

ENTWURF UND BERECHNUNG VON ZYLINDRISCHEN SPANNBETON-DRUCKBEHÄLTERN MIT AXIALEN RIPPEN

F. SEBÖK,

*Department for Applied Mechanics,
Hungarian Academy of Sciences, Budapest, Hungary*

ABSTRACT

Research carried out in Hungary has led to the conclusion that thick-walled prestressed concrete vessels not only involve difficulties in calculating but are basically uneconomical since large dimensions entrain increased thermal stresses. A solution is sought for by applying "disengaged" structures, exempt from significant thermal gradients and though of sufficient rigidity.

Research work is focused on circular cylindrical shells with axial ribs. Rib interstices are filled with a good shielding and heat insulating material without inherent strength. Prestress is due to axial wires led in ducts in the ribs and tangential ones wound around rib crests.

Interesting design features for this novel pressure vessel are:

I. Temperature field of the two-layer wall has been specified in closed form, regarding the exponentially distributed internal heat sources due to the nuclear radiation absorbed, the thermal variations of the heat conductivity of concrete, and the heat loss conditions on the outer surface. Assuming temperature-dependent linear variation of Young's modulus, a method has been developed to calculate the effective rigidities of the shell and the triangular rib. A further refinement of the method is achieved by introducing the Davis-Glanville modulus of elasticity considering the creep rate as a linear function of temperature.

Relevant computer data are to be presented.

II. For the vessel a structural analysis has been worked out basing on the conventional energy method. As primary members the hinged, low-rise circular cylindrical shell and the beam supported elastically on the tangential prestressing wires, are chosen. All loads are expanded in Fourier series. Equality of displacements yield for each wave period a system of linear equations.

The developed method, programmed for data processing permits to investigate various conditions occurring in vessel history. In particular four cases had been considered:

- a) only prestressing forces are acting,
 - b) service loads are acting but the process of creep has not yet begun,
 - c) service loads are acting, and the process of creep is finished,
 - d) no service loads are acting, but the structure is deformed by creep.
- Creep has been considered by Dischinger's formula.

1. EINLEITUNG

Die Idee, Druckbehälter aus Spannbeton zu bauen, hat sich in den sechziger Jahren durchgesetzt. Es wurde damit eine neue Art der Ingenieurkonstruktionen geschaffen, deren Verwirklichungsformen einstweilen im Gähren sind.

Die heute üblichen Gestaltungstypen sind durch die Anwendung einer dicken Wand gekennzeichnet. Dieses Konstruktionsprinzip wird damit begründet, dass auf dieser Weise auch die Festigkeit des Abschirmbetons ausgenützt werden kann. Die Auffassung, so logisch auch klingen mag, ist aber nur zum Teil richtig. Der Umstand, dass die Betriebslasten (insbesondere die aus Temperaturgefälle) auf Konstruktionsteile beachtlicher Steife einwirken, hat die Vergrößerung der Beanspruchungen zur Folge. Es sind somit Schnittkräfte aufzunehmen, die überhaupt nicht auftreten würden, hätte man dem Beton nicht eine statische Rolle beimessen wollen.

Die hohen Temperaturalten können selbstredend durch Heranziehung künstlicher Mittel (z.B. Wärmeisolierung, dauernde Innenkühlung) herabgesetzt werden. Wir vertreten jedoch die Ansicht, dass die Kernfrage der Weiterentwicklung von Druckgefäßen darin besteht, Durchbildungsmöglichkeiten zu finden, welche die erforderliche Biegesteifigkeit sichern können ohne dabei den Behälter zum Tragen grosser Temperaturalten zu zwingen. Die Zielsetzung kann unserer Meinung nach durch "aufgelöste" Konstruktionen erreicht werden.

Eine Behälterform dieser Art entsteht dadurch, dass man die dicke Wand in mehrere Schichten aufteilt. Die Innenräume zwischen den tragenden Bauelementen sind mit einem Schüttstoff gewünschter wärme- bzw. strahlenschutztechnischer Eigenschaften (z.B. Glassperlen, Sand oder Wasser) auszufüllen. Damit entfällt auch das Problem der auftretenden Risse [1]. Die Lösung wurde in einer früheren Arbeit [2] beschrieben, und seit dem in manchen Zügen als Modell von der Firma Krupp verwirklicht [3]. Hier wird durch den Einbau einer kostspieligen Vorrichtung über die Verteilung des Innendruckes unter den einzelnen Schichten gesorgt. Sinnvoll wäre es auch eine andere Wirkungsweise anzustreben, wo die Konstruktionselemente nicht voneinander getrennt, sondern in Form einer Sandwichschale zusammenarbeiten.

Eine grundsätzlich andere Alternative zur Herabsetzung der Temperaturspannungen bildet das berippte Tragwerk, (was selbstverständlich gleichfalls mehrschichtig ausgeführt werden kann). Hier kommt die Verdrängung des

massiven Betons durch einen losen und billigen Abschirmstoff der Wirtschaftlichkeit und der Sicherheit ebenfalls zu gute. Ein ganz besonderes Augenmerk sei aber auf den Umstand gerichtet, dass bei dieser Konstruktionsform alle Durchführungen, Instrumente und selbst die Vorspannkabel leicht zugänglich sind, ihre Überprüfung, das Nachspannen und gegebenenfalls sogar der Austausch sehr einfach erfolgen können.

Das Zerlegen dicker Betonbehälter in dünnwandige Kreiszyinderschalen bzw. stabartige Rippen ist auch in Hinblick der Zuverlässigkeit der statischen Berechnung zu befürworten. Es ist allgemein bekannt, dass die moderne Rechentechnik eine Reihe numerischer Methoden mit sich gebracht hat, welche die Erfassung des Kräftespiels im dreidimensionalen Raum gestatten. Man verliert dagegen des Öfteren vor Augen, dass einige physikalischen Grundkenntnisse, worauf die entwickelten Rechenverfahren fussen, nicht einmal in zwei Dimensionen immer standhalten mögen. Als solche ist zum Beispiel die augenblickliche Feuchtigkeit des porösen Materials zu nennen, die nicht nur auf die Temperaturverteilung und somit auf die thermischen Lasten auswirkt, sondern unter anderen den wirklichen Wert des Elastizitätsmoduls, des Schwindens und Kriechens bestimmt.

