

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

Januar 1968

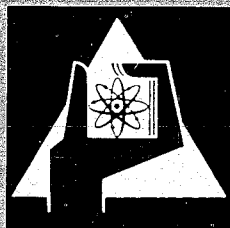
KFK 654

Institut für Reaktorentwicklung

Studie über einen $527 \text{ MW}_{\text{th}}$ natriumbeheizten Dampferzeuger
und einen $98 \text{ MW}_{\text{th}}$ natriumbeheizten Zwischenüberhitzer

zusammengestellt von

M. Cramer



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

Januar 1968

KFK 654

Institut für Reaktorentwicklung

Studie über einen 527 MW_{th} natriumbeheizten Dampferzeuger
und einen 98 MW_{th} natriumbeheizten Zwischenüberhitzer

zusammengestellt

von

M. Cramer

mit Beiträgen von

W. Albrecht^{*}, Dr. F. Brandt^{*}, M. Cramer^{**},
Th. Bühne^{*}, M. Schaal^{*}

^{*} L. u. C. Steinmüller GmbH., Gummersbach/Rhld.

^{**} Gesellschaft für Kernforschung m.b.H., Karlsruhe
Institut für Reaktorentwicklung

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

Inhaltsverzeichnis

	<u>Seite:</u>
1. Vorwort	1
2. Arbeitsunterlagen	2
2.1 Auslegungsdaten	2
2.2 Verwendete wärme- und strömungstechnische Gleichungen	3
2.3 Auslegungstemperatur	5
2.4 Festigkeitskennwerte der infrage kommenden Werkstoffe	6
2.5 Stoffwerte von Natrium	6
3. Vorauslegung der Heizfläche	15
3.1 Wärmedurchgang am Einzel- und Doppelrohr	15
3.2 Rohrdimension	17
3.3 Rohrwerkstoff	18
3.4 Rohrteilung	18
3.5 Vorauslegung der aussichtsreichsten Heizflächenanordnung	18
3.6 Auswertung der Rechenergebnisse	36
4. Ausarbeitung von Konstruktionsvorschlägen	37
4.1 Konstruktionsprinzipien	37
4.2 Wahl der aussichtsreichsten Ausführungsformen	41
5. Wärmetechnische Berechnung für die gewählte Ausführungsform	42
5.1 Einführung	42
5.2 Rechenergebnisse	45
6. Konstruktionsbeschreibung	48
6.1 Dampferzeuger der Bauart A	48
6.1.1 Konstruktionsbeschreibung des Dampferzeugers	48
6.1.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Dampferzeugers	51
6.2 Dampferzeuger der Bauart C	52
6.2.1 Konstruktionsbeschreibung der Bauart C	52
6.2.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Dampferzeugers	55

	<u>Seite:</u>
6.3 Zwischenüberhitzer	57
6.3.1 Konstruktionsbeschreibung	57
6.3.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Zwischenüberhitzers	58
7. Verwendete Materialien	60
8. Bedingungen für Fertigung, Prüfung und Abnahme	61
9. Preisermittlung	63
9.1 Dampferzeuger	63
9.2 Zwischenüberhitzer	64
10. Entwicklungsprogramm	65
10.1 Berstscheiben	65
10.2 Ringförmige Rohrplatten	66
11. Anhang	66
11.1 Wärmespannungsberechnung einer Dehnhülse	67
11.2 Instationäre Wärmespannungen in Hohlzylindern	83

1. Vorwort

Im Rahmen des Projektes "Schneller Brüter" wurden an Firmen Studienaufträge vergeben, deren Gegenstand die Erstellung von Na-Komponenten-Entwürfen war. Dabei sollten die wichtigsten noch zu lösenden Entwicklungsaufgaben identifiziert und Richtwerte über das Betriebsverhalten und Kapitalkosten dieser Anlagenteile für weitere Untersuchungen ermittelt werden.

Der vorliegende Bericht enthält den Na/H₂O-Dampferzeugerentwurf und Na/H₂O-Zwischenüberhitzerentwurf der Firma L. u. C. Steinmüller G.m.b.H., Röhrendampfkessel- und Maschinenfabrik Gummersbach.

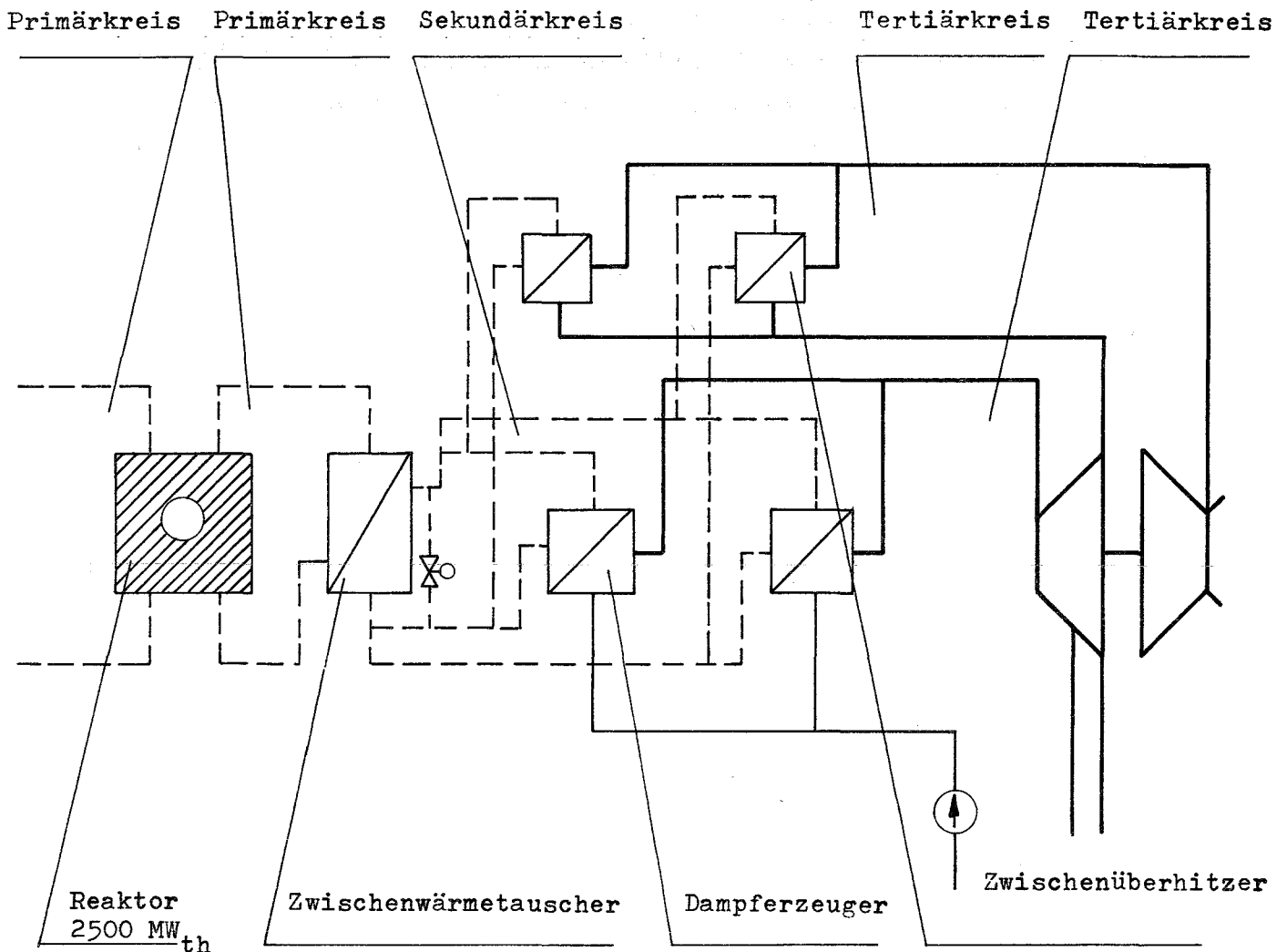
Außerdem wurde von der Firma Steinmüller als Voruntersuchung die einschlägige Literatur zum Stand der Technik durchgesehen und ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Voruntersuchung wurden in dem externen Bericht 8/67-3 des Kernforschungszentrums Karlsruhe unter dem Titel "Übersicht über gebaute und entworfene Na/Na-Zwischenwärmetauscher und Na/H₂O-Dampferzeuger" zusammengefaßt.

2. Arbeitsunterlagen

2.1 Auslegungsdaten

Der Na-gekühlte schnelle Brutreaktor ist für eine thermische Leistung von 2 500 MW ausgelegt und soll bei einem Gesamtwirkungsgrad von 40 % 1 000 MW elektrische Leistung erzeugen.

Die im Reaktor erzeugte Wärme wird von dem in zwei Primärkreisen umlaufenden Na über die beiden Zwischenwärmetauscher an insgesamt 4 ebenfalls mit Na arbeitende Sekundärkreise übertragen. Jeder Sekundärkreis führt seine Wärme über einen Dampferzeuger und einen Zwischenüberhitzer an einen Tertiärkreis ab. Der in Dampferzeugern und Zwischenüberhitzern erzeugte Arbeitsdampf speist die beiden Dampfturbogeneratoren von je 500 MW elektrischer Leistung (Abb. 1).



Dampferzeuger	Primärseite	Sekundärseite
Medium	Natrium	Wasser/Dampf
Durchsatz	$7,48 \cdot 10^6$ kg/h	885 t/h
Eintrittstemperatur	560 °C	286 °C
Austrittstemperatur	360 °C	540 °C
mittl. Systemdruck	10 at	-
Austrittsdruck	-	170 at
zul. Druckverlust	1 at	20 at
Leistung	527 MW _{th}	

Zwischenüberhitzer	Primärseite	Sekundärseite
Medium	Natrium	Dampf
Durchsatz	$1,39 \cdot 10^6$ kg/h	735 t/h
Eintrittstemperatur	560 °C	320 °C
Austrittstemperatur	360 °C	530 °C
mittl. Systemdruck	10 at	-
Austrittsdruck	-	30 at
zul. Druckverlust	0,65 at	1,5 at
Leistung	98 MW _{th}	

2.2 Verwendete wärme- und strömungstechnische Gleichungen

a) Primärseite

Wärmeübergang

Nach Angaben von Interatom läßt sich der Wärmeübergang von Na bei Querströmung durch Rohrbündel folgendermaßen darstellen:

$$N_u = 2,0 + 0,115 \cdot Pe^{0,8} \quad (1) \quad \text{für: } 25 \leq Pe \leq 750 \quad (1)$$

Druckverlust

Nach O. Krischer kann man den Druckverlust darstellen mit folgendem Ansatz:

$$\Delta p = n \cdot \xi \cdot \frac{1 - \psi}{\psi^3} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_o^2 \cdot \frac{1}{g}$$

$$\Delta p = n \cdot Z \cdot \frac{\rho}{2g} \cdot w_o^2 \quad (2)$$

nach einer Auswertung von Literaturstellen kam ξ für fluchtende Rohrbündel gesetzt werden:

$$\xi = \frac{\psi^3}{1-\psi} \cdot \frac{1}{(1-a)^{2,25}} \cdot \frac{1}{(1-\psi)^{0,9}} \cdot 0,275 \cdot 0,4 \cdot Re_\psi^{-0,15}$$

damit wird:

$$Z = \frac{0,275 \cdot 4,0}{(1-a)^{2,25} \cdot (1-\psi)^{0,9}} \cdot Re_\psi^{-0,15} \quad \text{mit: } Re_\psi = \frac{w_o \cdot d_a}{\nu \cdot (1-\psi)}$$

Die Grundlage für diese Beziehung bildet der Carnot'sche Stoßverlust. Für $Re = 10\ 000$ ergibt sich aus dem Stoßverlust:

$$\xi = \frac{\psi^3}{1-\psi} \cdot \frac{1}{(1-a)^2} \cdot C;$$

es bedeuten im einzelnen:

n - Zahl der hintereinanderliegenden querangeströmten Rohre

ξ - Widerstandsbeiwert

$\psi = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{a \cdot b}$ - Porosität der Rohranordnung

a - Querteilungsverhältnis

b - Längsteilungsverhältnis

w_o - Geschwindigkeit im freien Mantelraum $w_o = \frac{V_S}{F}$

b) Sekundärseite

Wärmeübergang

Für das Wasser- bzw. Dampfgebiet wurde die bekannte Gleichung von Hausen zugrunde gelegt:

$$N_u = 0,037 (Re^{0,75} - 180) \cdot Pr^{0,42} \quad (3)$$

die im Bereich $Re = 10^4 \div 3 \cdot 10^5$ durch die Potenzbeziehung

$$N_u = 0,020 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,42} \quad (4)$$

angenähert wurde.

Abweichung im Mittel 0,6 %.

