

**NEUESTE ERFAHRUNGEN BEI BERECHNUNG UND
KONSTRUKTION VON SICHERHEITSBEHÄLTERN
AUS DER SICHT DES HERSTELLERS**

**(SOME NEW EXPERIENCES IN COMPUTATION AND
CONSTRUCTION OF CONTAINMENTS IN POINT OF VIEW
OF THE MANUFACTURER)**

F. CECH, D. FISCHER, L. ZWINGENBERGER

VÖEST, Vereinigte Österreichische Eisen- und Stahlwerke AG, A-4010 Linz, Austria

SUMMARY

Steel containments for Boiling Water Reactors with an integrated condenser system present some special problems in computation and erection.

During erection the sphere is positioned on four supports of an erecting-sled for transportation. Therefore, the dead weight of about 1000 tons is introduced in four nearly singular points on the shell.

One of the usual methods is to weld radial ribs on the shell to form a connection with the supports. A new method was firstly used for the containment of the Nuclear Power Plant in Zwentendorf (Austria). Here the radial pressure is transferred by a flexible layer between sphere and supports, tangential forces are transmitted by means of shear-brackets. The total behaviour of the shell—especially the deformations and stresses near the supports— was evaluated by computer calculations. The nonsymmetrical loading distribution was developed in Fourier-series and introduced as external loads.

Before closing the shell system to a box-shell the sphere is stiffened by a spider.

An important contribution to deformation of the system and the reactions in the spider are given by wind load. The wind load distribution used for computation was measured by an experiment.

The second problem mentioned in this paper is the accurate evaluation of stress distribution in the intersection of shells of revolution. In opposition to the theory of thin shells a three-dimensional state of stresses is developing in the region of the node. Detailed investigations showed that the maximum effective stresses are essentially lower than those computed by theory of thin shells. This results in a more economic dimensioning in the region of the node.

A third important problem is the stability of a spherical zone. Well known are the critical values for $\sigma_1 = \sigma_2$ and $\sigma_1 = -\sigma_2$, σ_1 and σ_2 being the membrane stresses. This situation does not really exist with containments of this type because of special geometry and loading.

Therefore, the result of a parameter-study of the critical load is presented in dependence of

$$\kappa = \frac{|\sigma_1|}{\sigma_2}$$

This shows how tension in one direction increases the buckling load of a spherical zone.

1. Einleitung

Sicherheitsbehälter für Siedewasserreaktoren der zur Zeit auslaufenden Baulinie der AEG-Telefunken bestehen aus einer Stahlkugel (Durchmesser 26 bis 28 m) mit innensitzender rotationssymmetrischer Kondensationskammer und einem zylindrischen Sumpf unten (Abb. 1). Mit den heute verfügbaren Rechenprogrammen für dünnwandige rotationssymmetrische Strukturen macht die Berechnung des Gesamtbauwerkes im Endzustand für alle denkbaren Belastungen im wesentlichen keine Schwierigkeiten.

Das Streben nach wirtschaftlicher Ausnutzung der Tragfähigkeit, nach einfachem und sicheren Montageablauf sowie nach genügender Beulsicherheit bei bestimmten Belastungen, erfordert besondere Anstrengungen. Dieser Beitrag beschreibt einige dieser Überlegungen.

2. Abstützung während der Montage und des Verschubs

Die gegenseitige Behinderung der Bauarbeiten und der Behältermontage lässt sich weitgehend vermeiden, wenn die Kugel mit der Kondensationskammer auf einem Montageplatz zusammengebaut und dann auf einer Verschubbahn in das gleichzeitig mit den Stahlbauarbeiten errichtete Gebäude eingeschoben wird. Während dieses Vorganges ruht die unten offene Kugel auf vier Hilfsfüßen, über die das Gewicht von ca. 1.000 t aus der Schale in den Untergrund unter der Verschubbahn geleitet wird.

Die Befestigung der Hilfsfüße an der Schale soll folgende Ansprüche erfüllen:

- o Sie soll einen überschaubaren Kraftfluss ermöglichen.
- o Sie soll einfach anpassbar sein.
- o Sie soll leicht nach der Montage abgebaut werden können.
- o Sie soll nach dem Abbau keine störenden versteifenden Bauelemente an der Schale zurücklassen.

Die übliche Methode, bei der die Füße über radial angeschweisste Rippen mit der Schale verbunden sind, erfüllt vorallem die beiden letzten Forderungen nicht.