Die hier besprochene Konstruktionsform findet in zunehmendem Masse Anwendung in vielen Fachrichtungen der Ingenieurwissenschaften. Die Bautechnik ist dabei etwas in Hintergrund geraten. Dieser Umstand kann wahrscheinlich darauf zurückgeführt werden, dass zur Berücksichtigung der Orthotropie nur entweder in die Praxis/^{Schwer}Umsetzbare mathematische Theorien oder ziemlich unzuverlässige Näherungsmethoden zur Verfügung stehen. Aus diesem Grunde mussten parallel zur Ausarbeitung der neuzeitlichen Behälterkonstruktion Untersuchungen unternommen werden, um ein geeignetes Rechenverfahren zu entwickeln.

2. STATISCHES MODELL

Die vorgelegte Konstruktion setzt sich aus flachen Abschlussdeckeln und der Seitenwand zusammen, die miteinander gelenkig verbunden sind. Der erstgenannte ist in statischem Sinne als eine Kreisringplatte anzusehen. Die Untersuchung darf damit auf die Wand beschränkt werden. Falls im Folgenden über den Behälter bzw. das Gefäss gesprochen wird, so ist unter dieser Bezeichnung die Seitenkonstruktion zu verstehen.

Der "Behälter" besteht somit aus zwei Elementen, und zwar aus einer kreisrunden Zylinderschale sowie aus axialen Rippen, die in gleichmässigen Abständen an der äusseren Schalenoberfläche durchgebildet sind. Alle Rippen besitzen im Querschnitt die gleiche gleichschenklige Drei-

ecksform. Es sei einfachheitshalber angenommen, dass alle Abmessungen entlang der Behälterhöhe unverändert bleiben.

In diesem Zusammenhang möchten wir auf eine mögliche Verbesserung ergänzend hinweisen. Mit Rücksicht auf die Festigkeitseigenschaften des Betons wäre es sicherlich vorteilhaft, falls die Schale zwischen den Rippen über eine negative d.h. nach innen gerichtete Wölbung verfügen würde. Diese Form stimmt mit einer Hypozykloide überein.

Die Vorspannung kann am zweckmässigsten durch zwei getrennte Systeme erfolgen. Die lotrechten Litzen werden in Röhrchen (ohne nachträglichen Verbund) mit ein-geplanter Ausmittigkeit in den Rippen geführt und an den Randringen der Deckelplatten verankert. Die waagerechte Wickelung liegt an den Rippenkanten auf. Diese Anordnung gewährt dem Spannstahl den grösstmöglichen Schutz vor Einwirkung der Temperatur sowie der Neutronenstrahlung.

Das statische Modell wird an der Skizze veranschaulicht, wo auch die wichtigsten Bezeichnungen für die geometrischen Daten abzulesen sind. Mit Rücksicht auf die zugehörige Konstruktionsstärke, weist der Fusszeiger h auf den Zylinder, der Fusszeiger f dagegen auf die Rippe hin.

3. LASTANNAHMEN

Die auf die Konstruktion einwirkenden Nutzlaste bzw. die einzelnen Belastungszustände wurden in der Tabelle I übersichtlich zusammengestellt.

Aufgrund der Last Temperatur, die sich aus Erwärmung des Innenraumes sowie aus der durch Strahlenabsorption entwickelten Wärme in der Wand zusammensetzt, ist zunächst die entsprechende Temperaturverteilung in den Bauelementen zu ermitteln. Rechnerisch ruft ihr gleichmässiger Teil (TO) eine Normalkraft, der ungleichmässige (TA) Biegemomente hervor.

4. BEMERKUNGEN ZUR ERMITTLUNG DER STEIFIGKEITSAHLEN SOWIE DER THERMISCHEN BEANSPRUCHUNG

In der Regel bleiben die sekundären Vorgänge bei den statischen Berechnungen unberücksichtigt. Die Vernachlässigung kann im Falle von Temperaturlasten zu beachtlichen Ungenauigkeiten führen, da wegen der Erwärmung einige Materialkennzahlen wesentliche Änderungen erleiden. Eine besondere Aufmerksamkeit beansprucht die Abnahme des Elastizitätsmoduls für sich. Das Gesetz wurde vor 60 Jahren erkannt und in seiner Tendenz durch die neuesten Untersuchungen bestätigt.

Mit guter Näherung darf angenommen werden, dass der E-Modul von der Temperatur linear abhängt, d.h.

$$E = E_0 - E_T T \quad (1)$$

ist. Wird zur Beschreibung des Temperaturfeldes wegen der Allgemeinheit das Polynom

$$T(r) = \sum_{n=0,1,2,\dots} \Theta_n r^n \quad (2)$$

verwendet, so kann E in der Form

$$E = \sum_{h=0,1,2,\dots} E_{Th} r^h \quad (3)$$

angegeben werden, wobei

$$E_{T0} = E_T - E_T \Theta_0$$

$$E_{Th} = - E_T \Theta_h \quad (h = 1, 2, 3, \dots)$$

sind.

Unter Anwendung obiger Ausdrücke, sind die Steifigkeitszahlen aus den Formeln

$$D(T) = \frac{\bar{E}(0)}{(1-\mu^2)r_s} \quad (4)$$

bzw.

$$K(T) = \frac{1}{(1-\mu^2)r_s} [\bar{E}(2) - r_s^2 \bar{E}(0)]$$

zu ermitteln. $\bar{E}(i)$ bezeichnet die Hilfsfunktion

$$\bar{E}(i) = \int_a^{a+h} E(T) r^{i+1} dr \quad (5)$$

und r_s die Schwerlinienkoordinate der zylindrischen Wand

$$r_s = \frac{\bar{E}(1)}{\bar{E}(0)} \quad (6)$$

Der wahre Dämpfungsbeiwert ergibt sich entsprechend zu

$$\lambda^*(r) = \sqrt[4]{\frac{(1-\mu^2)D(T)}{4a^2 K(T)}} \quad (7)$$

Die Verringerung der Wandsteifigkeit wird durch die Abnahme der thermischen Beanspruchungen wettgemacht und im Normalfall sogar übertroffen. Aehnlich zum Vorhergegangenen können wir die temperaturbedingten Schnittkräfte aus den Formeln

$$N_T = - \frac{\alpha \bar{E}^*(0)}{(1-\mu) r_s} \quad (8)$$

bzw.

$$M_T = \frac{\alpha}{(1-\mu) r_s} [\bar{E}^*(l) - r_s \bar{E}^*(0)] \quad (9)$$

ermitteln. Das Symbol $\bar{E}^*(i)$ steht für das Integral

$$\bar{E}^*(i) = \int_a^{a+h} \sum_n E_{Tn}^* r^{n+i-1} dr \quad (10)$$

in dem die Beiwerte E_{Tn}^* durch Summierung

$$E_{Tn}^* = \sum_{j=0,1,2,\dots}^n E_{Tj} \Theta(n-j)$$

zu bestimmen sind.

