aufgrund des Innendrucks mit der Kraft

$$F_P = \frac{d_D^2 \pi}{4} p = 13574 \quad \text{N}$$

belastet wird, muß die zum Vorspannen nötigen Schraubenkraft entsprechend Gleichung (6)

$$F_{SO} = F_{D\min} + D_F F_P = 28900 \quad \text{N}$$

sein. Diese Kraft verringert sich selbstverständlich gemäß Gleichung (7) auf den Wert

$$F_{SB} = F_{D\min} + F_P = 16574 \quad \text{N.}$$

Es kann von Interesse sein, daß die mittels der Methode der finiten Elemente berechneten, in Flanschkonstruktion vorhandenen, maßgebenden

Spannungen in Abb. 5 demonstriert werden. Hier sind der Umriß und die Neigung sowie die Werte der in der Außenfaser parallel der Erzeugungslinie (σ_1) und in tangentialer Richtung (σ_2) im Betriebszustand auftretenden Spannungen dargestellt.

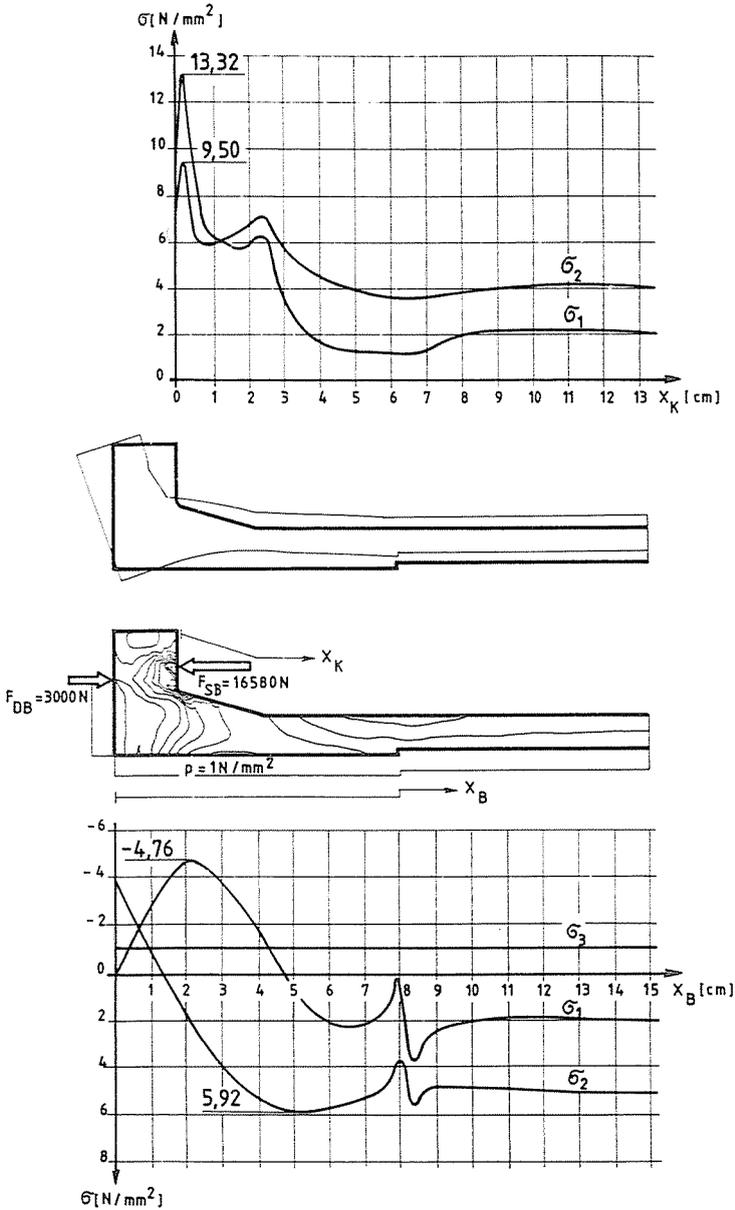


Abb. 5

Abb. 6 gibt weitere Informationen. Hier sind die Ergebnisse der Berechnungen und Messungen einer Baustahl-Flanschkonstruktion zu sehen. Aus der Literatur [4] entnommene Spannungsverläufe zeigen eine ausgeprägte Spannungsanhäufung im Flanschenhals. Demzufolge kann es vorkommen, daß die dortigen Querschnitte sich elastisch-plastisch, sogar auch rein plastisch deformieren. Der neue Zustand hat natürlicherweise die Änderung der