Für die Abstützung des Sicherheitsbehälters für das Kernkraftwerk Zwentendorf (Österreich) wurde deshalb folgende Lösung entwickelt:

- o Die horizontale Tragplatte der Abstützung ist über ein orthogonales System von Steifen mit einem Kugelsegment verbunden, das sich konzentrisch in einem Abstand von 70 mm um die Kugelschale des Sicherheitsbehälters schmiegt (Abb.2)
- o In Meridianrichtung wird das Kugelsegment von einem Blech besäumt, auf dem sich im Bereich der fünf Meridiansteifen Nocken befinden.
- o Am Sicherheitsbehälter sind im Abstand der Meridiansteifen kurze I-förmige Knaggen angeschweisst, deren freie Flansche in diese Nocken nassen.
- o Der Spalt zwischen Segment und Kugelschale wurde nach Anbau mit dem Hartschaumstoff Polyurethan ausgeschäumt.
- o Das untere Ende der Abstützung wurde durch drei winkelförmige an Ku-

gelschale und Abstützung angeschweisste Halterungen gegen seitlichen Verschub gesichert.

Der Abbau dieser Konstruktion ist einfach. Mit Ausnahme der I-förmigen Anschläge sind keine kraftübertragenden Elemente an die Kugelschale angeschweisst. Die Zwischenlage überträgt nahezu gleichmässig nur Normalpressungen, während die Knaggen nur Tangential- (Meridian)-Kräfte aufnehmen.

Um die höchsten Beanspruchungen bei Montage und Transport zu erfassen, wurden drei Zustände untersucht (Abb. 3a, b, c). Zur Versteifung des bei den beiden Montagezuständen noch offenen Schalensystems wurde ein Speichenstern in Höhe der Unterkante des Innenzylinders angeordnet. Während des Transportes ist die Schale oben bereits geschlossen. Auf dem Innenzylinder lastet aber zusätzlich das Gewicht des dort zum Transport angehängten Sumpfes. In allen drei Zuständen stabilisiert ein steifer Blechring die untere Kugelkante.

Im Gegensatz zum Endzustand muss hierbei Wind berücksichtigt werden. Die Verteilung der Flächenpressung durch Wind wurde angenommen

- o bei der Kugel auf Grund von Untersuchungen der aerodynamischen Versuchsanstalt in Göttingen

$$W_K = c_0 \cdot \sin^2 \phi + c_1 \cdot \sin \phi \cdot \cos \theta + c_2 \cdot \sin^2 \phi \cdot \cos 2 \theta$$

$$\text{mit max. } W_K = 250 \text{ kp/m}^2$$

- o bei Zylinder und Kegel auf Grund der Richtlinien der DIN 1055 Bl. 4 bzw. ÖNORM B 4000

$$W_Z = c_3 + c_4 \cdot \cos \theta + c_5 \cdot \cos 2 \theta + c_6 \cdot \cos 3 \theta$$

Dabei sind ϕ = Meridianwinkel und θ = Breitenkreiswinkel.

Die gesamte Windkraft beträgt bei den Zuständen

	I	II	III
W	= 8,7	/ 16,7	/ 19,8 Ttp.

Durch den exzentrischen Kraftangriff an den Knaggen (Pos. 4, Abb. 2) entsteht ein Moment. Dieses wurde linienförmig in der Knaggenbreite der Kugelschale aufgeprägt.

Die mittlere Pressung, die von der Zwischenschicht auf die Schale übertragen wird, beträgt

$$p = 1,17 / 2 / 3,6 \text{ kp/cm}^2.$$

Sowohl die Linienmomente als auch die Tangentialkräfte und die Flächenpressungen, die alle nicht rotationssymmetrisch verlaufen, wurden, in Fourierreihen entwickelt, der Computerberechnung zugrundegelegt.

Die Diagramme der Abb. 4 und 5 zeigen den Verlauf der Radialverschiebungen w und der Membranspannungen im Bereich der Abstützung sowohl in Meridian- als auch in Ringrichtung bei dem Zustand mit den höchsten Beanspruchungen, dem Transportzustand. Man erkennt, dass die Zwischenschicht bis zu 4 mm an den Rändern zusätzlich zur mittleren Verschiebung und Verformung zusammengepresst wird. Das entspricht einer Stauchung von ca. 6 %.

Damit ist gleichzeitig eine gewisse Kraftumlagerung verbunden, die aber keinen wesentlichen Einfluss auf die Verteilung der Beanspruchung hat. Die Zwischenschicht passt sich weitgehend der Verformung an. Beobachtungen während der Montage bestätigen diese Überlegungen.

3. Verschneidungen von Rotationsschalen

Bei Knickstellen in der Meridiankurve, besonders bei Verzweigungen von Rotationsschalen, treten zum Teil erhebliche Biegemomente und Querkräfte auf, die im allgemeinen nach der Biegetheorie dünner Rotationsschalen berechnet werden. Die daraus ermittelten sekundären Biegespannungen stellen in der Verschneidung selbst nur theoretische Werte dar. Tatsächlich herrscht in der Umgebung einer solchen Verschneidung ein räumlicher Spannungszustand, der mit der Theorie dünner Schalen nicht erfasst werden kann. Da Schalendurchdringungen dieser Art vorallem bei Stützen auftreten, wird ein solcher im folgenden behandelt.