5. GRUNDZÜGE DES RECHENGANGES

Unsere Berechnungsmethode beruht auf dem Kraftgrößenverfahren. Zum Hauptsystem wurden unbestimmte Träger gewählt, und zwar ein (niedriger) Kreiszyylinder und ein, auf der Ringwicklung elastisch aufliegender, in Längsrichtung vorgespannter Balken. Behandelt man die einzelnen Elemente rechnerisch voneinander getrennt, so erleiden sie unter den einwirkenden Betriebslasten unterschiedliche Verformungen. Ihre Gleichheit, dem Verträglichkeitsbedingung entsprechend wird durch ein zu bestimmendes, verteiltes Kontakt-Kräfte-system hergestellt. Dieses kann in die radiale Komponente q und die axiale Komponente t zerlegt werden.

Kennzeichnend für die Methode ist die Darstellung aller Belastungen, statischer und Verformungsgrößen in trigonometrischen Reihen. Die Entwicklung erfolgt als die Funktion von ηx , wobei

$$\eta = i \pi \frac{a}{l}$$

und $i = 1, 3, 5, \dots$ sind.

6. EINFLUSS VON BETRIEBSLASTEN

6.1. KREISZYLINDER - HAUPTSYSTEM

6.1.1. Verschiebungen in radialer Richtung

Die bekannte Gleichung der Kreiszylinderschale wird in der Form

$$\frac{d^4 w_{(n)}}{dx^4} + 4\lambda^{*4} w_{(n)} = p^* \tag{11}$$

aufgeschrieben, wo die Störfunktion p^* eine gleichmässig verteilte Last darstellt. Mit w wird die radiale Verschiebung bezeichnet.

Die Differentialgleichung kann durch die trigonometrische Reihe

$$w_{(n)} = \sum_i \overline{T}_i \sin \eta_i \frac{x}{a} \tag{12}$$

befriedigt werden, wo die Beiwerte sich durch die Formel

$$\overline{T}_i = \frac{1}{\pi i} \frac{p^*}{(\frac{\eta_i}{a})^4 + 4\lambda^{*4}} \tag{13}$$

ermittelt werden lassen. Die Randbedingungen an den Stellen $x = 0$ und $x = l$ lauten (dem gelenkigen Verbund entsprechend)

$$w_{(n)} = 0$$

und

$$M_{x(n)} = -K_h \frac{d^2 w_{(n)}}{dx^2} = 0$$

und werden durch die Sinus-Funktion erfüllt.

Im Falle eines Druckbehälters kann die Last p^* von verschiedenen Gründen herrühren, und zwar

- von Innendruck (p)

$$p_p^* = \frac{a - \frac{h}{2}}{a K_h} p \tag{14}$$

- von der gleichmässigen Erwärmung (N_T)

$$p_{\tau 0}^* = \frac{1-\mu}{a k_n} N_T(n) \quad (15)$$

- von Temperaturgefälle (M_T)

$$p_{\tau \Delta_i}^* = \frac{\left(\frac{a}{r_i}\right)^2 \left[\left(\frac{r_i}{a}\right)^4 + 4\lambda r_i^4 \right]}{k_n} M_T(n) \quad (16)$$

wo wegen der einheitlichen Behandlung, das thermische Moment auch in Form einer Störfunktion ausgedrückt wird.

6.1.2. Verschiebungen in axialer Richtung

Die axialen Verschiebungen werden am Hauptsystem unter Einwirkung von Betriebslasten nur durch Längskräfte hervorgerufen. Entwickelt man sie gleichfalls in eine Sinus-Reihe, so kann die Verschiebung mit der Formel

$$u_{n0} = \frac{1}{D_n} \int N_x dx = \frac{4l}{\pi^2 D_n} N_x \sum_i \frac{1}{i^2} \cos r_i \frac{x}{a} \quad (17)$$

ermittelt werden. u wird hier von Halbhöhe des Behälters gemessen.

Für die einzelnen Lasttypen können die Längskräfte aufgrund folgender Überlegungen aufgenommen werden:

- der Innendruck übt auf den Abschlussdeckel eine Kraft aus, welche die Wand auf Zug beansprucht. Im Verhältnis der Schalen- bzw. Rippensteifigkeiten fällt davon

$$N_p(n) = \frac{D_n}{2a\pi D_n + \kappa D_f} \frac{\left(a - \frac{h}{2}\right)^2}{2a} p \quad (18)$$

der Umfangseinheit zu,

- die durch ungleichmässige Erwärmung hervorgerufene thermische Normalkraft ist vorgegeben,
- die ungleichmässige Erwärmung verursacht keine Längskraft und somit auch keine axiale Verschiebung.

6.1.3. Schnittkräfte

In Kenntnis der Verformungen können die Schnittkräfte ermittelt werden. Die entsprechenden Ausdrücke lauten für das axiale Moment

$$M_x(n) = \frac{K_h}{a^2} \sum_i T_i \eta_i^2 \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (19)$$

fürs Moment in Ringrichtung

$$M_\varphi(n) = \mu M_x(n) \quad (20)$$

für die Schubkraft (die zur Bestimmung der Randkraft dient)

$$Q(n) = \frac{K_h}{a^3} \sum_i T_i \eta_i^3 \cos \eta_i \frac{x}{a} \quad (21)$$

Die Normalkräfte sind in axialer Richtung nach Punkt 6.1.2, in Ringrichtung durch die Formel

$$N_{\varphi(n)} = \frac{D_h}{a} w_n = \frac{D_h}{a} \sum_i T_i \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (22)$$

zu berechnen.