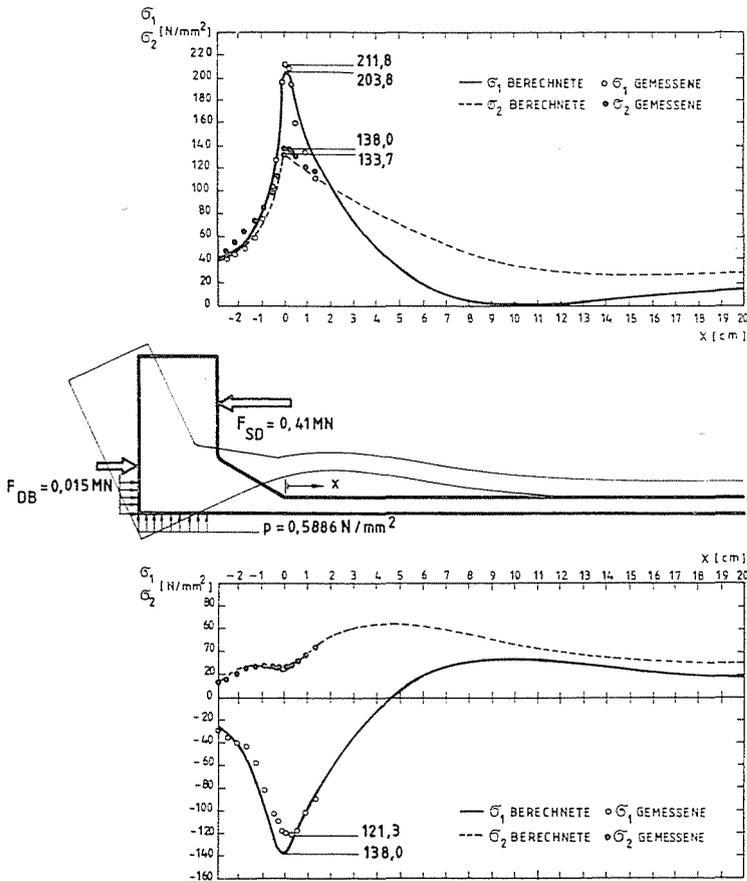


Abb. 6

Kräftespiels der Flanschkonstruktion zur Folge. Einige Resultate unserer diesbezüglichen Untersuchungen [5] sind in Abb. 7 dargestellt.

Laut Abb. 7 erscheinen an der mit dem Drehmoment $M_i = M_1$ belasteten Flanschkonstruktion plastisch deformierte Teile (geschwärzte Teile). Falls $M_i = M_2$, so befindet sich der ganze Querschnitt im plastischen Zustand (plastisches Gelenk). Wenn das Moment auf den Wert $M_i = M_3$ erhöht wird