Abb. 6 zeigt die Spannungen infolge Innendruck in den beiden Schalenteilen eines durchgesteckten Stützens in einer Kugelschale, die auf Grund der Theorie dünner Schalen ermittelt wurden. Während in der Kugelschale Hauptaugenmerk auf die Umfangsmembranspannungen zu richten ist, muss im Stützen die maximale Biegespannung in Meridianrichtung der Dimensionierung zu Grunde gelegt werden. Klöppel und Petri [1] verwiesen auf die Möglichkeit, die Stützenspannungen genauer zu erfassen, indem für die Einleitung der Membrankraft in die Stützenwand eine Eintragungsbreite von der Wandstärke der Schale angenommen wird. Bei der folgenden Untersuchung wurde der gesamte Knotenbereich in ein Netz von finiten Ringelementen unterteilt, um den räumlichen Spannungszustand zu erfassen. Abb. 7 zeigt das Netz eines solchen Knotendetails an einem durchgesteckten Stützen in einer Kugelschale. Die einzelnen Schalenteile wurden noch bis in einen Bereich verlängert, in dem mit Sicherheit ein zweiachsiger Spannungszustand herrscht. Als Randbedingungen wurden die Verformungen aus der Berechnung nach der Theorie dünner Schalen angesetzt. Die Ausrundungen durch die Schweissnähte wurden berücksichtigt.

In den Abb. 8a - c sind die Hauptmeridianspannungen in den Randfasern 1 bis 3 dargestellt. Bis zu den Ausrundungen stimmen die nach der Theorie dünner Schalen ermittelten Werte mit denjenigen der dreidimensionalen Untersuchung befriedigend überein. Innerhalb der Ausrundungen ist ein deutlicher Abfall des Spannungsniveaus zu vermerken, welcher besonders an der Faser 3 (Stützeninnenseite) von Bedeutung ist, da hier die höchste Vergleichsspannung auftritt. Die tatsächlichen Spannungswerte an dieser Stelle sind erheblich kleiner als jene nach der Theorie dünner Schalen.

Im vorliegenden Beispiel mit den Parametern

$$\frac{R_{\text{Kugel}}}{R_{\text{Stützen}}} = 30 \qquad \frac{t_{\text{Kugel}}}{t_{\text{Stützen}}} = 0,6^2$$

liegt der Maximalwert der Biegespannung um 39 % unter dem aus der zwei-

dimensionalen Analyse, während bei Berechnung der gleichen Verschneidung nach [1] dieser Höchstwert um 11 % kleiner ist als jener nach der Biegetheorie dünner Schalen. Diese tatsächlich vorhandene Biegespannung ist geringfügig höher als die Randspannung am Beginn der Ausrundung, der sogenannten "Anschnittsspannung", im erwähnten Beispiel um ca. 8 %.

Die angeführten Ergebnisse können natürlich nicht ohne weiteres verallgemeinert werden, da sie parameterabhängig sind. Aus diesem Grunde wurden im Rahmen dieser Studie die erwähnten Parameter variiert und daraus eine einheitliche Aussage gebildet:

Die höchsten Beanspruchungen im Stutzen liegen etwa 10 % über den Biegespannungen des Anschnittsmomentes am Beginn der Ausrundung. Dieses Verhalten entspricht etwa der im Stahlbeton üblichen Vorgangsweise, durchlaufende Decken nach deren Anschnittsmoment zu bemessen. Die so erhaltenen Werte betragen etwa 60 - 80 % der Spannungen, die nach der Theorie dünner Schalen am theoretischen Verschneidungspunkt errechnet werden. Eine Berücksichtigung dieses Umstandes führt vorallem bei einer grösseren Anzahl von Stutzen zu einer wirtschaftlichen Auslegung und damit zu einer spürbaren Kostensenkung.

4. Überlegungen zur Beulsicherheit

Ein komplexes Schalensystem mit unterschiedlicher Belastung, wie es ein Containment dieser Art darstellt, erfordert besondere Aufmerksamkeit hinsichtlich der Beulsicherheit bestimmter Schalenzonen.

Die Ermittlung der theoretischen Beulwerte erfolgte im vorliegenden Fall elektronisch unter Zugrundelegung der linearen Theorie (Gleichgewicht am deformierten Element bei kleinen Verformungen), wobei als Lösungsverfahren die Methode der direkten Integration Anwendung fand. Bei Kegel und Zylinder wurden die Ergebnisse mit den vielfältig in der Literatur zu findenden Hinweisen verglichen und Übereinstimmung gefunden. Für die Kugel stehen Literaturangaben nur für eine geringe Anzahl spezieller Lastfälle zur Verfügung.