6.2. BALKEN - HAUPTSYSTEM

6.2.1. Verschiebungen in radialer Richtung

Bei Verformungsermittlung der stabartigen Rippe senkrecht zu ihrer Achse sind die folgenden Einflüsse zu berücksichtigen:

- die ungleichmässige Temperaturverteilung entlang der Rippenhöhe hat das thermische Biegemoment M_T zur Folge, woraus die radiale Verschiebung sich durch trigonometrische Reihenentwicklung zu

$$w_{r\Delta}(t) = \frac{4\ell^2}{\pi^3} \frac{M_T(t)}{K_f} \sum \frac{1}{i^3} \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (23)$$

ergibt,

- die vertikale Vorspannkraft V wirkt mit der Ausmittigkeit r_{Δ} zur Rippenachse, was einem Vorspannmoment der Grösse

$$M_V(f) = -V r_{\Delta} \quad (24)$$

entspricht. Die zugehörige Verschiebung kann nach (23) berechnet werden,

- die waagerechte Umwicklung W übt den gleichmässig verteilten Druck

$$s = 2W \sin \frac{\omega}{2} \quad (25)$$

auf die Rippenkante aus, womit die Verschiebung sich durch vierfache Integration

$$w_W(f) = \frac{4l^4}{\pi^5} \frac{s}{k_f} \sum_i \frac{1}{i^5} \sin \eta_i \frac{x}{2} \quad (26)$$

bestimmen lässt.

6.2.2. Verschiebungen in axialer Richtung

Die axialen Verschiebungen können wie unter Punkt 6.1.2 bestimmt werden. Es ist dabei den folgenden Lasten Rechnung zu tragen:

- dem Innendruck, der die Rippe durch den "Deckelzug" in Anspruch nimmt (vgl. Formel 18)

$$N_P(f) = \frac{D_f}{2a\pi D_n + k D_f} \frac{(a - \frac{h}{2})^2}{2a} p \quad (27)$$

- der Normalkraft N_T aus gleichmässiger Erwärmung,
- der vertikalen Vorspannkraft V , die mit Rücksicht auf Punkt 6.2.1 als zentrisch angenommen werden kann.

6.2.3. Schnittkräfte

Bei Ermittlung der Verformungen sind die statischen Grössen schon bekannt. Berechnet werden muss noch zusätzlich

die ^{zweigliedrige} Schubkraft, die durch Differenzieren

$$Q(x) = \frac{1}{l} M(x) \sum_i \cos \eta_i \frac{x}{a} \quad (28)$$

ergibt.

Schnittkräfte in Umfangsrichtung treten in der Rippe selbstverständlich nicht auf.

7. EINFLUSS DER KONTAKTKRÄEFTE

7.1. KREISZYLINDER - HAUPTSYSTEM

7.1.1. Auflösung der Grundgleichung

Es sei zunächst der Einfluss einer einzigen Rippe untersucht, was mit dem Kontakt-Kräfte-System (q, t) entlang des Erzeugers $\varphi = 0$ simuliert wird. In diesem Falle verschwindet die Kreissymmetrie, und bei der mathematischen Behandlung ist von der allgemeinen Donnell - Kármán - Jenkins'schen Differentialgleichung

$$\left(a^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right)^4 w_{(n)} + 4 \mathcal{L}^4 a^4 \frac{\partial^4 w_{(n)}}{\partial x^4} = 0 \quad (29)$$

auszugehen. Ihre Auflösung wird in der Form

$$w_{(n)} = \sum_i A e^{m\varphi} \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (30)$$

gesucht, die sowohl die Gleichung als auch die Randbedingungen erfüllt. Zunächst sei nur ein einziges Glied der Fourier'schen Reihe behandelt.

Für die charakteristische Gleichung kann

$$(m^2 - \eta^2)^4 + 4 \mathcal{L}^4 \eta^4 = 0 \quad (31)$$

geschrieben werden, wo die komplexen Wurzeln

$$\begin{array}{ll} m_1 = \alpha_1 + i \beta_1 & m_5 = -m_1 \\ m_2 = \alpha_1 - i \beta_1 & m_6 = -m_2 \\ m_3 = \alpha_2 + i \beta_2 & m_7 = -m_3 \\ m_4 = \alpha_2 - i \beta_2 & m_8 = -m_4 \end{array}$$

sind.

Die Beiwerte α und β stellen reelle, positive Grössen dar und sind aus den Zusammenhängen

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{\eta \lambda}{2} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{\eta}{\lambda}\right)^2 + 1} + \left(1 + \frac{\eta}{\lambda}\right) \right]} \quad \beta_1 = \frac{1}{\alpha_1} \frac{\eta \lambda}{2} \quad (32)$$

$$\alpha_2 = \sqrt{\frac{\eta \lambda}{2} \left[\sqrt{\left(1 - \frac{\eta}{\lambda}\right)^2 + 1} - \left(1 - \frac{\eta}{\lambda}\right) \right]} \quad \beta_2 = \frac{1}{\alpha_2} \frac{\eta \lambda}{2} \quad (33)$$

zu ermitteln. Es folgt aus der Ableitung der DKJ Differentialgleichung, dass für den Dämpfungsbeiwert

$$\lambda = \sqrt{\frac{a}{n}} \cdot \sqrt[4]{3(1 - \lambda^2)} = a \lambda^* \quad (34)$$

anzusetzen ist.

Nach Weglassen der Glieder mit Potenzen positiven Vorzeichens, mit mathematischen Umformungen erhält man schliesslich für die radialen Verschiebungen

$$w(r) = \left[A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \cos \beta_1 \varphi + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \sin \beta_1 \varphi + \right. \\ \left. + A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \cos \beta_2 \varphi + A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \sin \beta_2 \varphi \right] \sin \eta \frac{x}{a} \quad (35)$$

7.1.2. Verformungsgrössen

Die Bestimmungsgleichung für die axiale Verschiebung lautet

$$\frac{\partial^3 u(r)}{\partial x^3} = -\frac{1}{4\lambda^4 a^3} \left(a^4 \frac{\partial^6 w(r)}{\partial x^4 \partial \varphi^2} + 2a^2 \frac{\partial^6 w(r)}{\partial x^2 \partial \varphi^4} + \frac{\partial^6 w(r)}{\partial \varphi^6} \right) \quad (36)$$

und führt zur Formel

$$u(r) = \frac{1}{2\lambda} \left\{ A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[\cos \beta_1 \varphi - \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1\right) \sin \beta_1 \varphi \right] + \right. \\ + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} + 1\right) \cos \beta_1 \varphi + \sin \beta_1 \varphi \right] - \\ - A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[\cos \beta_2 \varphi - \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1\right) \sin \beta_2 \varphi \right] - \\ \left. - A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} - 1\right) \cos \beta_2 \varphi + \sin \beta_2 \varphi \right] \right\} \cos \eta \frac{x}{a} \quad (37)$$