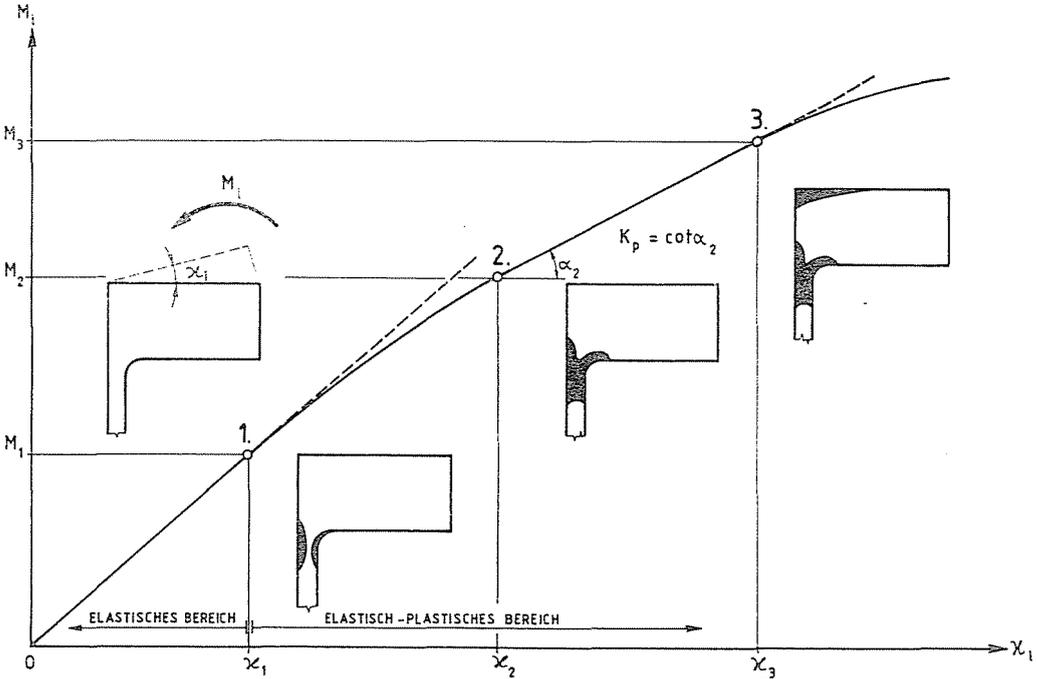


Abb. 7

beginnt auch der Flanschteller zu fließen. Demzufolge wird die Neigung der Flanschkonstruktion (κ_i) den Kurven 0—1, —2, —3 folgen und entsprechend wird sich die Torsionssteifheit, bzw. die Torsionsfederrate (K) gestalten.

Es ist leicht einzusehen, daß das Kräftespiel der Flanschkonstruktion auch in diesem Falle mit Hilfe der bereits mitgeteilten Beziehungen und natürlicherweise der geänderten Torsionsfederrate berechnet werden kann. Dabei wird die von der Belastung abhängige Torsionsfederrate im Bereich der elastisch-plastischen Deformationen mit der Formel

$$K_p = \cot \alpha_2$$

approximiert. Diese Größe kann verhältnismäßig leicht berechnet werden und auch der Approximationsfehler ist zulässig.

Zusammenfassung

Der Aufsatz befaßt sich mit der Bestimmung des Kräftespiels in Flanschverbindungen von Rohren und Druckbehältern. Das Flanschpaar wird zusammen mit der Dichtung, den Schrauben und den sich anschließenden

Rohren als eine elastische Flanschkonstruktion betrachtet. Es wird der Begriff des Steifheitsfaktors eingeführt und eine Methode, mit deren Hilfe er bestimmt werden kann, mitgeteilt.

Aufgrund des Steifheitsfaktors kann auch die zum Vorspannen nötige Schraubenkraft, bei der im Betriebszustand ein vorteilhaftes Kräftespiel der Flanschkonstruktion zu erwarten ist, berechnet werden.

Die dargestellten Zusammenhänge sind mit geringen Abänderungen auch im elastisch-plastischen Zustand der Flanschkonstruktion anwendbar.

Literatur

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Div. 1, App. II, 311; Div. 2, App. 3, (1977)
2. WATERS, WESSTROM, ROSSHEIM, WILLIAMS: Formulas for Stresses in Bolted-Flanged Connections. ASME Trans. 1937. Reprint: Pressure Vessel and Piping Design. Collected Papers 1927 bis 1959. ASME, 62 (1960)
3. WESSTROM, D. B.; BARGH, S. E.: Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connection. Trans. ASME (Reprint): 2, 121 (1951)
4. VARGA, L.: Konstruktion 33 H. 9, 361 (1981)

Prof. Dr. László VARGA H-1521 Budapest