Durch Überdruck in der Druckkammer (Pos. 3, Abb. 1) stellen sich in der nicht druckbeaufschlagten Kugelschale (Pos. 2, Abb. 1) die Schnittkräfte

$$N_{\phi} , N_{\theta} = - N_{\phi}$$

(N_{ϕ} Längsmembrankraft, N_{θ} Ringmembrankraft)

ein, wobei diese Werte mit dem Höhenwinkel ϕ durch die Funktion

$$N_{\phi j} = N_{\phi k} \cdot \frac{\cos^2 \phi_k}{\cos^2 \phi_j}$$

veränderlich sind. Für diese Art der Belastung (axialsymmetrischer Zug) gibt J.C.Yao [2] die theoretische Lösung sowie numerische Ergebnisse für eine Reihe von Parametern $\frac{R}{t}$ an (R .. Kugelradius, t .. Wanddicke).

Ist diese Kugelzone zusätzlich mit einer Flächenlast beaufschlagt, dann resultieren daraus die Schnittkräfte

$$N_{\phi} = \alpha \cdot N_{\theta} , N_{\theta}$$

wobei α beliebige positive und negative Werte erreichen kann. Zufolge einer

mit dem Höhenwinkel veränderlichen Belastung darf für die Schnittkräfte nicht mehr die Veränderlichkeit gemäss obiger Formel verwendet werden.

Die Ergebnisse einer Studie der verschiedenen Belastungsarten mit dem Schalenparameter $\frac{R}{t}$ werden nachfolgend dargestellt:

In Abb. 9 sind die Werte der Beuldeterminante α für verschiedene Laststufen in Abhängigkeit von der Umfangswellenanzahl m aufgetragen, wobei diese Untersuchungen für eine Reihe verschiedener α -Werte durchgeführt wurden. Die Abhängigkeit der kritischen Last von der Wellenanzahl wird in Abb. 10 veranschaulicht. Für alle untersuchten Arten von Belastungen wird die geringste kritische Last bei einer relativ hohen Wellenanzahl ($m = 40 + 50$) erreicht. Der Kugelöffnungswinkel sowie die Art des Festhaltens der Schalenränder beeinflussen den Beulwert sehr gering, wie dies auch Yao für den axialsymmetrischen Zug feststellte. Ergänzend zu Yao zeigten die angestellten Untersuchungen, dass die Grösse und Art der Verteilung der Meridiankraft N_ϕ den Beulwert ebenfalls nur geringfügig verändert.

Da die Beullasten bei verschiedenen Werten von α nur wenig voneinander abweichen, ergibt sich für beulgefährdete Kugelzonen unabhängig von der Art der Belastung ein guter Approximationswert für die theoretische Beullast N_0 nach der modifizierten Formel von Zoelly (siehe z.B. unter [3]).

Die angegebenen Untersuchungen befassten sich ausschliesslich mit den theoretischen Beullasten und wurden ohne Berücksichtigung von Vorverformungen (Montageabweichungen) durchgeführt. Die praktischen Stabilitätswerte liegen bedeutend niedriger. So muss bereits etwa bei der halben theoretischen Beullast mit Einbeulen gerechnet werden. Allerdings ist bei der Festlegung der erforderlichen Sicherheit noch zwischen den dominierenden Lasten zu unterscheiden.

5. Literaturhinweise

- 1 Klöppel K., Petri R., Zur Berechnung von Sicherheitsbehältern für Kernkraftwerke
DYM-Kolloquium Jülich 1966 - Werkstoff- und Prüfprobleme bei Kernreaktoren,
Berlin, Köln, Frankfurt, Beuth-Vertrieb (1967)
- 2 Yao J.C., Buckling of a Truncated Hemisphere under Axial Tension,
AIAA Journal, Vol. 1, No.10, Okt. 1963
- 3 Timoshenko S.P., Theory of Elastic Stability,
2. Aufl. McGraw-Hill 1961, New York, Toronto, London