Die Verschiebung in Umfangsrichtung kann mit Hilfe des Zusammenhanges

$$\frac{\partial^4 v(r)}{\partial x^4} = \frac{1}{4\lambda^4 a^4} \left(\frac{\partial^7 w(r)}{\partial \varphi^7} + 4a^2 \frac{\partial^7 v(r)}{\partial x^2 \partial \varphi^5} + 5a^4 \frac{\partial^7 w(r)}{\partial x^4 \partial \varphi^3} + 2a^6 \frac{\partial^7 w(r)}{\partial x^6 \partial \varphi} \right) \quad (38)$$

ermittelt werden, und ergibt

$$\begin{aligned}
 v_{(n)} = \frac{1}{2\eta\lambda} \left[\right. & A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \left\{ \left[\alpha_1 - \beta_1 \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \right] \cos \beta_1 \varphi + \left[\alpha_1 \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) + \beta_1 \right] \sin \beta_1 \varphi \right\} + \\
 & + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \left\{ \left[-\alpha_1 \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) - \beta_1 \right] \cos \beta_1 \varphi + \left[\alpha_1 - \beta_1 \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \right] \sin \beta_1 \varphi \right\} - \\
 & - A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \left\{ \left[\alpha_2 - \beta_2 \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \right] \cos \beta_2 \varphi + \left[\alpha_2 \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) + \beta_2 \right] \sin \beta_2 \varphi \right\} - \\
 & - A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \left\{ \left[-\alpha_2 \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) - \beta_2 \right] \cos \beta_2 \varphi + \left[\alpha_2 - \beta_2 \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \right] \sin \beta_2 \varphi \right\} \left. \right] \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \quad (39)$$

Zur Bestimmung der Integrationskonstanten wird schliesslich auch der Ausdruck für die Verdrehung in Umfangsrichtung benötigt, der nach Differenzieren

$$\begin{aligned}
 \kappa = \frac{\partial w_{(n)}}{\partial \varphi} = \left[-A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} (\alpha_1 \cos \beta_1 \varphi + \beta_1 \sin \beta_1 \varphi) + \right. \\
 + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} (\beta_1 \cos \beta_1 \varphi - \alpha_1 \sin \beta_1 \varphi) - \\
 - A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} (\alpha_2 \cos \beta_2 \varphi + \beta_2 \sin \beta_2 \varphi) + \\
 \left. + A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} (\beta_2 \cos \beta_2 \varphi - \alpha_2 \sin \beta_2 \varphi) \right] \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \quad (40)$$

ergibt.

7.1.5. Schnittkräfte

Die allgemeinen Formeln für die Schnittkräfte unter Einwirkung von einem Glied der, in trigonometrische Reihe entwickelten Kontaktlast entlang eines Erzeugers lauten für das axiale Moment

$$\begin{aligned}
 M_{x(n)} = -\kappa_n \frac{\partial^2 w_{(n)}}{\partial x^2} = \\
 = i^2 \pi^2 \frac{k_h}{l^2} \left(A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \cos \beta_1 \varphi + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \sin \beta_1 \varphi + \right. \\
 \left. + A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \cos \beta_2 \varphi + A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \sin \beta_2 \varphi \right) \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \quad (41)$$

fürs Moment in Ringrichtung

$$\begin{aligned}
 M_{\varphi}(n) = -\frac{K_n}{2a} \eta \lambda \left\{ A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \cos \beta_1 \varphi + \sin \beta_1 \varphi \right] + \right. \\
 + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[-\cos \beta_1 \varphi + \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \sin \beta_1 \varphi \right] + \\
 + A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \cos \beta_2 \varphi + \sin \beta_2 \varphi \right] + \\
 \left. + A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[-\cos \beta_2 \varphi + \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \sin \beta_2 \varphi \right] \right\} \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \tag{42}$$

für die axiale Normalkraft

$$\begin{aligned}
 N_x(n) = \frac{D_n}{2a} \frac{\eta}{\lambda} \left\{ -A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[\cos \beta_1 \varphi - \left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \sin \beta_1 \varphi \right] - \right. \\
 - A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} + 1 \right) \cos \beta_1 \varphi + \sin \beta_1 \varphi \right] + \\
 + A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[\cos \beta_2 \varphi - \left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \sin \beta_2 \varphi \right] + \\
 \left. + A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \left[\left(\frac{\eta}{\lambda} - 1 \right) \cos \beta_2 \varphi + \sin \beta_2 \varphi \right] \right\} \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \tag{43}$$

sowie für die Normalkraft in Ringrichtung

$$\begin{aligned}
 N_{\varphi}(n) = \frac{D_n}{2a} \cdot \left(\frac{\eta}{\lambda} \right)^2 \left[-A_1 e^{-\alpha_1 \varphi} \sin \beta_1 \varphi + A_2 e^{-\alpha_1 \varphi} \cos \beta_1 \varphi + \right. \\
 \left. + A_3 e^{-\alpha_2 \varphi} \sin \beta_2 \varphi - A_4 e^{-\alpha_2 \varphi} \cos \beta_2 \varphi \right] \sin \eta \frac{x}{a}
 \end{aligned} \tag{44}$$

7.1.4. Ermittlung der Integrationskonstanten

Die Integrationskonstanten A_1 , A_2 , A_3 und A_4 gestatten die Erfüllung von vier Randbedingungen entlang des Erzeugers. Am einfachsten sind die folgenden wirklichkeitsnahen Anforderungen zu stellen:

- Die Kontaktlasten und die Schnittkräfte bilden ein Gleichgewichtssystem. Die Aussage kann in radialer Richtung als

$$-q \sin \eta \frac{x}{a} = 2 Q_{\varphi}(n) \tag{45}$$

in axialer Richtung als

$$-t \sin \nu \frac{y}{a} = 2N_x(n) \quad (46)$$

formuliert wird.^{cn} Die Verdoppelung der Schnittkräfte wird dadurch bedingt, dass sich die angreifende Kontaktlast an zwei Schalenhälften verteilt.

- Die Kontinuität der Schalenfläche muss in Umfangsrichtung erhalten bleiben, womit

$$v_{(n)} = 0 \quad (47)$$

ist.