Da noch keine Unterprogramme für die Stoffwerte von Wasser in das Programm eingebaut sind, wird mit der Temperaturfunktion $F(t,p)$ gerechnet und nach α aufgelöst:

$$\alpha = F(t) \cdot \frac{w_k^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (5) \quad \text{mit: } F(t) = 0,020 \cdot \lambda \left(\frac{p_k}{7} \cdot 3600\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,42}$$

Für das Verdampfungsgebiet wurde eine Beziehung von

$$\alpha_i = 3,4 \cdot \alpha_{F1} \cdot \left(\frac{1}{x_u}\right)^{0,45}$$

zugrunde gelegt, mit

$$\alpha_{F1} = \alpha(1-x)^{0,8} \quad \alpha \text{ (s. Gl. (5))}$$

und

$$\frac{1}{x_u} = \left(\frac{v''}{v'}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta''}{\eta'}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1}{1-x}\right)^{0,9}$$

ergibt sich

$$\alpha_i = \alpha \cdot y$$

$$y = 3,4 \cdot \left(\frac{v''}{v'}\right)^{0,225} \cdot \left(\frac{\eta''}{\eta'}\right)^{0,045} \cdot x^{0,405} \cdot (1-x)^{0,395}$$

gültig für den Bereich

$$y \geq 1 .$$

2.3 Auslegungstemperatur

Auf der Primärseite (Natrium) ist eine Eintrittstemperatur von 560 °C vorgesehen. Es muß jedoch damit gerechnet werden, daß bei Teillasten Temperaturen bis zu 580 °C auftreten können, obwohl über eine Regelung des Na-Durchsatzes oder über eine Änderung der Speisewassertemperatur konstante Na-Temperaturen angestrebt werden sollen.

Dampferzeuger und Zwischenüberhitzer werden daher festigkeitsmäßig so ausgelegt, daß sie auch über einen längeren Zeitraum mit Na von 580 °C beheizt werden können, auch wenn sich gerade in diesem Temperaturgebiet das

Absinken der Festigkeitswerte sehr ungünstig auswirkt.

2.4 Festigkeitskennwerte der infrage kommenden Werkstoffe

In der Abb. 2 sind die zulässigen Festigkeitskennwerte der zur Diskussion stehenden Baustähle aufgetragen.

Für die Stähle 4301, 4401 und 4550 sind die zul. Festigkeitskennwerte dem ASME-Code (entspr. Typ 304, 316 und 347) entnommen. Bei den Stählen 4961 und 7380 ist $\sigma_B/100\ 000$ mit 1,5-facher Sicherheit zugrunde gelegt. Bis zu einer Temperatur von max. 450 °C kann unstabilisierter ferritischer Werkstoff (7380) eingesetzt werden, ohne daß ein unzulässig hoher Kohlenstofftransport vom ferritischen zum austenitischen Werkstoff erfolgt. Oberhalb von 450 °C ist bei Na-führenden Bauteilen stabilisierter Ferrit oder Austenit erforderlich. Der Festigkeitsberechnung des Druckbehälters wird der Stahl 4550 zugrunde gelegt. Er führt zwar im Vergleich zum Stahl 4401 und 4961 zu den größeren Wandstärken; sollte jedoch später einem anderen Austenit der Vorzug gegeben werden, so sind keine konstruktiven Änderungen zu erwarten.

Der Kostenvergleich in Abb. 3 zeigt, daß bei einer Auslegungstemperatur von 580 °C die Stähle 4401, 4550 und 4961 etwa gleiche Materialkosten verursachen. Diesem Diagramm liegt der nachfolgende Preisvergleich zugrunde. (Der Stahl 4550 ist zu 100 % angenommen.)

DIN-Bezeichnung	Werkst.-Nr.	AISI-Nr.	Preisvergleich (%)
10 Cr Mo 9 10	7380		35
10 CrMoNiNb 9 10			
X 5 Cr Ni 18 9	4301	304	99
X 5 CrNiMo 18 10	4401	316	120
X 10 CrNiNb 18 9	4550	347	100
X 8 CrNiNb 16 13	4961		131

2.5 Stoffwerte von Natrium

Folgende Tabelle und Abbildungen (Abb. 4 bis Abb. 9) geben die Natriumstoffwerte für verschiedene Temperaturen an. Zum Vergleich wurden auch die Stoffwerte von Kalium und NaK-Legierungen mit eingetragen.

Stoffwerte: Na, K und NaK-Legierungen

Temp. °C	Na			NaK (44 % K)			NaK (56 % K)			NaK (75-78% K)			K		
	λ	η	c_p	λ	η	c_p	λ	η	c_p	λ	η	c_p	λ	η	c_p
100	74,0	2,465	0,331	21,8	1,930	0,269	20,0	1,926	0,254	20,0	1,690	0,224	40,3	1,645	0,194
200	69,6	1,615	0,320	22,7	1,370	0,261	21,5	1,332	0,247	21,4	1,185	0,218	38,2	1,160	0,188
300	65,3	1,240	0,312	23,6	1,080	0,255	22,6	1,043	0,242	22,3	0,910	0,213	36,2	0,900	0,185
400	61,1	1,020	0,306	23,9	0,880	0,251	23,2	0,864	0,237	22,5	0,755	0,210	34,1	0,740	0,182
500	57,2	0,865	0,302	24,0	0,755	0,248	23,2	0,727	0,234	22,3	0,655	0,208	32,1	0,635	0,181
600	53,5	0,770	0,301	23,9	0,650	0,248	23,1	0,630	0,233	22,0	0,570	0,209	30,2	0,555	0,183
700	50,2	0,700	0,301	23,7	0,575	0,251	22,9	0,543	0,235	21,8	0,500	0,211	28,3	0,485	0,185
800	47,3	0,650	0,304	23,5	0,505	0,254	22,7	0,486	0,241						

Schmelzpunkt, Siedepunkt, Dichte bei Normzustand

$T_{F1} : ^\circ\text{C}$	(+) 97,8	(+) 19	(+) 5,9	(-) 11	(+) 63,3
$T_S : ^\circ\text{C}$	883	826	814	784	760
$\rho_0 : \text{kg/m}^3$ (T_{F1})	931	906	885	874	828

λ : (kcal/m h °C)

η : (kg/m h)

c_p : (kcal/kg °C)