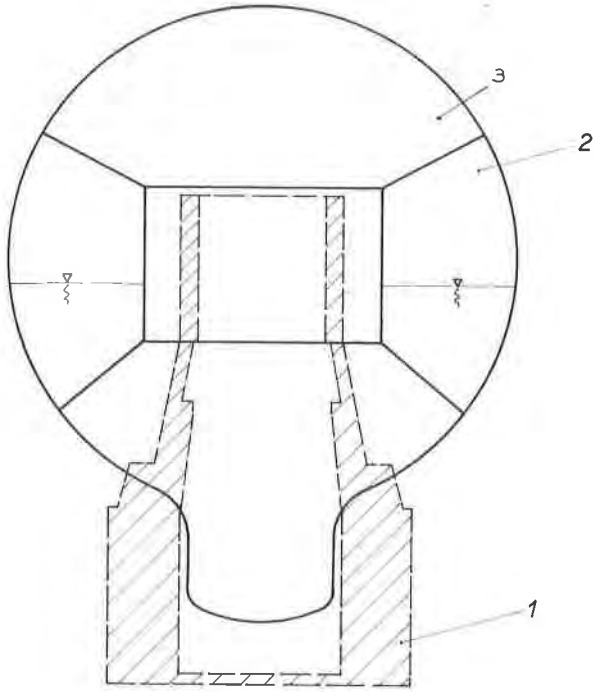


Abb. 1 Sicherheitsbehälter-Übersicht.

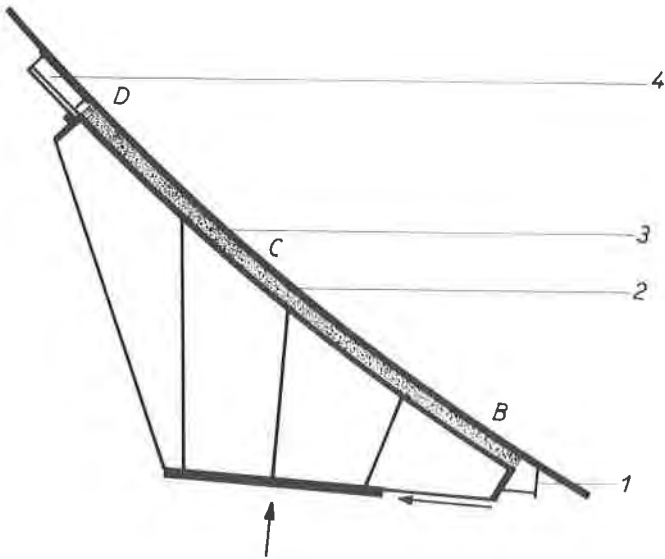


Abb. 2 Montagefuss.

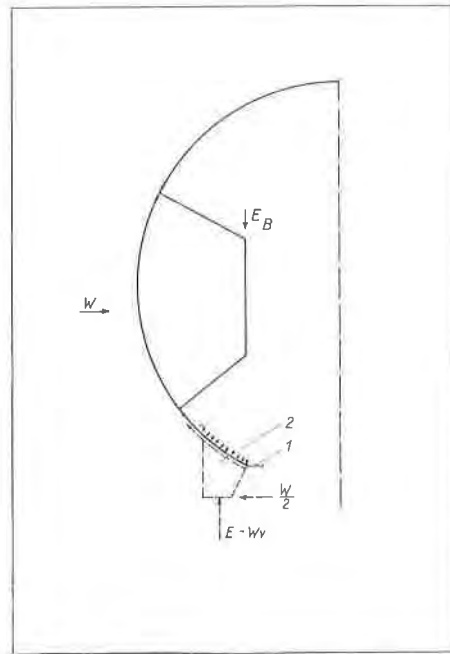
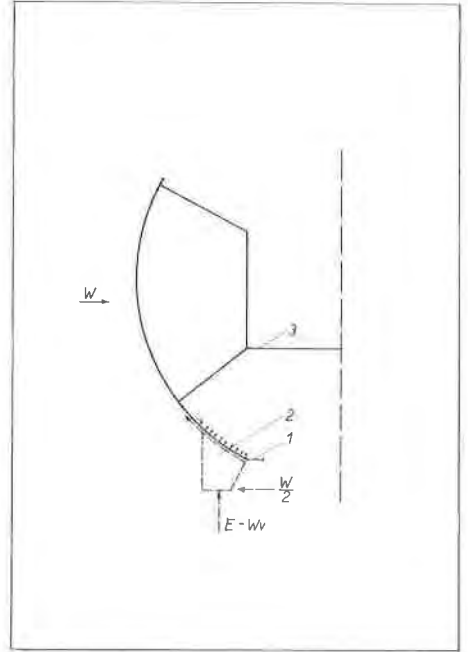
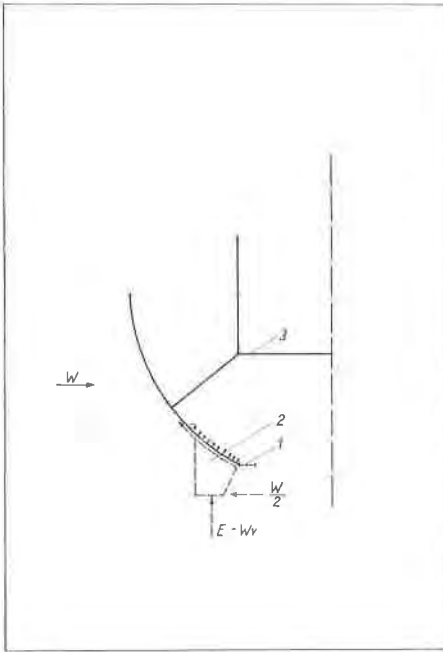


Abb. a, b, c Montage-Belastungszustände I, II und III.