- Die Zylinderschale verformt sich symmetrisch zur Angriffslinie der Kontaktlast. Es dürfen damit hier keine Verzerrungen erfolgen

$$\frac{\partial u_{(n)}}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_{(n)}}{\partial x} = 0 \quad (48)$$

da aber $v_{(n)} = 0$ ist, verkürzt sich die Randbedingung zu

$$\frac{\partial u_{(n)}}{\partial \varphi} = 0 \quad (49)$$

- Es folgt gleichfalls aus den Symmetrieverhältnissen, dass die Eindrückung der Zylinderschale entlang des untersuchten Erzeugers mit keiner Ringverdrehung verbunden ist

$$k = 0 \quad (50)$$

Die aufgeführten Randbedingungen können in einem linearen Gleichungssystem zusammengefasst werden, dessen Auflösung die Integrationskonstanten für den Fall q bzw. t ergibt.

$$1.a \quad A_1 \left[\alpha_1 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) + \beta_1 \right] + A_2 \left[\alpha_1 - \beta_1 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) \right] + \\ + A_3 \left[\alpha_2 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) + \beta_2 \right] + A_4 \left[\alpha_2 - \beta_2 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) \right] = - \frac{d^3}{2k_n \eta \lambda}$$

$$1.b \quad -A_1 - A_2 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) + A_3 + A_4 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) = - \frac{a}{D_n} \frac{\lambda}{\eta}$$

$$2 \quad A_1 \left[\alpha_1 - \beta_1 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) \right] + A_2 \left[-\alpha_1 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) - \beta_1 \right] + \\ + A_3 \left[-\alpha_2 + \beta_2 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) \right] + A_4 \left[\alpha_2 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) + \beta_2 \right] = 0$$

$$3 \quad -A_1 \left[\alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) \right] - A_2 \left[\alpha_1 \left(\frac{q}{\lambda} + 1 \right) - \beta_1 \right] + \\ + A_3 \left[\alpha_2 + \beta_2 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) \right] + A_4 \left[\alpha_2 \left(\frac{q}{\lambda} - 1 \right) - \beta_2 \right] = 0$$

$$4 \quad -A_1 \alpha_1 + A_2 \beta_1 - A_3 \alpha_2 + A_4 \beta_2 = 0$$

Die Gleichung 1.a bezieht sich auf die radiale Kontaktlast q , 1.b dagegen auf die axiale Kontaktlastkomponente t .

Die Gleichungen 2, 3 und 4 sind in beiden Fällen identisch.

Es sei nachdrücklich betont, dass die ermittelten Werte Funktionen von η bzw. i sind, und somit für jedes Glied der Fourierreihe neu bestimmt werden müssen.

7.1.5. Berücksichtigung aller Rippen

Übersichtshalber wurde bislang nur die, vom Erzeuger $\varphi = 0$ ausgehende Störung betrachtet. Die somit gewonnenen Ergebnisse bedürfen aber Korrekturen in zweifachem Sinne.

Erstens darf nicht vergessen bleiben, dass von der Angriffslinie der Kontaktlast zwei Störungen²⁹ ausgehen: die eine in positiver, die andere in negativer Umfangsrichtung. Die beiden Einflüsse überlagern sich.

Zweitens ist dem Umstand Rechnung zu tragen, dass aus der Symmetrie der Durcbbildung folgend, alle Rippen in gleichem Masse belastet sind, und auf die untersuchte Stelle einwirken. Die Summierung kann sinngemäss durch Anwendung des Maxwell'schen Satzes erfolgen.

7.2. BALGEN - HAUPTSYSTEM

7.2.1. Ermittlung der Bettungsziffer

Unter Einwirkung einer, nach Aussen gerichteten Kontaktlast drückt sich die Rippe gegen die nachgiebige Ringwicklung. Sind die Abstände zwischen den einzelnen Rippen gering, so kann die Verformung nach der Membrantheorie (Kesselformel) berechnet werden. Bei einer spezifischen Spannstahlfläche F_w beträgt die Formänderung

$$\epsilon_w = \frac{a - \frac{h}{2}}{E_w F_w} p \quad (51)$$

was einer Schwerpunktverschiebung

$$w_{(f)} = \epsilon_w \left(a + \frac{h}{2} + \frac{f}{3} \right) \quad (52)$$

entspricht. Die Bettungsziffer kann somit definitionsgemäss als

$$c = \frac{E_w F_w}{\left(a - \frac{h}{2} \right) \left(a + \frac{h}{2} + \frac{f}{3} \right)} \quad (53)$$

angegeben werden.

7.2.2. Differentialgleichung des gekrümmten Balkens

Der zum Hauptsystem gewählte Balken biegt sich unter Einwirkung der Betriebslasten (insbesondere infolge der Temperaturgefälle sowie der Ausmittigkeit der axialen Vorspannung) durch. Wird die Untersuchung nun mit Rücksicht auf die Kontaktlasten durchgeführt, so ist dem Umstand Rechnung zu tragen, dass der Träger ^{schon} über die Anfangskrümmung q verfügt.

Ohne uns hier mit der mathematischen Ableitung auseinanderzusetzen, geben wir die entsprechende Gleichung als

$$\frac{d^4 w_{(f)}}{dx^4} + \frac{2}{s^2} \frac{d^2 w_{(f)}}{dx^2} + c^* w_{(f)} = \frac{q}{k_f} \sin \eta \frac{x}{a} \quad (54)$$

an, wo die "erweiterte" Bettungsziffer

$$c^* = \frac{c}{k_f} + \frac{1}{s^2} \quad (55)$$

ist. Im Folgenden verfährt man ähnlich zum Punkt 6.1.1. und sucht die Auflösung mit dem Ansatz

$$w_{(t)} = \sum_i q_i \Omega_i \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (56)$$

Der Faktor Ω_i wird durch Einsetzen ermittelt, und ist

$$\Omega_i = \frac{1}{k_f \left[\left(\frac{\eta_i}{a} \right)^2 - \frac{2}{g_i^2} \left(\frac{\eta_i}{a} \right)^2 + c'' \right]} \quad (57)$$

Die Sinus-Funktion erfüllt die, dem gelenkigen Verbund entsprechenden Randbedingungen.

7.2.3. Schnittgrößen aus der radialen Verschiebung

Wegen der einfachen Schreibweise empfiehlt es sich die Hilfsfunktion

$$\Omega_i^* = k_f \left[\left(\frac{\eta_i}{a} \right)^2 - \frac{1}{g_i^2} \right] \Omega_i \quad (58)$$

einzuführen. Damit können die Schnittkräfte in der folgenden Form geschrieben werden

$$M_{(t)} = -k_f \left(\frac{d^2 w_{(t)}}{dx^2} + \frac{w_{(t)}}{g_i^2} \right) = \sum_i q_i \Omega_i^* \sin \eta_i \frac{x}{a} \quad (59)$$

und

$$Q_{(t)} = \frac{\pi}{\ell} \sum_i i q_i \Omega_i^* \cos \eta_i \frac{x}{a} \quad (60)$$

7.2.4. Einfluss der axialen Kontaklast

Unter Einwirkung einer Längskraft kommt die besondere Art der Lagerung nicht zur Geltung. Die Untersuchung kann dem Punkt 6.2.2. gleich durchgeführt werden.