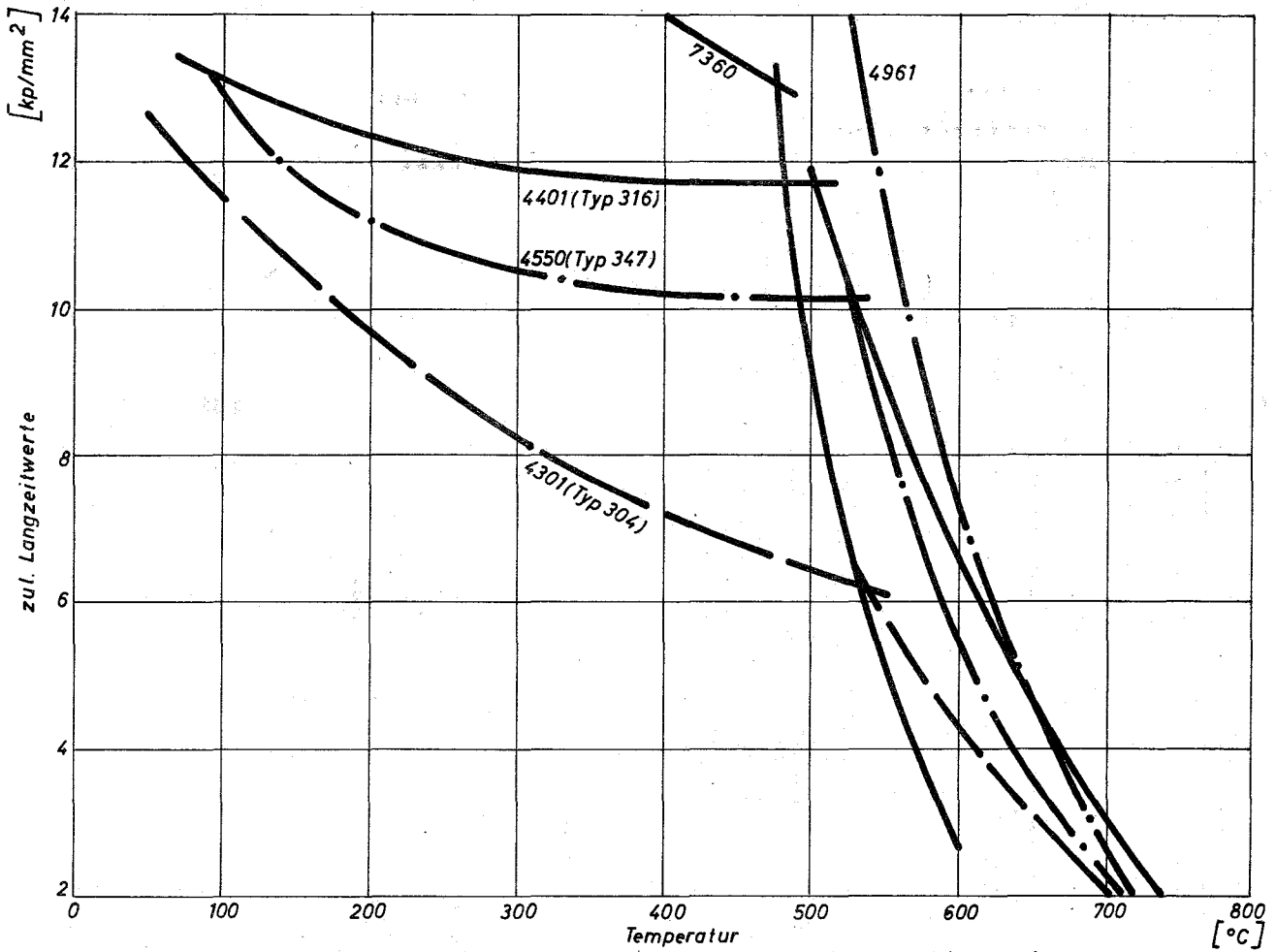


Abb. 2 Langzeitfestigkeit der Stähle W.-Nr. 4301, 4401, 4550, 4961 und 7380

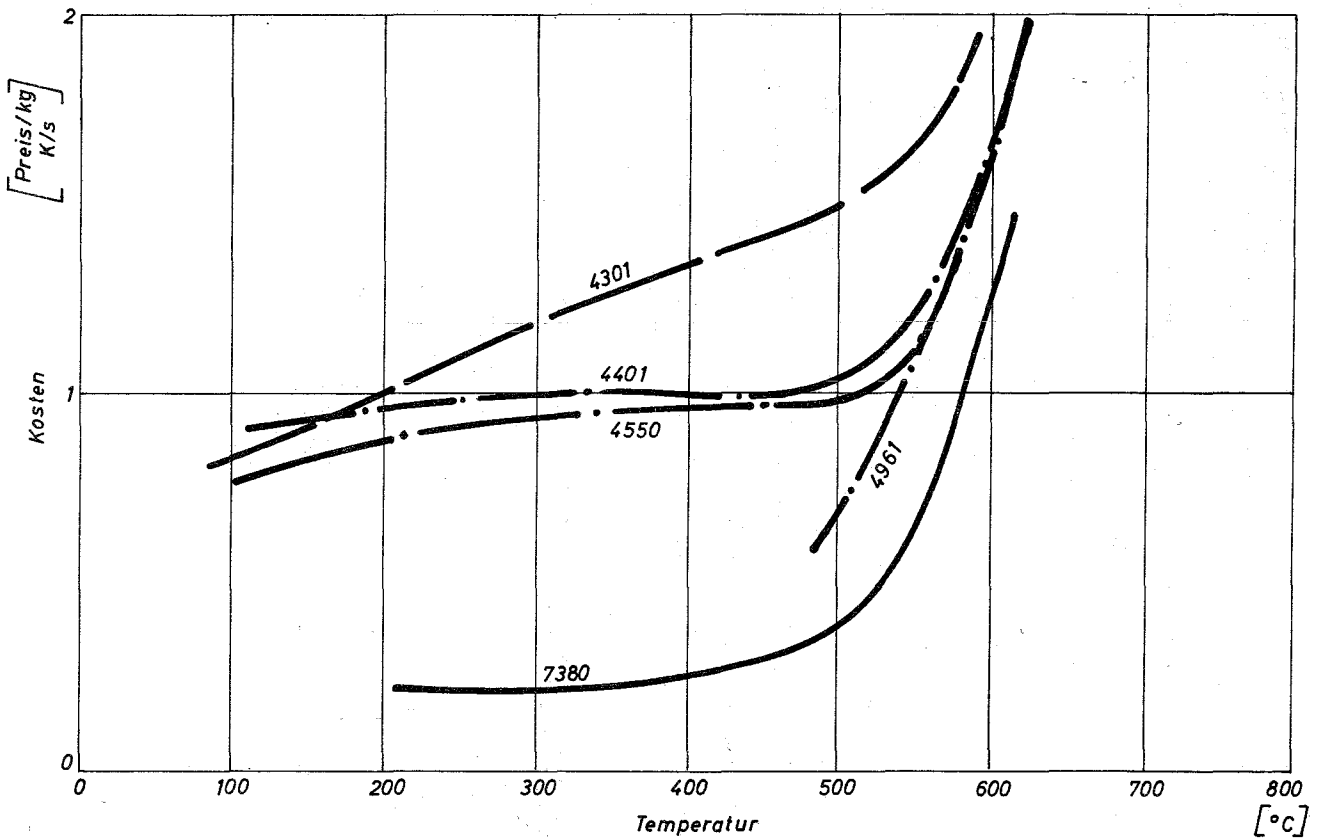


Abb. 3 Kosten der Stähle W.-Nr. 4301, 4401, 4550, 4961 und 7380

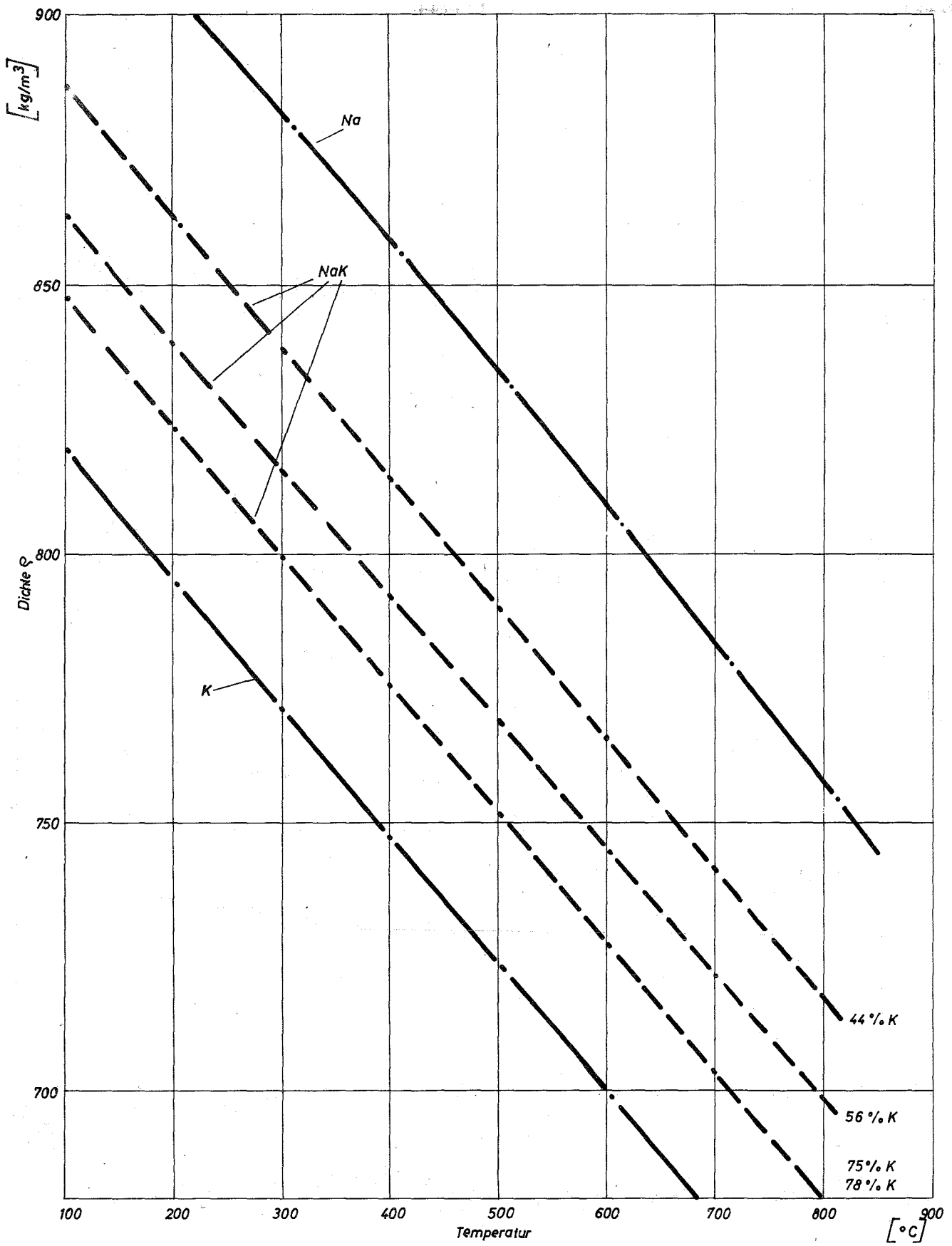


Abb. 4 Dichte von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

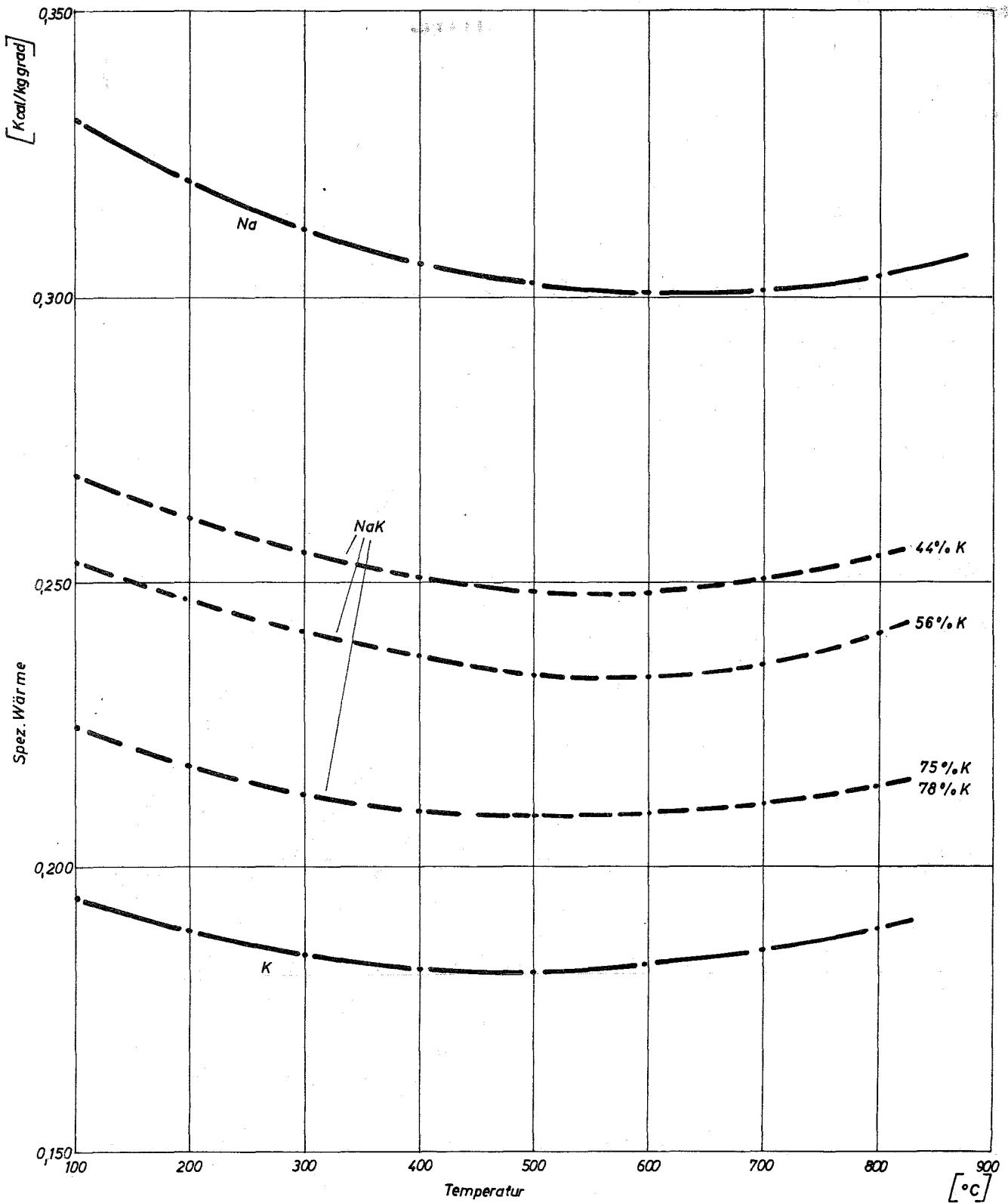


Abb. 5 Spezifische Wärme von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