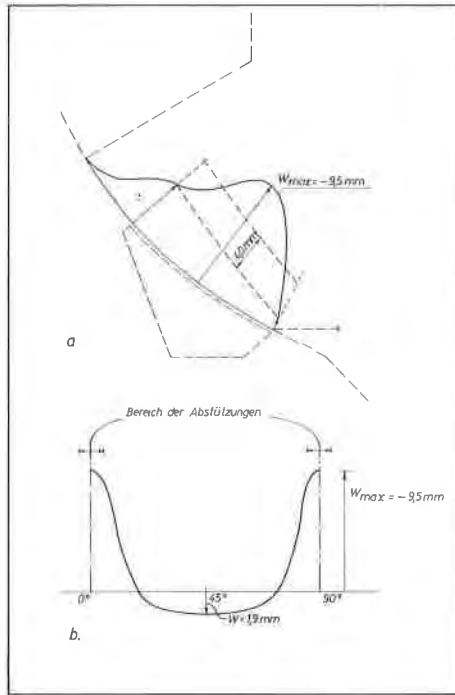


Abb. 4 Radialverformung "w" der Kugel im Bereich der Montagefüsse
a. in Meridianrichtung
b. in Ringrichtung.

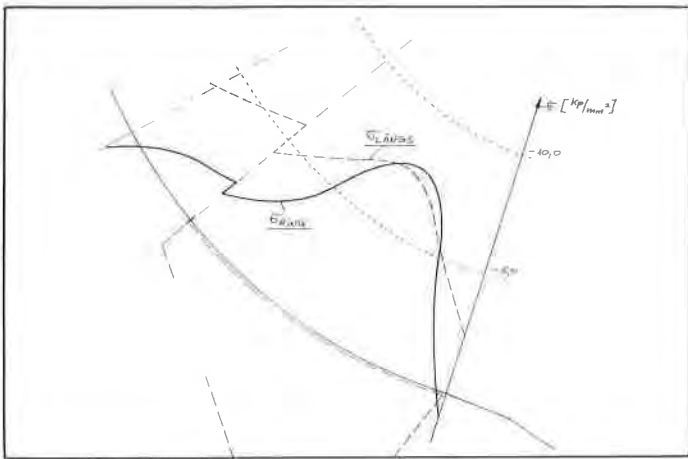


Abb. 5 Membranspannungen in der Kugel im Bereich der Montagefüsse.

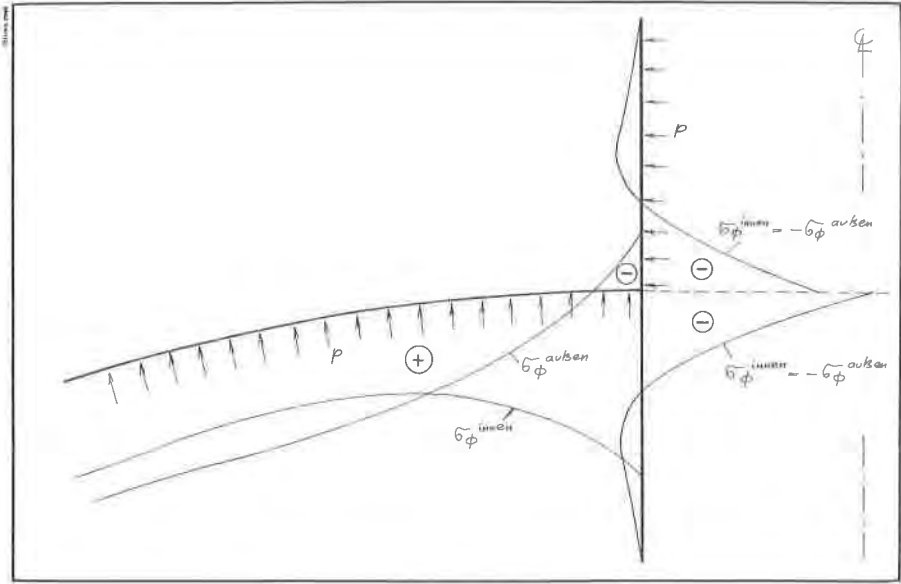


Abb. 6 Meridianspannungen in Kugel und Stützen unter Innendruck nach der Theorie dünner Schalen.