Die axiale Verschiebung $u_{(t)}$ wird durch Integration der, in eine Sinus-Reihe entwickelten Kontaklast berechnet.

8. ERMITTLUNG DER WIRKLICHEN KONTAKTLASTGRÖSSEN

Die Verschiebungen der zwei Hauptssysteme wurden in der Tabelle II übersichtlich zusammengestellt. Die hier aufgeführten Werte sind durch die einwirkenden Betriebslasten bzw. Kontaktlastkomponenten q und t der Grösse 1 hervorgerufen.

Die tatsächlichen Werte der Kontaktlast kann aufgrund der Verträglichkeitsbedingung bestimmt werden. Die Kontinuität des Tragwerkes erfordert nämlich, dass die Verformungen der zwei Bauteile sowohl in axialer als auch in radialer Richtung übereinstimmen. Die Überlegung führt zu einem linearen Bestimmungsgleichungssystem

$$\begin{aligned} w_{p(n)i} + w_{T_0(n)i} + w_{T_\Delta(n)i} + q_i \sum \sum w_{q(n)i} + t_i \sum \sum w_{t(n)i} = \\ = w_{T_\Delta(f)i} + q_i w_{q(f)i} + w_{v(f)i} + w_w(f)i \end{aligned} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} u_{p(n)i} + u_{T_0(n)i} + q_i \sum \sum u_{q(n)i} + t_i \sum \sum u_{t(n)i} = \\ = u_{p(f)i} + u_{T_0(f)i} + t_i u_{t(f)i} + u_v(f)i \end{aligned} \quad (62)$$

was durch Einführung der Hilfswerte

$$R_i = \Phi_f [w_{T_\Delta(f)i} + w_v(f)i + w_w(f)i] - \Phi_n [w_{p(n)i} + w_{T_0(n)i} + \overbrace{w_{T_\Delta(n)i}}^{(63)}] \quad (63)$$

$$R_{q_i} = \sum \sum w_{q(n)i} - w_{q(f)i} \quad (64)$$

$$R_{t_i} = \sum \sum w_{t(n)i} \quad (65)$$

bzw.

$$X_i = \Phi_f [u_{p(f)i} + u_{T_0(f)i} + u_v(f)i] - \Phi_n [u_{p(n)i} + u_{T_0(n)i}] \quad (66)$$

$$X_{q_i} = \sum \sum u_{q(n)i} \quad (67)$$

$$X_{t_i} = \sum \sum u_{t(n)i} - u_{t(f)i} \quad (68)$$

für die Kontaktlastkomponenten

$$q_i = \frac{R_i X_{t_i} - X_i R_{t_i}}{R_{q_i} X_{t_i} - X_{q_i} R_{t_i}} \quad (69)$$

und

$$t_i = \frac{X_i R_{qi} - R_i X_{qi}}{X_{ii} R_{qi} - R_{ii} X_{qi}} \quad (70)$$

ergibt. Mit dem Faktor Φ_n bzw. Φ_f wird nach der Theorie von Dischinger der Endwert von Schwinden und Kriechen bezeichnet. Ihr Einfluss ist in die Berechnung unbedingt einzubeziehen, da wegen der unterschiedlichen Temperaturzustände der Bauteile auch daraus Zwangskräfte entstehen.

In Kenntnis von q und t können die wirklichen Schnittkräfte aufgrund des Superpositionsprinzips berechnet werden. Da alle statischen - und Verformungsgrößen in trigonometrischen Reihen angegeben sind, muss der Rechengang selbstverständlich für jede Periode d.h. für jedes Glied wiederholt werden. Dieser Umstand hat eine beachtliche Vergrößerung des Rechenaufwandes zur Folge, obwohl dank der guten Konvergenz der Beitrag schon des vierten Gliedes ($i = 7$) erfahrungsgemäss unwesentlich ist.

9. ERMITTLUNG DER WIRKSAMEN VORSPANNKRAFT

Abschliessend müssen wir uns nochmals mit den Werten der Vorspannkraft V und W befassen, die bislang als Ausgangsdaten galten. Diese Annahme trifft nur in der ersten Näherung zu. In der Wirklichkeit erleiden nämlich die eingetragenen Vorspannkraft ein Spannungsnachlass infolge der Wärmeausdehnung der Litzen. Die daraus entstehende Abnahme kann mit Rücksicht auf die örtlichen Temperaturänderungen eindeutig berechnet werden.

Viel schwieriger ist dem U_n Zustand Rechnung zu tragen, dass sich der Behälter unter Betriebsumständen vergrössert. Die Erscheinung ruft ein zusätzliches Nachspannen der Stähle hervor, was, wie in einer Arbeit [4] eingehend behandelt worden ist, eine grundsätzliche Umlagerung der Kräfte zur Folge hat. Um den sekundären Vorgang rechnerisch zu erfassen, sind daher die Vorspannkraft nach den Formeln

$$V = - \left[V^* + E_v \bar{\epsilon}_v \Phi_f \left(2 \frac{u(t)_{x=0}}{l} - \alpha T_v \right) \right] \quad (71)$$

bzw.

$$w = - \left[w^* + E_w F_w \phi_f \left(\frac{w_f(t) x = \xi}{a - \frac{h}{2} + f} - \alpha T_w \right) \right] \quad (72)$$

zu ermitteln. Die Grössen w und u sind am Anfang des Rechenganges unbekannt. Das Endergebnis kann somit nur durch sukzessive Approximation erzielt werden.

10. ZUSAMMENFASSUNG

Die mit axialen Rippen ausgesteifte Kreiszylinderschale ist als die optimale Form eines thermisch beanspruchten Spannbetondruckbehälters anzusehen. Zu ihrer Anwendung musste zunächst eine geeignete Berechnungsmethode entwickelt werden, da das Problem in der einschlägigen Fachliteratur noch nicht behandelt bzw. für unlösbar gehalten [5] worden ist.