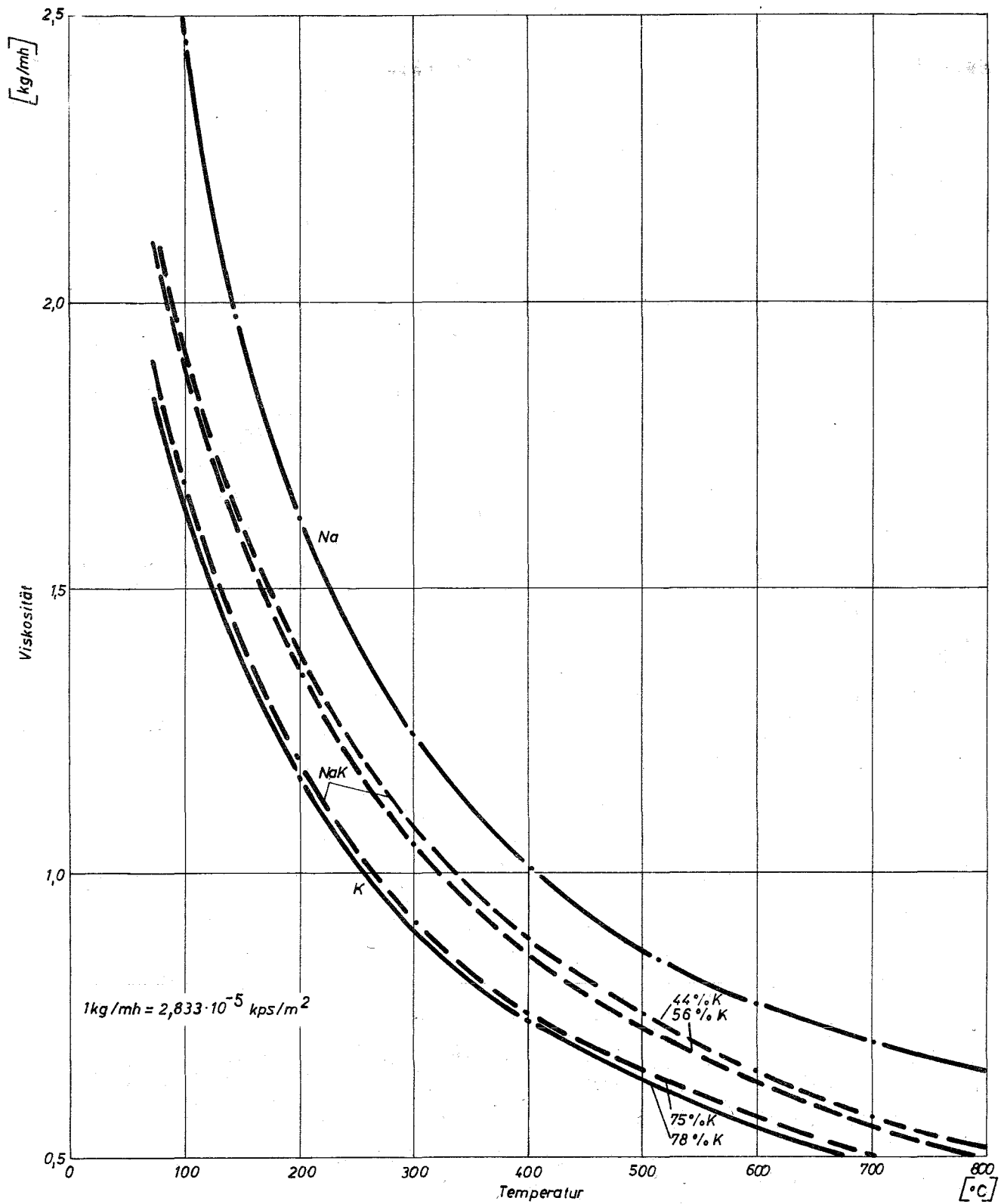


Abb. 6 Viskosität von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

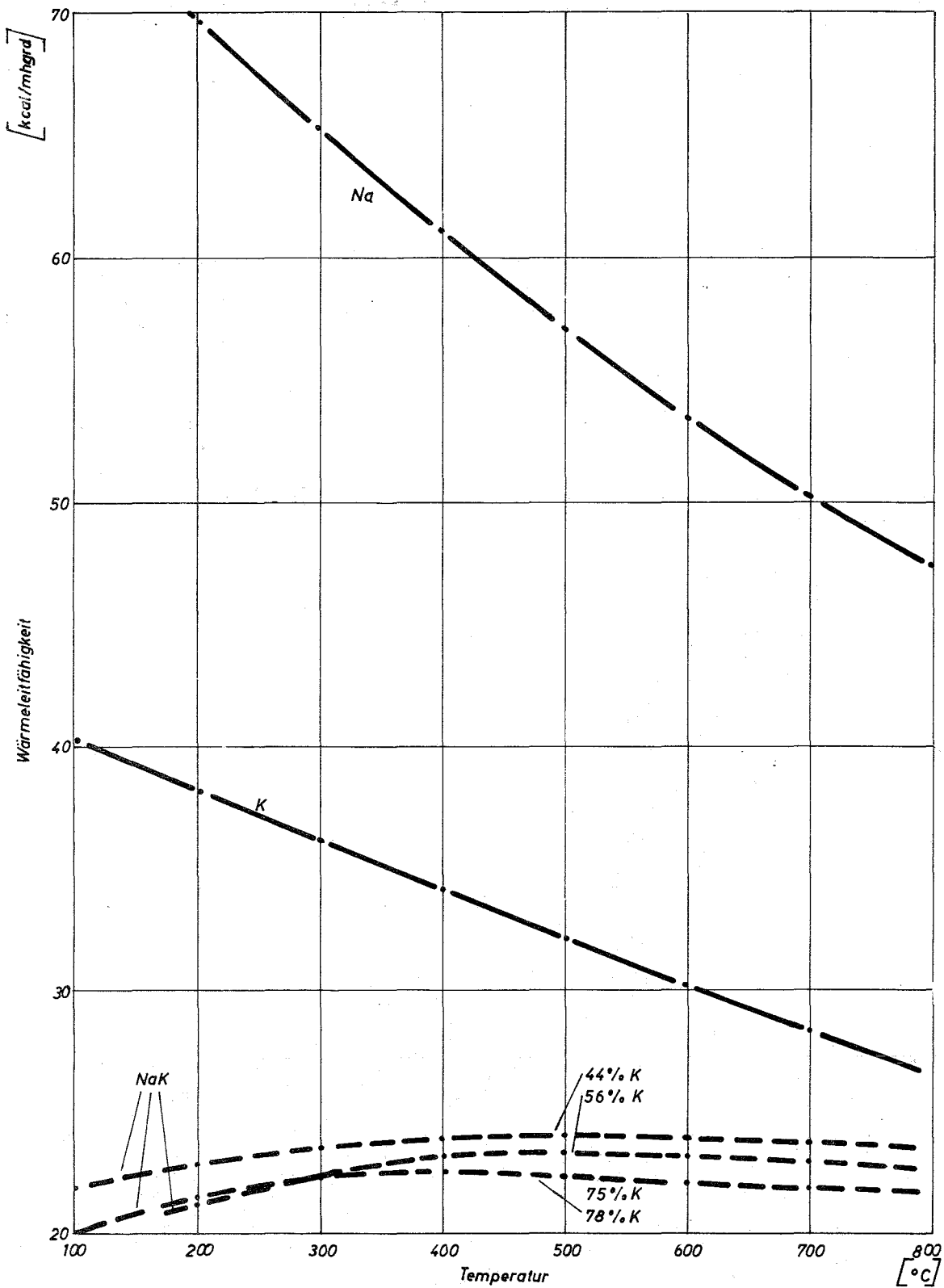


Abb. 7 Wärmeleitfähigkeit von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

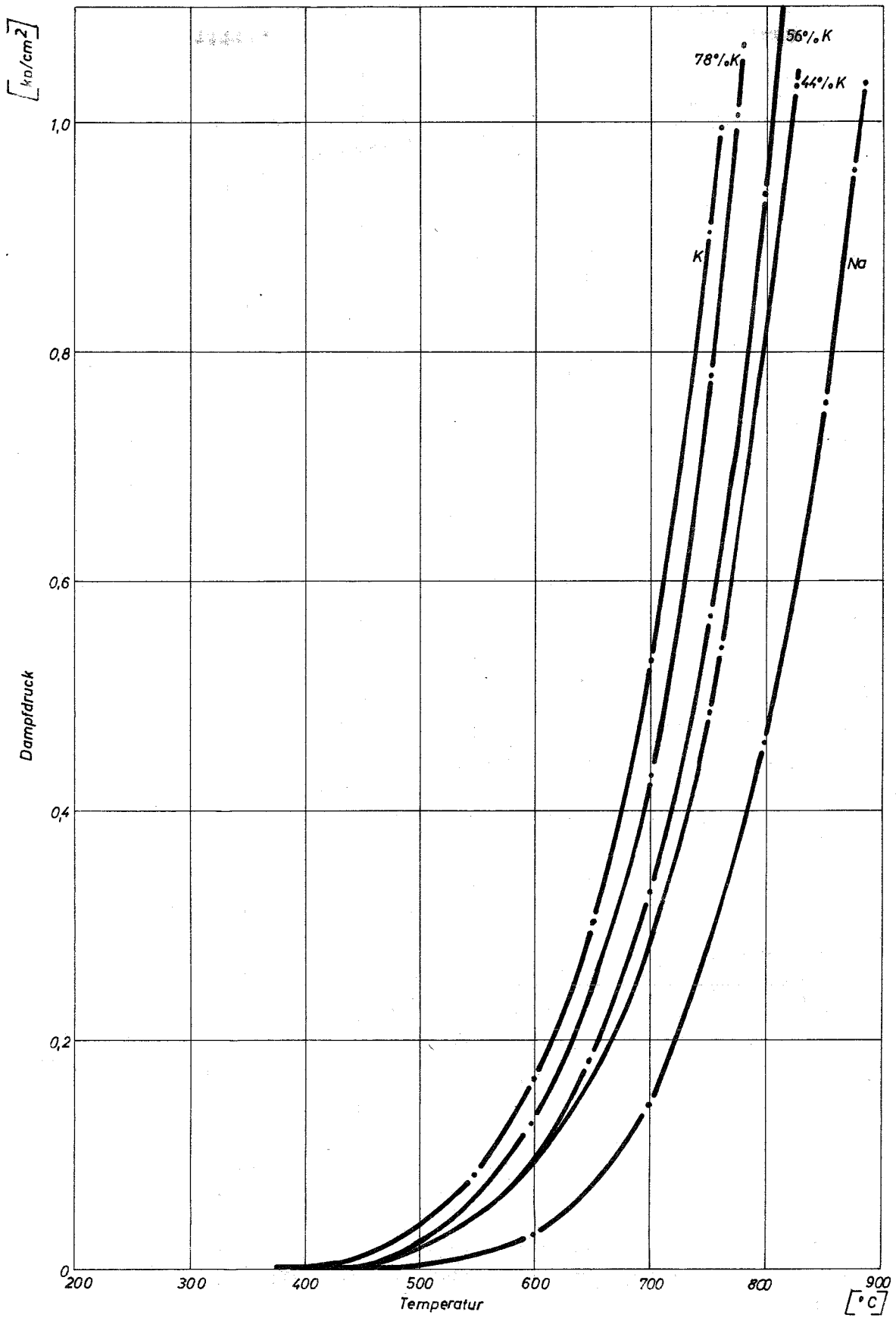


Abb. 8 Dampfdruck von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

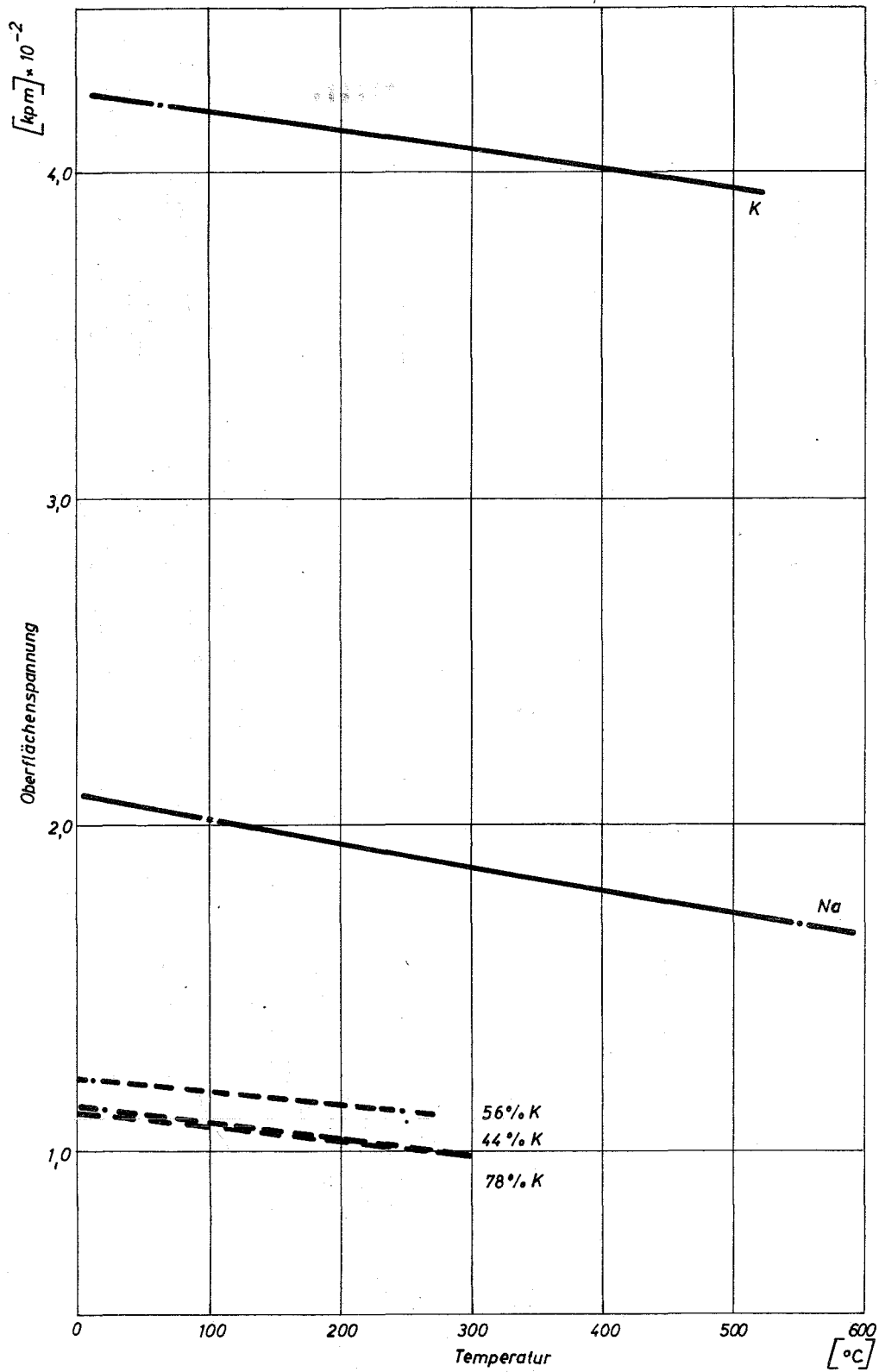


Abb. 9 Oberflächenspannung von Na, K und NaK-Legierungen als Funktion der Temperatur

3. Vorauslegung der Heizfläche

3.1 Wärmedurchgang am Einzel- und Doppelrohr

Für die bereits veröffentlichten Dampferzeuger wurde, soweit die vorhandenen Unterlagen ausreichten, die Wärmedurchgangszahl K errechnet, um eine Vorstellung von der Größenordnung zu erhalten und einen Vergleich im Blick auf den unterschiedlichen Heizflächenaufbau zu ermöglichen.

Einzelrohr

Fermi: Eco	K = 4 800	(kcal/m ² h°C)
Verdampfer	K = 6 020	"
Überhitzer	K = 505	"

Doppel- oder Duplexrohr

Hallam: Eco + Verdampfer	K = 1 775	"	(m.3.Medium:Helium)
Überhitzer	K = 1 290	"	
EBR II: Eco + Verdampfer	K = 1 685	"	(m.3.Medium:Luft)
Überhitzer	K = 1 370	"	
SRE : ges. Dampferzeuger	K = 800	"	
KNK : ges. Dampferzeuger	K = 1 900	"	
Gr. Quevilly: ges. Dampferzeuger	K = 2 100	"	(m.3.Medium:NaK)

Sonderbauart

Dounreay: Vorwärmer	K = 1 320	"	(m.3.Medium:Cu)
Verdampfer	K = 1 140	"	
Überhitzer	K = 451	"	

Ein Vergleich dieser K-Zahlen läßt sich nicht ohne weiteres durchführen, da in den einzelnen Dampferzeugern stark unterschiedliche Rohrdimensionen verwandt werden. Bei den vorliegenden hohen α -Zahlen auf beiden Seiten wirkt sich jedoch gerade der Wärmewiderstand in den Rohrwänden und Zwischenmedien stark auf die K-Zahl aus.

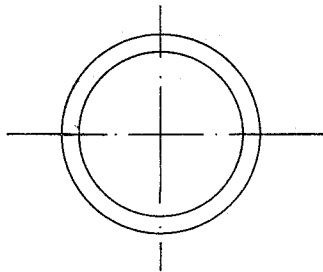
Die unterschiedlichen α -Zahlen auf der Wasserseite erschweren ebenfalls einen qualitativen Vergleich während die sehr hohen α -Zahlen auf der Na-Seite praktisch keinen Einfluß mehr auf die K-Zahl ausüben.