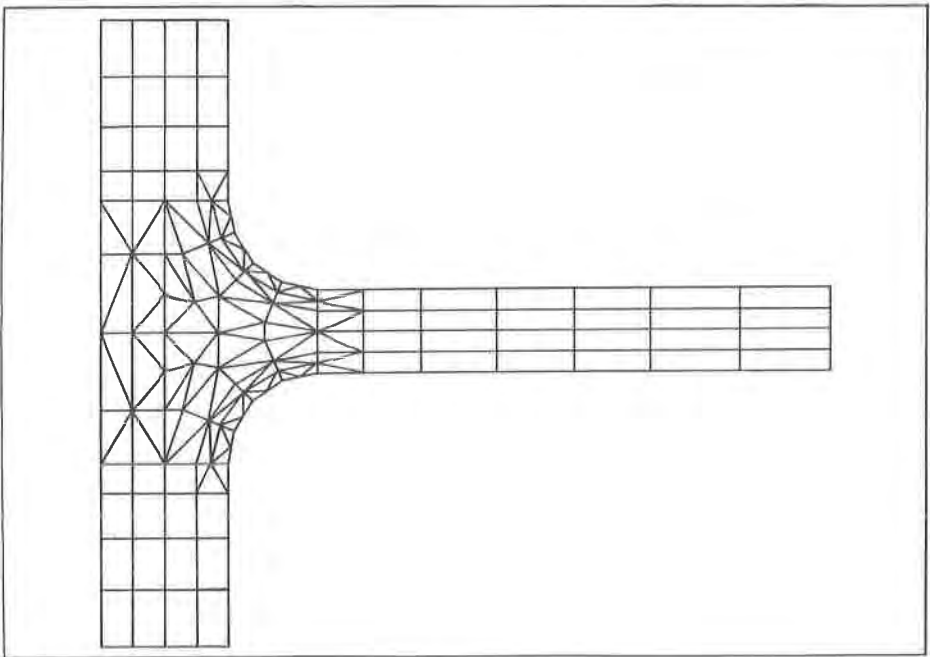


Abb. 7 Netz der finiten Ringelemente in der Verschneidung Stützen/Kugelschale.

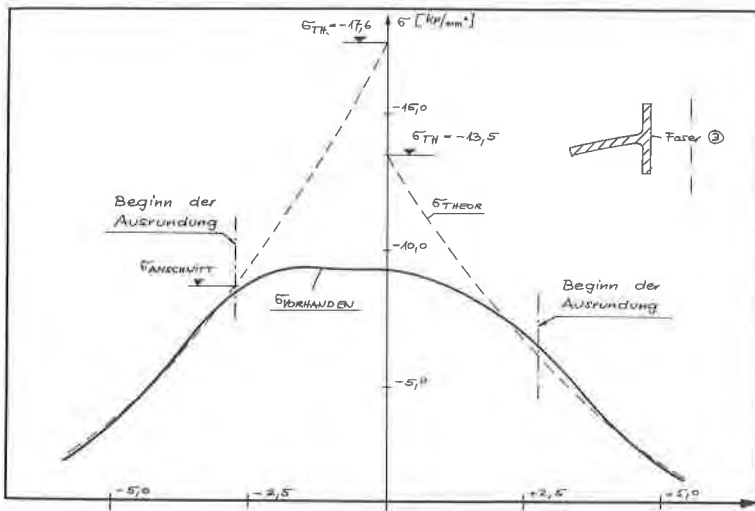
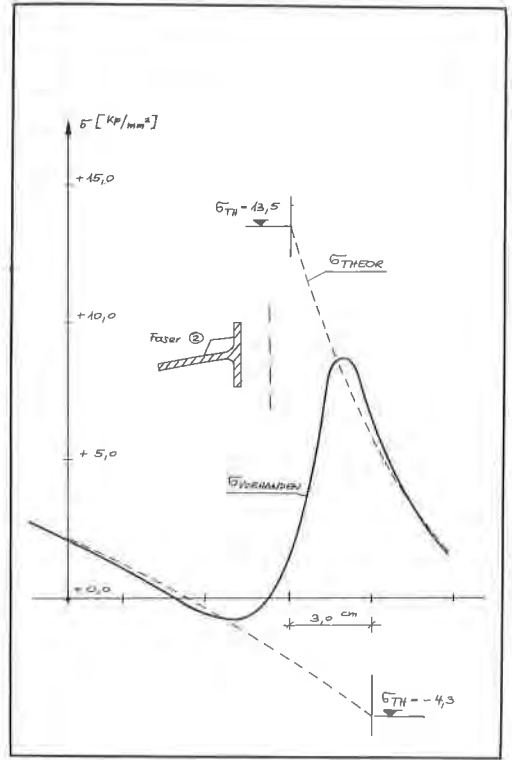
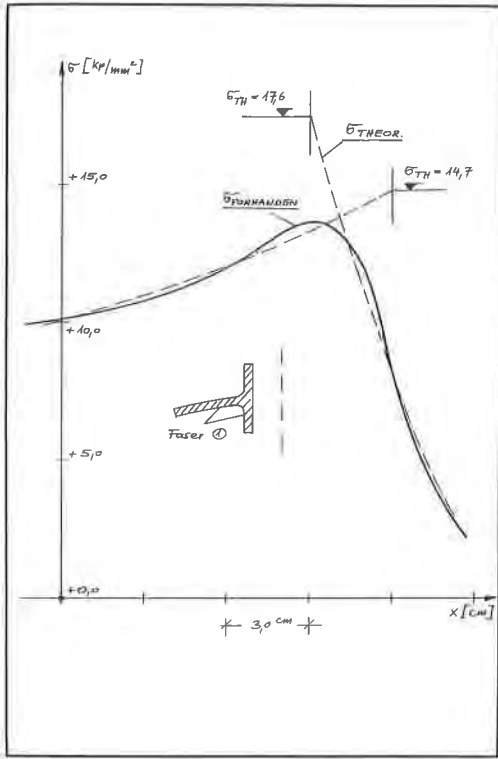