Der hier besprochene Rechengang fusst auf dem herkömmlichen Kraftgrössenverfahren. Alle statischen- und Verformungsgrössen werden in trigonometrische Reihen entwickelt. Als Hauptssysteme wurden dabei unbestimmte Tragwerke: die niedrige Zylinderschale sowie der auf der Ringwicklung elastisch aufliegende Balken gewählt. Das (unbekannte) Kontakt-Kräfte-system wurde aufgrund der Verträglichkeitsbedingung bestimmt. In Kenntnis seiner radialen und axialen Komponenten konnten die wahren Schnitt- und Verformungsgrössen ermittelt werden. Die Methode gestattet auch die sekundären Einflüsse in die Berechnung hineinzubeziehen, was mit Rücksicht auf die, unter Betriebsumständen erfolgende Erwärmung der Bauteile von grosser Bedeutung ist.

Die Untersuchungen wurden am Lehrstuhl für Stahlbetonkonstruktionen der TU Budapest durchgeführt. Der Verfasser ist für die vielfachen Anregungen und ständige Unterstützung den Herren Prof. Dr.-Ing. E. Bölcskei sowie Dr.-Ing. J. Szalai zum aufrichtigen Dank verpflichtet.

Schrifttum

- [1] Sebök F.: Beitrag zur Abschirmwirkung gerissener Betonschilde. Kerntechnik, 1970. 11.
- [2] Sebök F.: Beitrag zur Berechnung kreiszylindrischer Behälter unter Einwirkung von Gamma- und Neutronenstrahlung. Bautechnik, 1965. 5.
- [3] Bremer, F.: Multi-layer pressure vessel. Krupp Technische Mitteilungen, 1967. 12.
- [4] Sebök F. - Tassi G.: Auswirkungen der Vorspannung auf die Rissbeschränkung bei thermisch beanspruchten dickwandigen Gefäßen. 6. FIP Kongress, Prag 1970.
- [5] Soare, M.: Application of finite difference equations to shell analysis. Oxford, Pergamon Press, 1967.

Tabelle I
Übersicht der Lastfälle

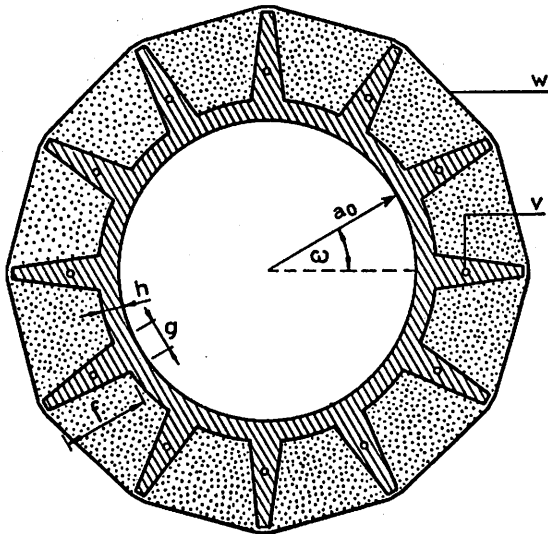
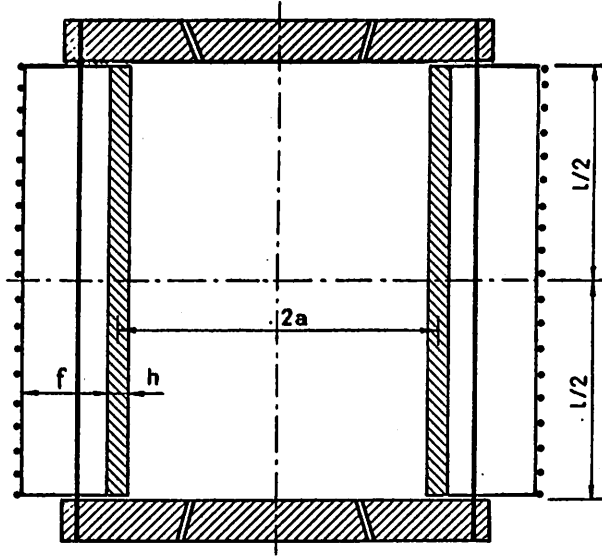
| ZEIT- PUNKT | BELASTUNGSFALL | NUTZLASTEN (p+T) | VORSPANNUNG | BETONZUSTAND | |
|-------------------|----------------------|---------------------|-------------|--------------------|-----------|
| | | | | Feucht. | Schw.+Kr. |
| 0 | Bauzustand | o | max. | normal | o |
| | Probelastung | wie vorgeschr. | normal | normal | o |
| | Betriebs- zustand | Betriebs- last | normal | normal | o |
| ∞ | Betriebs- zustand | Betriebs- last | min. | ausge- trocknet | max. |
| | Betriebs- pause | o | min. | ausge- trocknet | max. |
| Katastrophenfall* | | Katastrophenlast | min. | ausge- trocknet | max. |

im Katastrophenfall darf die Berechnung nach der Plastizitätstheorie durchgeführt werden

Tabelle II
Übersicht der Trägerverformungen

| EINFLUSS | | HAUPTSYSTEM | | | |
|---------------------|--|----------------------|----------------------|-------------------|---------------|
| | | ZYLINDERSCHALE | | BALKEI. | |
| | | radial | axial | radial | axial |
| BETRIEBS- LASTEN | Innendruck (p) | $u_{rp}(h)$ | $u_{rp}(h)$ | o | $u_{rp}(f)$ |
| | gleichmässige Erwärmung (T_0) | $u_{rT_0}(h)$ | $u_{rT_0}(h)$ | o | $u_{rT_0}(f)$ |
| | ungleichmässige Erwärmung ($T\Delta$) | $u_{rT\Delta}(h)$ | o | $u_{rT\Delta}(f)$ | o |
| KONTAKT- LASTEN | radiale Komponente (q=1) | $\sum\sum u_{rq}(h)$ | $\sum\sum u_{rq}(h)$ | $u_{rq}(f)$ | o |
| | axiale Komponente (t=1) | $\sum\sum u_{rt}(h)$ | $\sum\sum u_{rt}(h)$ | o | $u_{rt}(f)$ |
| VORSPANN- KRÄFTE | axiale Vorspannung (v) | o | o | $u_{rv}(f)$ | $u_{rv}(f)$ |
| | tangentiale Umwickelung (w) | o | o | $u_{rw}(f)$ | o |

Alle Angaben beziehen sich auf das Glied i der trigonometrischen Reiheneentwicklung



DISCUSSION

Q F. SCOTTO, Italy

How have you solved the problem of the connection in between cap-slabs and cylinder ?

A F. SEBÖK, Hungaria

Über diese Probleme ist mein Aufsatz im Juliheft 1971 der Zeitschrift Bautechnik erschienen.