Um hier einen echten Vergleich zu ermöglichen, ist es notwendig, für jede Heizflächenart gleiche Annahmen zugrunde zu legen. Es wurden daher noch einmal unter folgenden Voraussetzungen die K-Zahlen bestimmt:

$$\alpha_i = 5\,000 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}; \alpha_a = 25\,000 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}; \text{ Bezugsrohr: } 30 \text{ ä. } \varnothing \times 3$$

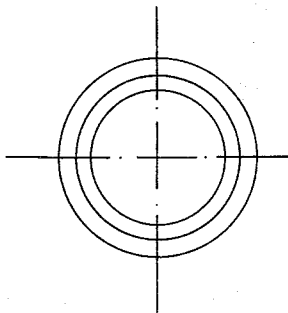
damit ergab sich für:

Einzelrohr



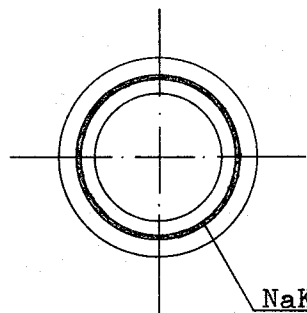
$$K = 2\,200 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$

Doppel- oder Duplexrohr



in Abhängigkeit vom Luftspalt

δ (mm)	K (kcal/m ² h [°] C)
0	1 550
0,001	1 430
0,01	910
0,05	725
0,10	695



mit NaK als 3. Medium ($\delta = 1 \text{ mm}$)

$$K = 1\,350 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$

Sonderbauart

$$K = 2\ 080 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$

Beim Dounreay-Dampferzeuger sind die 4 Na-führenden Rohre über Cu-Rippen mit dem H₂O-Rohr verbunden. Hier wurde ein vollständiger Kupferblock vorausgesetzt um die Rechnung zu vereinfachen. Damit liegt die K-Zahl zu hoch.

Ein Vergleich dieser zuletzt bestimmten K-Zahlen mit denen der Dampferzeuger, bestätigt zunächst einmal die Größenordnung. Stark abweichend ist lediglich die K-Zahl am Einzelrohr. Der Grund dürfte darin zu suchen sein, daß beim Fermi-Dampferzeuger eine Rohrdimension 16 Ø x 1 vorliegt, die nur geringen Wärmewiderstand in der Rohrwand verursacht. Damit wird sich hier auch der Unterschied in den α -Zahlen auf der Wasserseite stärker auf die K-Zahl auswirken.

Die wesentliche Verschlechterung des Wärmedurchganges beim Übergang auf Doppelrohranordnungen und die damit verbundenen Schwierigkeiten in der Fertigung zeigen, daß nur eine aus Einzelrohren aufgebaute Heizfläche für einen wirtschaftlichen Dampferzeuger großer Wärmeleistung infrage kommt. Die Vorauslegung der Heizfläche ist daher auf das Einzelrohr ausgerichtet.

3.2 Rohrdimension

Bei den guten Wärmeübergängen auf beiden Seiten verlagert sich ein wesentlicher Anteil des Wärmewiderstandes sowie der Temperaturdifferenz zwischen beiden Medien in die Rohrwand. Um den Wärmedurchgang nicht zu stark zu verschlechtern und vor allem um die Wärmespannungen infolge der hohen Temperaturdifferenz in zulässigen Grenzen zu halten, müssen daher geringe Rohrwandstärken angestrebt werden. Dies führt zwangsläufig zur Wahl kleiner Rohrdimensionen.

Weitere Vorteile kleiner Rohrdimensionen sind geringerer Heizflächenbedarf, kompaktere Bauweise und geringere Wassermenge, die bei einem Rohrriß mit dem Natrium zur Reaktion kommt.

Ein wesentlicher Nachteil liegt in der erforderlichen großen Zahl von Austauscherrohren sowie der Umgang mit kleinen Rohrdimensionen in der Fertigung (z.B. Schweißen dünnwandiger Rohre usw.)

Unter Berücksichtigung dieser Faktoren wurde für die Vorauslegung das Rohr: 20 Ø x 2 gewählt.

3.3 Rohrwerkstoff

Für die wärmetechnische Vorauslegung wurde der Rohrwerkstoff X 8 Cr Ni Nb 16 13 (Werkst.-Nr. 4961) zugrunde gelegt.

3.4 Rohrteilung

Die Rohrteilung hat einen maßgebenden Einfluß auf die Baugröße sowie den Druckverlust auf der Mantelseite. Die Vorauslegung wurde für Teilungsverhältnisse durchgeführt, die eine 100 %-ige Ausnutzung der vorgegebenen Druckverluste ermöglichen ohne zunächst die technische Realisierbarkeit zu berücksichtigen. Die damit für jede Bauart ermittelten Ergebnisse beziehen sich dann auf das kleinstmögliche Bauvolumen.

Bei konstant gewählter Längsteilung von $t_l = 1,25 d$ (= 25 mm) führten beim Dampferzeuger Querteilungen von $t_q = (1,25 - 2,0) d$ und beim Zwischenüberhitzer Querteilungen von $t_q = (1,05 - 1,20) d$ zu einer Ausnutzung der vorgegebenen Druckverluste.

3.5 Vorauslegung der aussichtsreichsten Heizflächenanordnung

Um für eine vorgesehene Bauart die technisch und wirtschaftlich günstigste Auslegung zu finden, wurde der Einfluß folgender Größen untersucht:

1. Behälterdurchmesser
2. Rohrteilung
3. Gängigkeit bzw. Wickelwinkel
(je nach Bauart)

Dabei wurden folgende Rohranordnungen untersucht:

- Bauart A - mäanderförmig gebogene Rohrschlangen in quadr. Querschnitt
- Bauart B - mäanderförmig gebogene Rohrschlangen in sechseckigem Querschnitt
- Bauart C - gewickelte Rohrzyylinder in ringförmigem Querschnitt

Angestrebt wurde eine Auslegung, die unter Ausnutzung der vorgegebenen Druckverluste die kleinste Heizfläche benötigt, unter Berücksichtigung eines Verhältnisses Länge/Durchmesser, das den besonderen Forderungen an eine Na-beheizte Anlage Rechnung trägt und technisch vertretbar ist.

Zunächst wurde die Abhängigkeit des Druckverlustes von den oben aufgeführten Parametern untersucht (Abb. 10, 13, 16, 19).

Der Druckverlust auf der Rohrseite zeigt eine starke Abhängigkeit von allen drei Parametern. Auf der Mantelseite (Na) hat die Gängigkeit (bzw. Wickelwinkel) nur einen geringfügigen Einfluß auf den Druckverlust. Da hier zunächst nur eine qualitative Auswertung interessiert, wurde der Druckverlust auf der Na-Seite nur für eine mittlere Gängigkeit (bzw. Winkel) gezeichnet (stark ausgezogene Linie).

In Übereinstimmung mit der Referenzstudie KfK 299 wurden die zulässigen Druckverluste wie folgt angenommen:

Dampferzeuger - Rohrseite : $p \sim 10$ at

Mantelseite : $p \sim 1$ at

Zwischenüberhitzer - Rohrseite : $p \sim 1,5$ at

Mantelseite : $p \sim 0,65$ at

Um jedoch auch den Einfluß des Druckverlustes vor allem im Hinblick auf die Größe der Heizfläche sowie auf die Zahl der erforderlichen parallelen Rohre zu zeigen, wurde er in der Nähe der vorgegebenen Grenzen variiert. Für folgende Druckverlust-Bereiche wurden optimale Auslegungen ermittelt:

Dampferzeuger - Rohrseite : $p = 10$ at; 20 at

Mantelseite: $p = (0,5 \dots 1,0 \dots 1,5)$ at

Zwischenüberhitzer - Rohrseite : $p = 1,5$ at; $3,0$ at

Mantelseite: $p = (0,4 \dots 0,6 \dots 0,8)$ at

Die Diagramme (Abb. 11, 12, 14, 15, 17, 18, 20, 21) zeigen, welche Verhältnisse H/D bei einer 100 %-igen Ausnutzung der vorgegebenen Druckverluste möglich sind. Für jeden untersuchten Druckverlust auf der Rohrseite (Dampferzeuger: 10 at; 20 at; Zwischenüberhitzer: $1,5$ at; $3,0$ at) sind jeweils die Querteilung und die Gängigkeit (bzw. Wickelwinkel) als Parameter aufgetragen. Sie bilden ein Netzwerk von 2 sich kreuzenden Kurvenscharen. In diese Kurvenscharen sind die zugehörigen Kurven konstanten Druckverlustes auf der Mantelseite eingezeichnet (stark ausgezogene Linien).

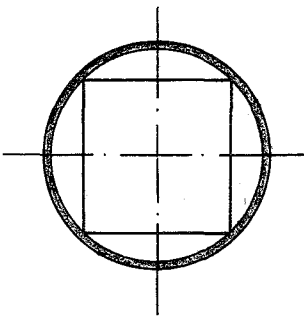
Die optimalen Auslegungspunkte liegen auf diesen Kurven konst. Druckverlustes auf der Mantelseite und es lassen sich für einen beliebig auf der Kurve gewählten Auslegungspunkt die Baugrößen (H, D) sowie die erforderliche Querteilung und Gängigkeit (bzw. Wickelwinkel) ablesen.

Für 3 voneinander abweichende Verhältnisse H/D wurden Auslegungspunkte festgelegt und eine umfassende wärmetechnische Rechnung durchgeführt.

Im folgenden wird auf die Ergebnisse näher eingegangen.

Dampferzeuger

Bauart A -



Mäanderförmig gebogene Rohrschlangen werden in einem quadratischen Strömungsquerschnitt angeordnet. Die einzelnen Rohrschlangen werden mehrgängig ausgeführt, um die erforderliche Rohrzahl unterbringen zu können. Große Gangzahlen erschweren jedoch die Fertigung. Infolge der ungünstigen Raumnutzung in einem zylindrischen Druckbehälter ($\sim 64\%$) führt diese Bauart zu relativ großen Behälterabmessungen. Außerdem ist ein zusätzlicher quadratischer Strömungsmantel erforderlich. Da sich hier für das Zusammenfassen der Rohre in erster Linie Sammler anbieten, wird das Auffinden und Abschalten defekter Rohre erschwert.

Andererseits lassen sich hier defekte Rohrschlangen auswechseln ohne gleich die gesamte Heizfläche ausbauen zu müssen.

Diese Heizflächenanordnung ist allgemein im Kesselbau üblich, birgt auch im Bezug auf Halterung und Aufhängung des Rohrbündels keine besonderen fertigungstechnischen Probleme. Für die folgenden Auslegungspunkte wurde eine wärmetechnische Rechnung durchgeführt:

Var.	$\Delta p(\text{H}_2\text{O})$ (at)	Gangzahl (-)	Behälterdurchmesser (m)	Baulänge (m)
1		12	2,50	8,73
2	10	10	2,75	6,70
3		8	3,10	4,88
4		10	2,45	9,31
5	20	8	2,65	7,12
6		6	3,20	4,71

Die Rechenergebnisse wurden in den Diagrammen (Abb. 10, 11, 12) zusammengefaßt.

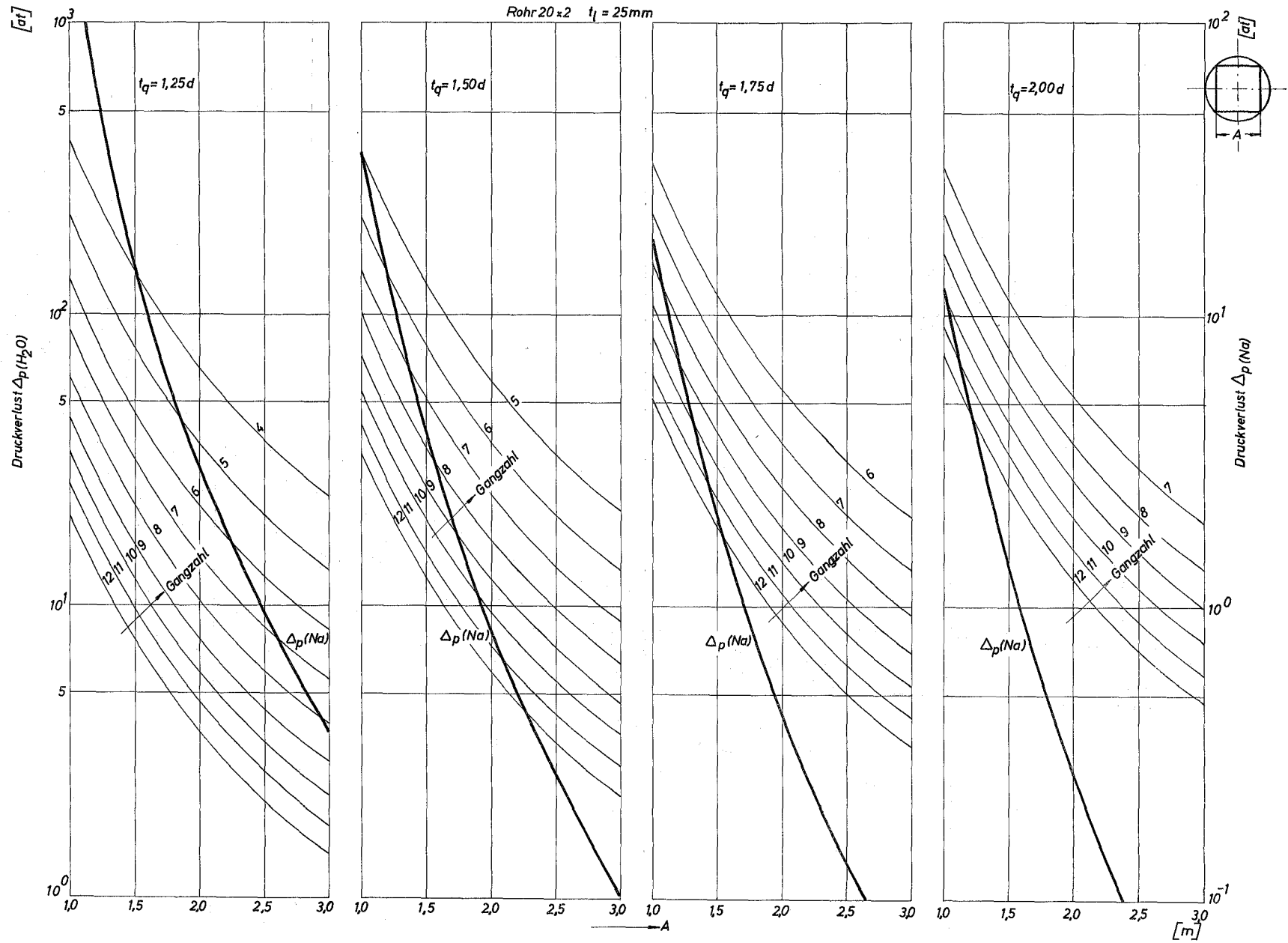


Abb. 10 Natrium- und H_2O -Druckverlust als Funktion der Querteilung, der Gangzahl und des Behälterdurchmessers bei konstanter Längsteilung und konstanter Rohrdimension für die Dampferzeuger-Bauart A