Abb. 8a,b,c Membran und Biegespannung in den Randfasern 1, 2 und 3.

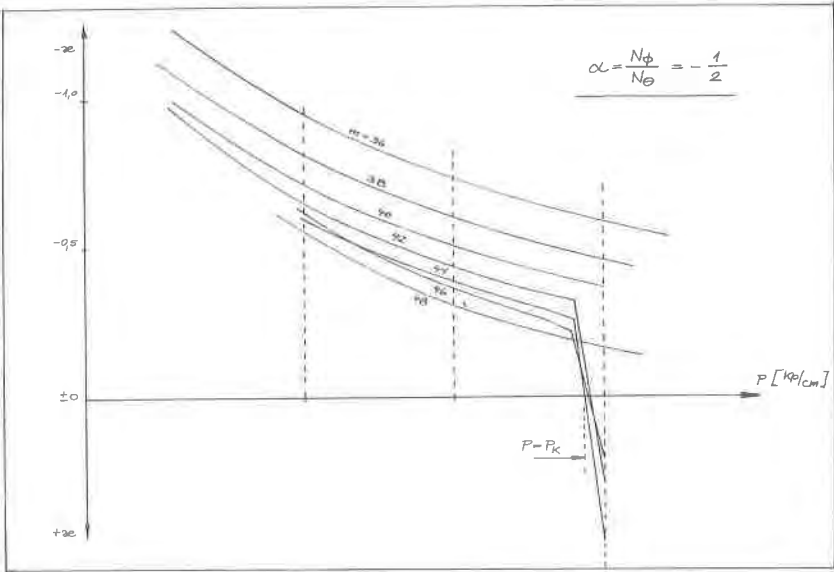


Abb. 9 Abhängigkeit der Beuldeterminante von der Ringdruckkraft P.

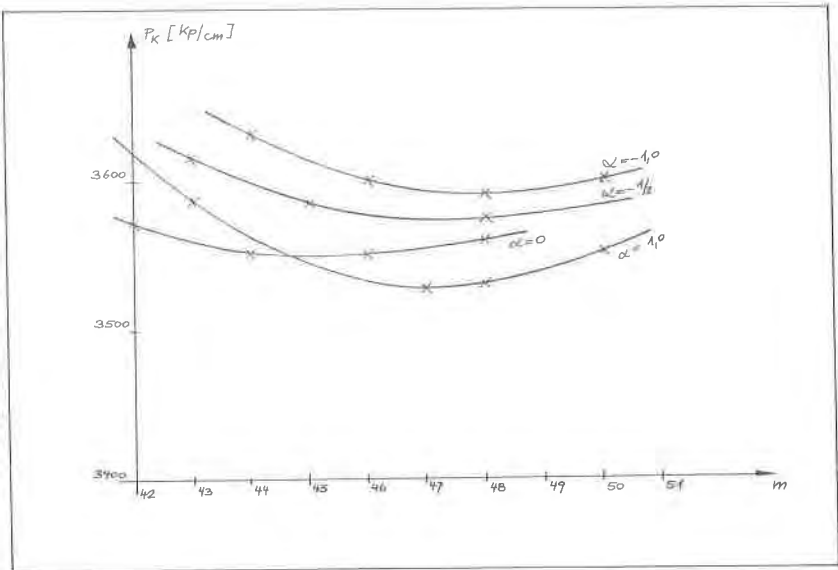


Abb. 10 Abhängigkeit der kritischen Ringdruckkraft P_K von der Beulwellenzahl m.