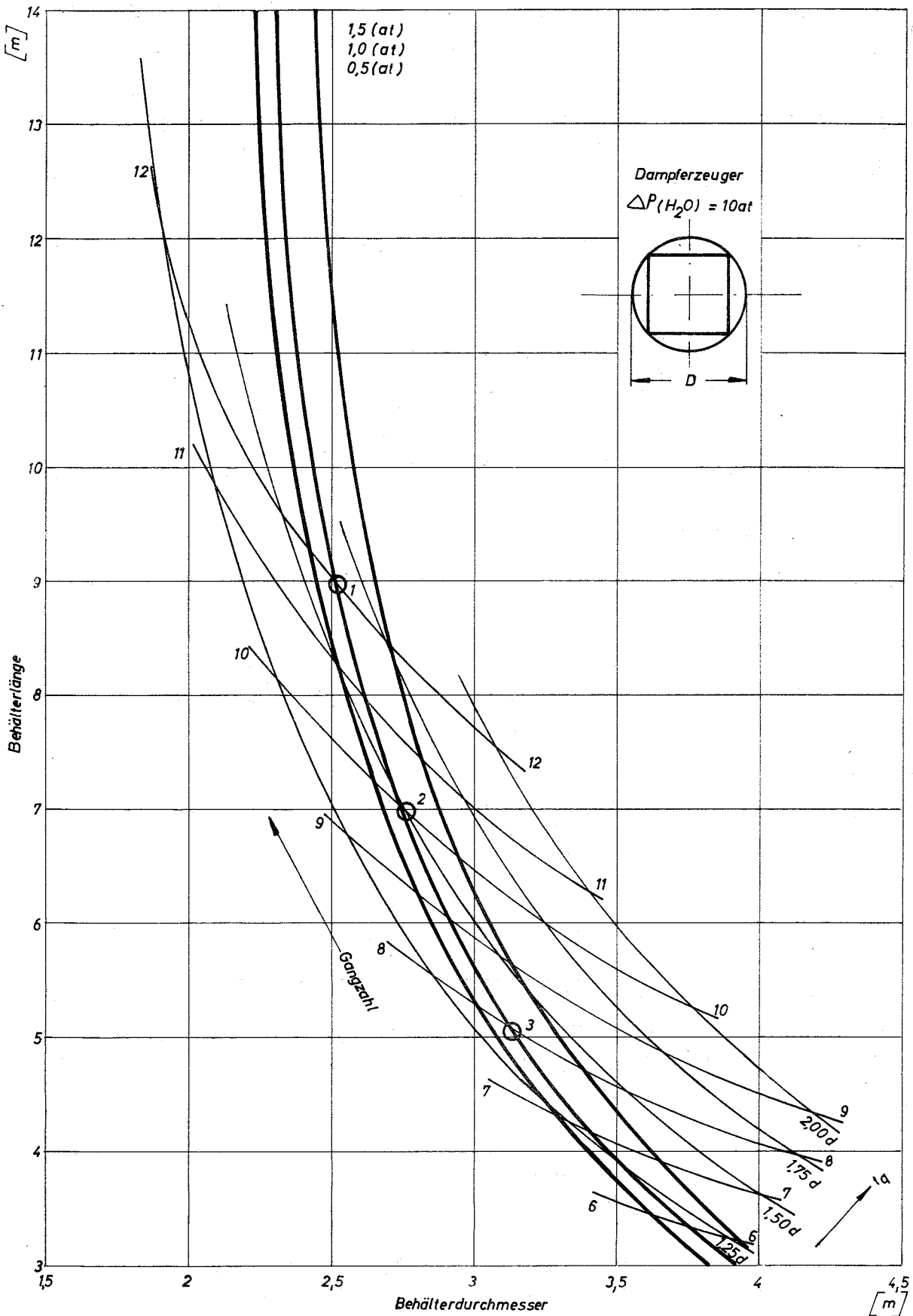


Abb. 11 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, der Gangzahl und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 10 at H₂O-Druckabfall

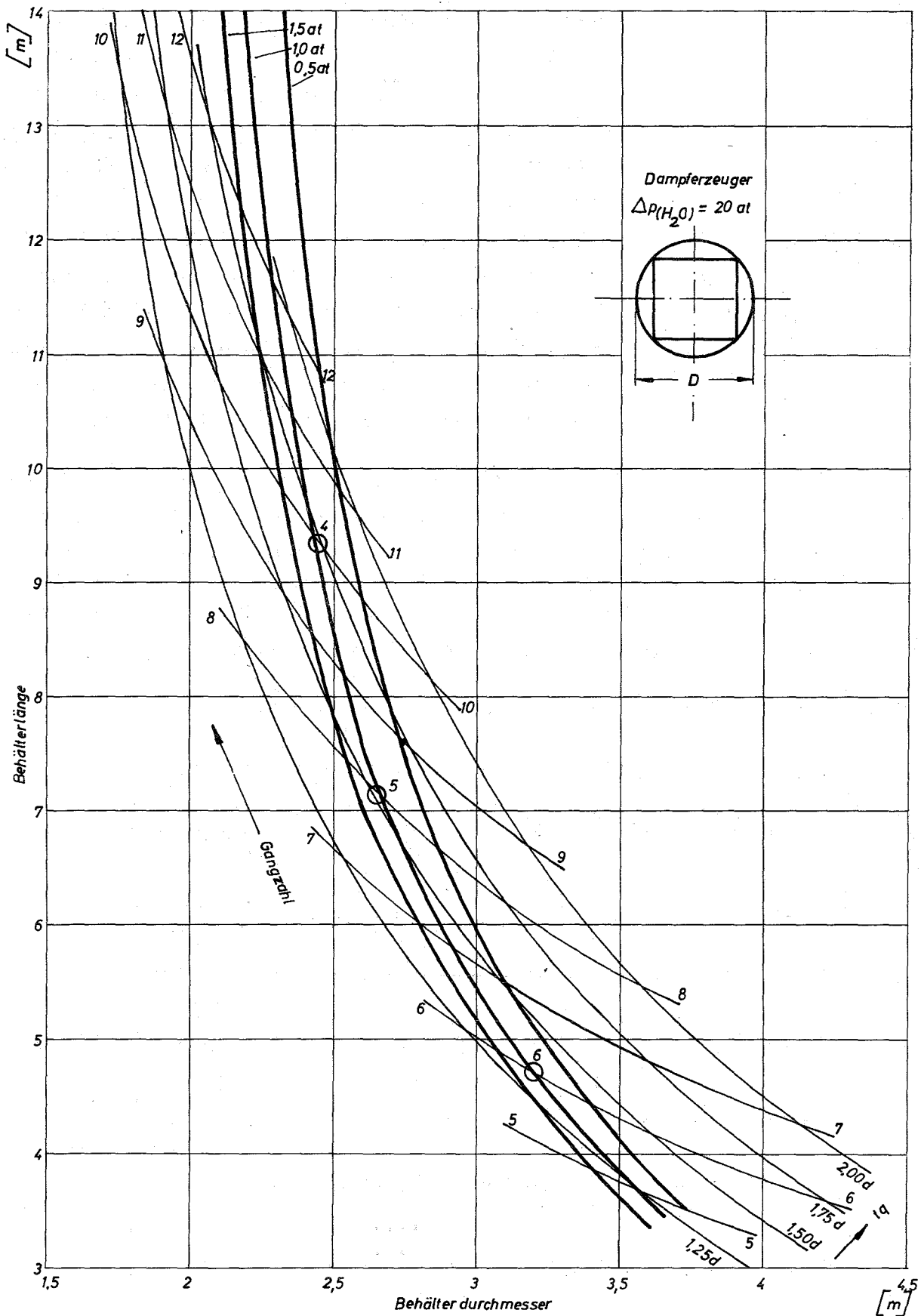
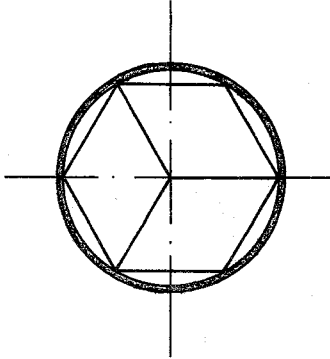


Abb. 12 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, der Gangzahl und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 20 at H_2O -Druckabfall

Bauart B -



Mäanderförmig gebogene Rohrschlangen werden in 3 rautenförmigen Querschnitten angeordnet, die zusammen ein gleichseitiges Sechseck bilden. Mit dieser Anordnung läßt sich in einem zylindrischen Druckbehälter eine Raumausnutzung von 80 % erreichen. Die bessere Raumausnutzung im Vergleich zur quadratischen Anordnung ermöglicht kleinere Behälterdurchmesser. Ein weiterer wesentlicher Vorteil besteht darin, daß sich mehr Rohrschlangen parallel schalten lassen. Damit ist man in der Lage entweder mehr Rohre einzubauen oder aber auf kleinere Gangzahlen übergehen zu können.

Nachteilig ist die komplizierte Halterung und Aufhängung des Rohrbündels. Die Anordnung von Sammlern und ein Auswechseln defekter Rohrschlangen wird erschwert. Außerdem ist ein sechseckiger Strömungsmantel erforderlich.

Diese Heizflächenanordnung ist im Kesselbau weniger üblich. Sie bietet sich im Zusammenhang mit Reaktoren vor allem für gasgekühlte Anlagen an.

Für folgende Varianten wurden Rechnungen durchgeführt:

Var.	$\Delta p(H_2O)$ (at)	Gangzahl (-)	Behälterdurchmesser (m)	Baulänge (m)
1		7	2,30	8,41
2	10	6	2,50	6,86
3		5	2,75	5,35
4		6	2,20	9,65
5	20	5	2,40	7,78
6		4	2,70	5,74

Abb. 13, 14, 15 zeigen die Ergebnisse dieser Rechnung.

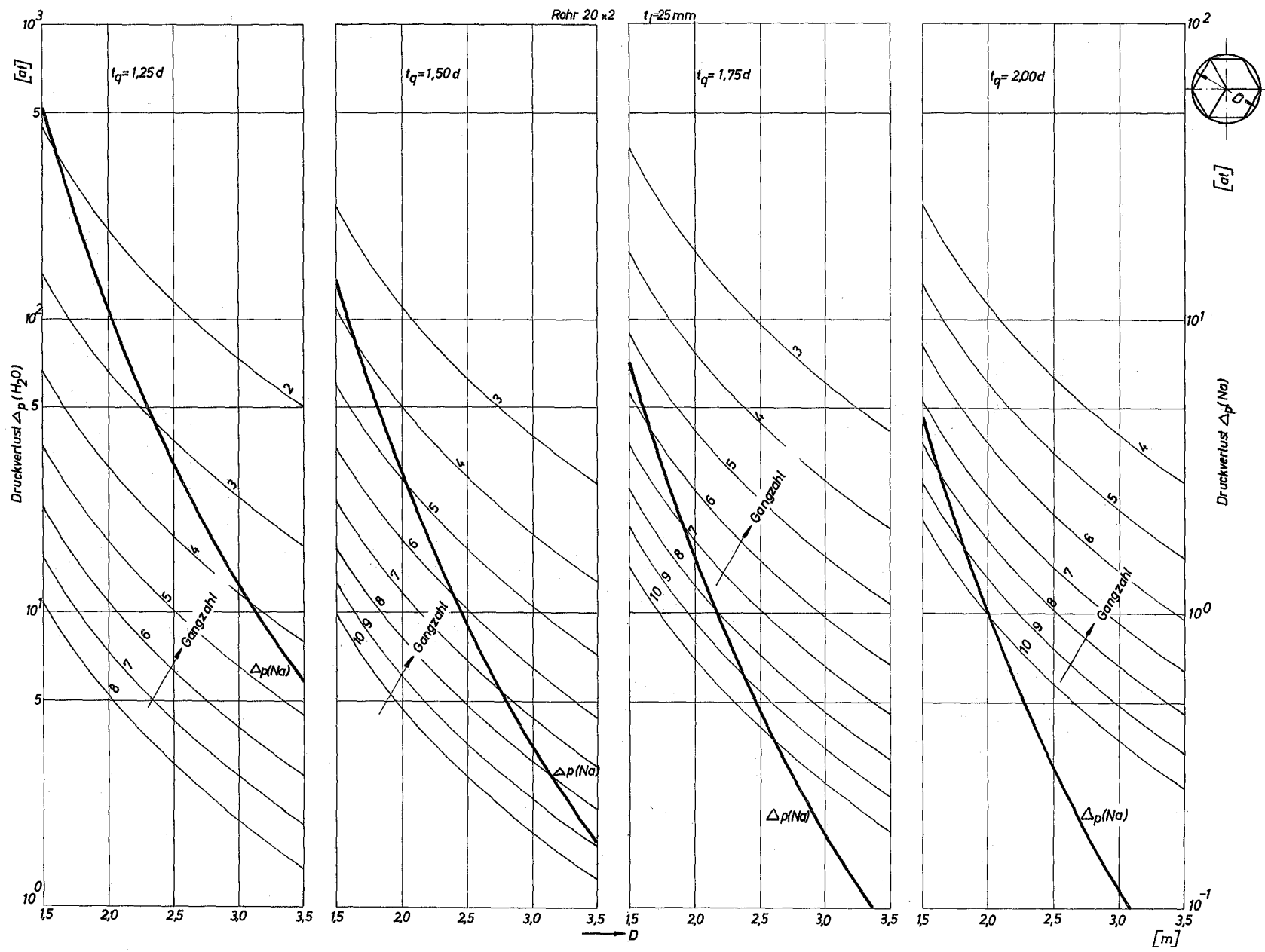


Abb. 13 Natrium- und H₂O-Druckverlust als Funktion der Querteilung, der Gangzahl und des Behälterdurchmessers bei konstanter Längsteilung und konstanter Rohrdimension für die Dampferzeugerbauart B

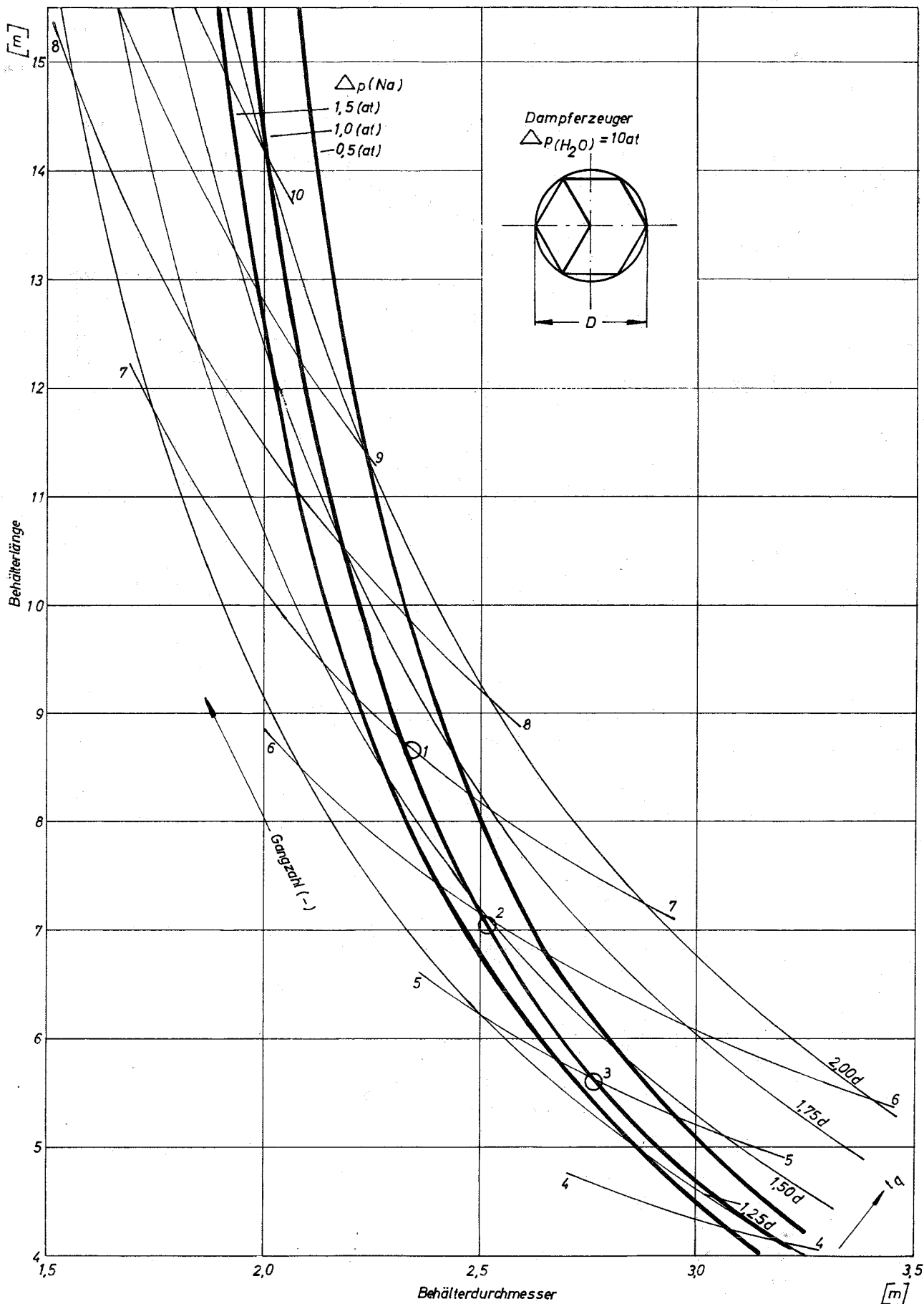


Abb. 14 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, der Gangzahl und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 10 at H_2O -Druckabfall

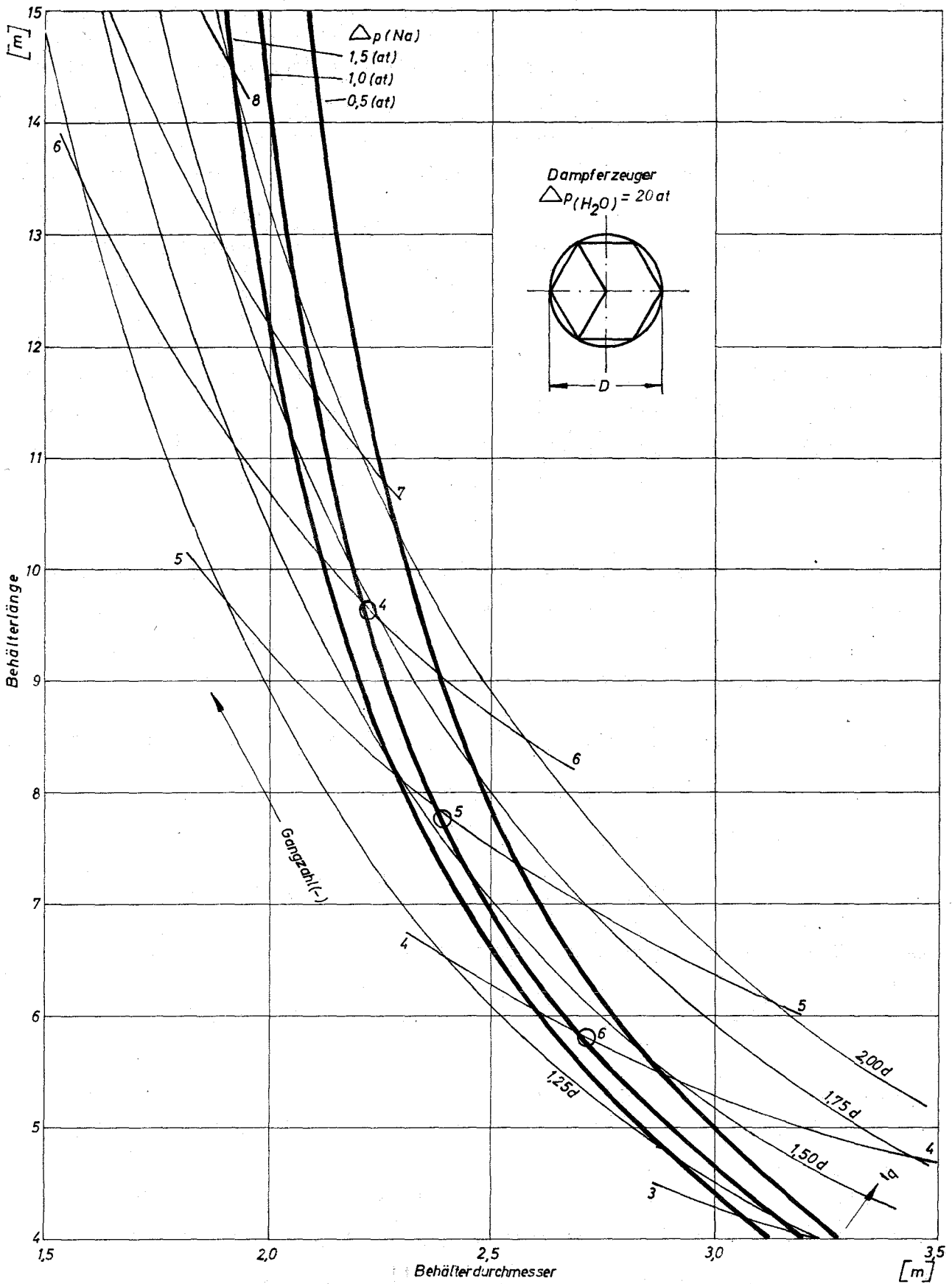
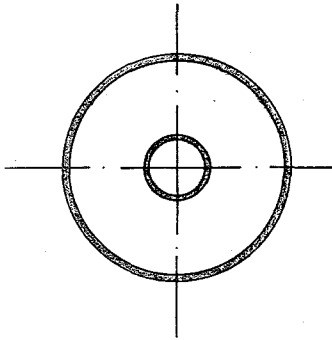


Abb. 15 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, der Gangzahl und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 20 at H_2O -Druckabfall

Bauart C -



Alle Rohre werden unter gleichem Wickelwinkel zu Rohrzyklindern gewickelt (Wickeltrommel). Bei gleichem Wickelwinkel ergeben sich unabhängig vom Wickeldurchmesser gleiche Rohrlängen. Mit größer werdendem Wickelwinkel steigt die Zahl der Rohre, die in einem vorgegebenen Behälter Platz finden. Bei dieser Anordnung lassen sich wesentlich mehr Rohre unterbringen als bei den Bauarten A und B. Bei gleichen Längsteilungen in allen Rohrzyklindern steigt die Zahl der parallelen Rohre pro Rohrzyklinder linear mit dem Wickeldurchmesser.

Mit dieser Rohranordnung läßt sich ein runder Querschnitt ausfüllen. Der durch die mittige Wickeltrommel bedingte Totraum ist in der Vorauslegung mit 10 % der Querschnittsfläche angenommen, d.h., es wird eine Raumausnutzung von 90 % erreicht. Damit lassen sich mit dieser Bauart noch kleinere Behälterdurchmesser verwirklichen.

Für ein Zusammenfassen der Rohre bieten sich Rohrplatten an. Damit vereinfacht sich das Auffinden und Abschalten defekter Rohre. Ein Auswechseln defekter Rohre ist nicht mehr möglich. Bei großen Querteilungsverhältnissen ist es jedoch denkbar, ganze Rohrzyklinder auszuwechseln.

Eine wirtschaftliche Fertigung ist entscheidend von einer geeigneten Wickelvorrichtung abhängig.

Folgende Varianten wurden berechnet:

Var.	$\Delta p(\text{H}_2\text{O})$ (at)	Wickelwinkel (grd)	Behälterdurchmesser (m)	Baulänge (m)
1	10	11	2,00	7,80
2		8	2,25	5,68
3		6	2,50	4,22
4	20	10	1,90	8,80
5		7	2,15	6,23
6		5	2,40	4,52

Die Ergebnisse sind in den Abb. 16, 17, 18 dargestellt.

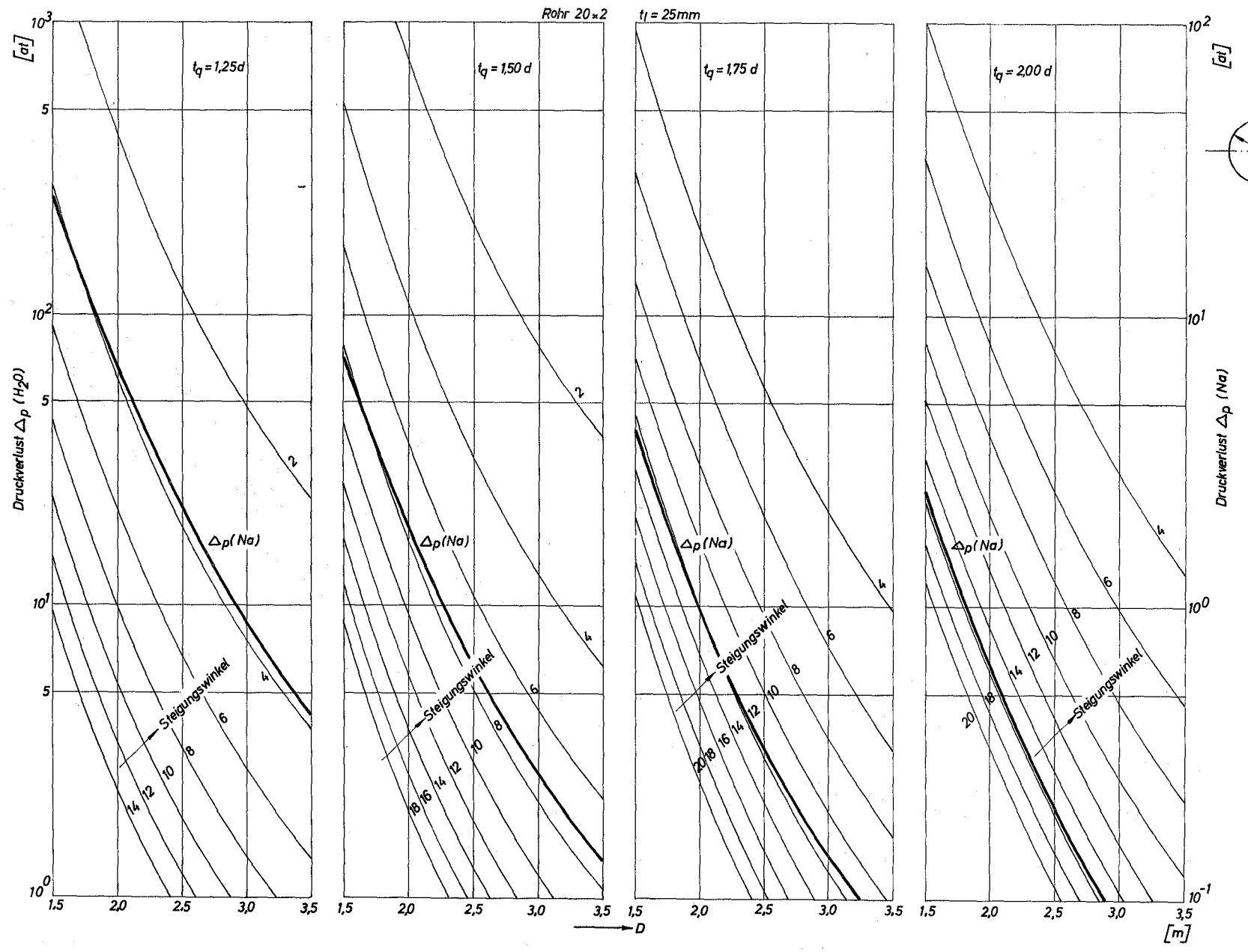


Abb. 16 Natrium- und H₂O-Druckverlust als Funktion der Querteilung, des Steigungswinkels und des Behälterdurchmessers bei konstanter Längsteilung und konstanter Rohrdimension für die Dampferzeuger-Bauart C

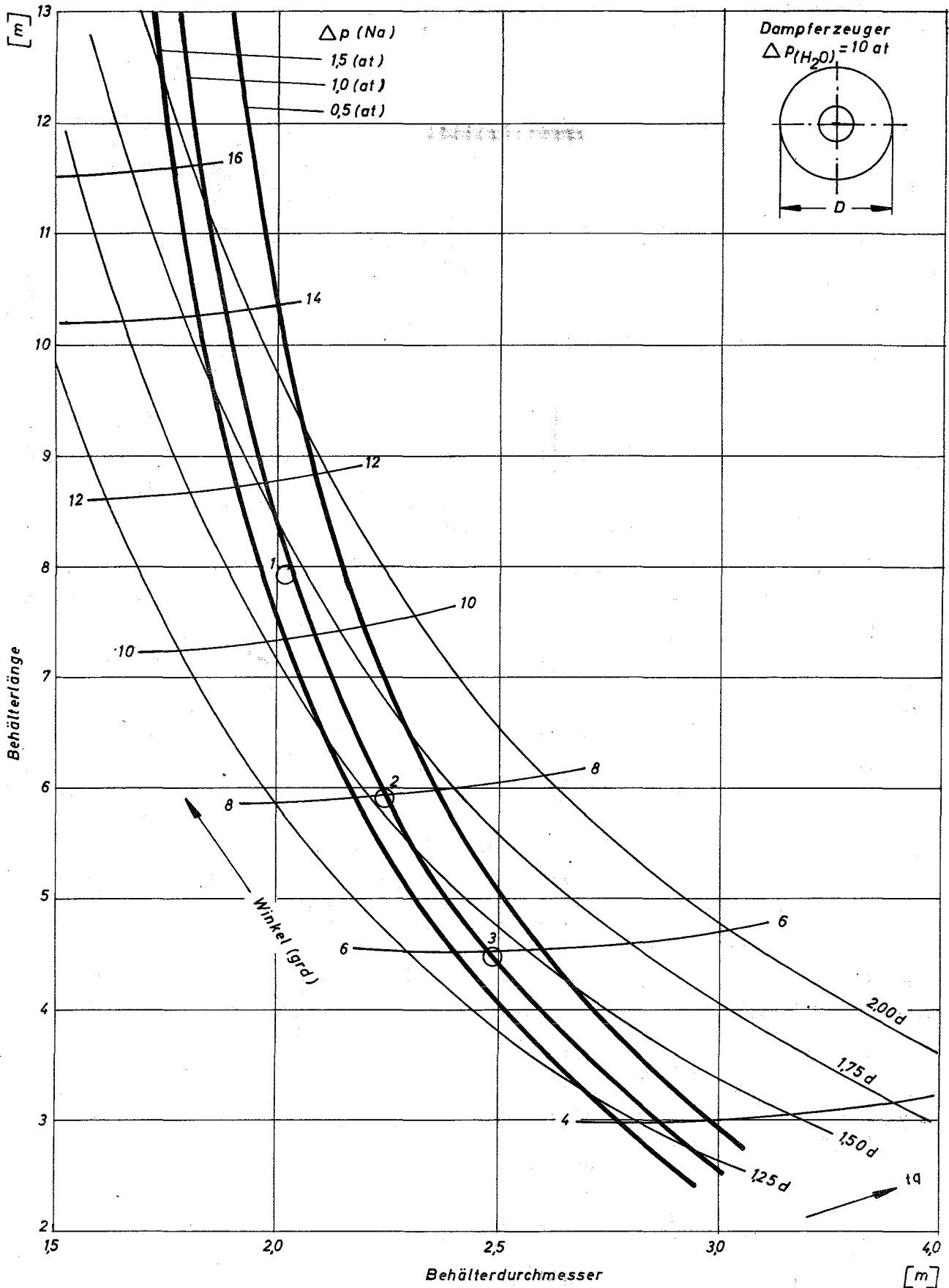


Abb. 17 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, des Steigungswinkels und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 10 at H₂O-Druckabfall

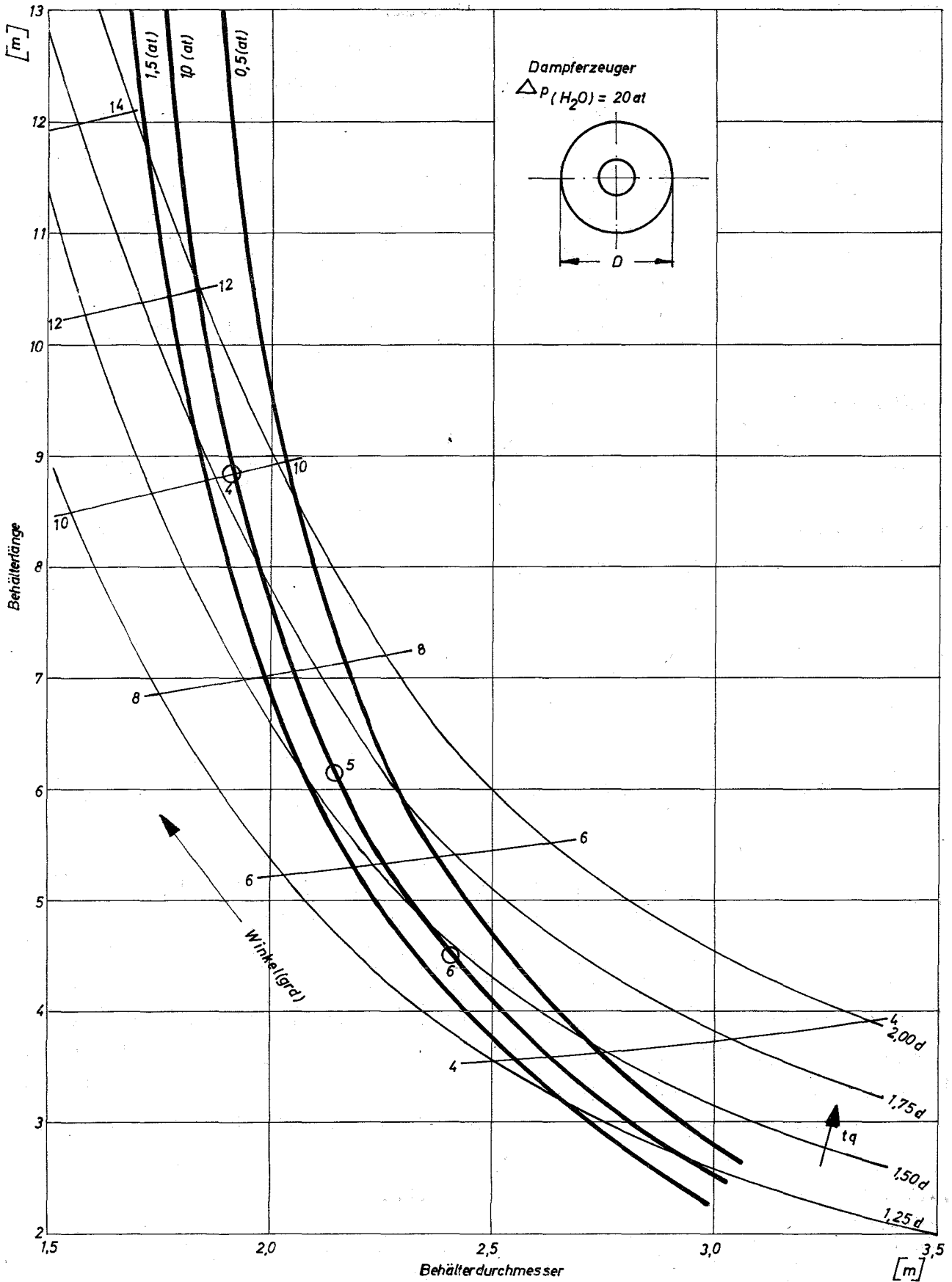
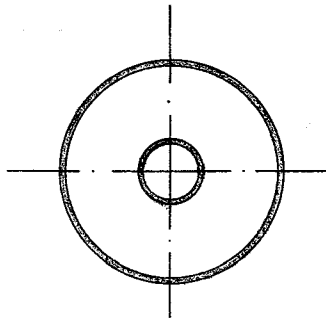


Abb. 18 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, des Steigungswinkels und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 20 at H_2O -Druckabfall

Zwischenüberhitzer

Bauart C -



Der geringe vorgegebene Druckverlust beim Zwischenüberhitzer auf der Rohrseite bedingt eine sehr große Zahl parallel liegender Rohre. Um diese vielen Rohre unterbringen zu können, würden bei den Bauarten A und B Behälterdurchmesser erforderlich, die technisch nicht mehr vertretbar sind. Damit scheiden diese beiden Bauarten aus. Die Bauart C, die bereits näher beschrieben ist, ermöglicht auch hier noch vertretbare Abmessungen.

Folgende Varianten wurden berechnet:

Var.	$\Delta p(H_2O)$ (at)	Wickelwinkel (grd)	Behälterdurchmesser (m)	Baulänge (m)
1	1,5	24	2,30	6,48
2		18	2,60	4,96
3		12	3,10	3,37
4	3,0	21	2,20	6,27
5		15	2,50	4,55
6		9	3,10	2,79

Der vorgegebene Druckverlust auf der Na-Seite wird hier durch sehr enge Querteilungsverhältnisse erreicht, die jedoch technisch nicht realisierbar sind. Um eine Fertigung zu ermöglichen, müssen also größere Querteilungsverhältnisse zugestanden werden. Für eine weitere Rechnung wurde eine kleinstmögliche Querteilung von $t_q = 1,25 d$ zugrunde gelegt (Auslegungspunkt 2a). Bei dieser Querteilung kann zwar der vorgegebene Druckverlust auf der Na-Seite nicht ausgenutzt werden, die Rechnung zeigt jedoch, daß dies keinen nennenswerten Einfluß auf die Größe der Heizfläche hat, da der Wärmeübergang auf der Na-Seite (α_a) einen sehr geringen Einfluß auf die K-Zahl ausübt.

Die Ergebnisse dieser Rechnung sind in den Diagrammen (Abb. 19, 20, 21) dargestellt.

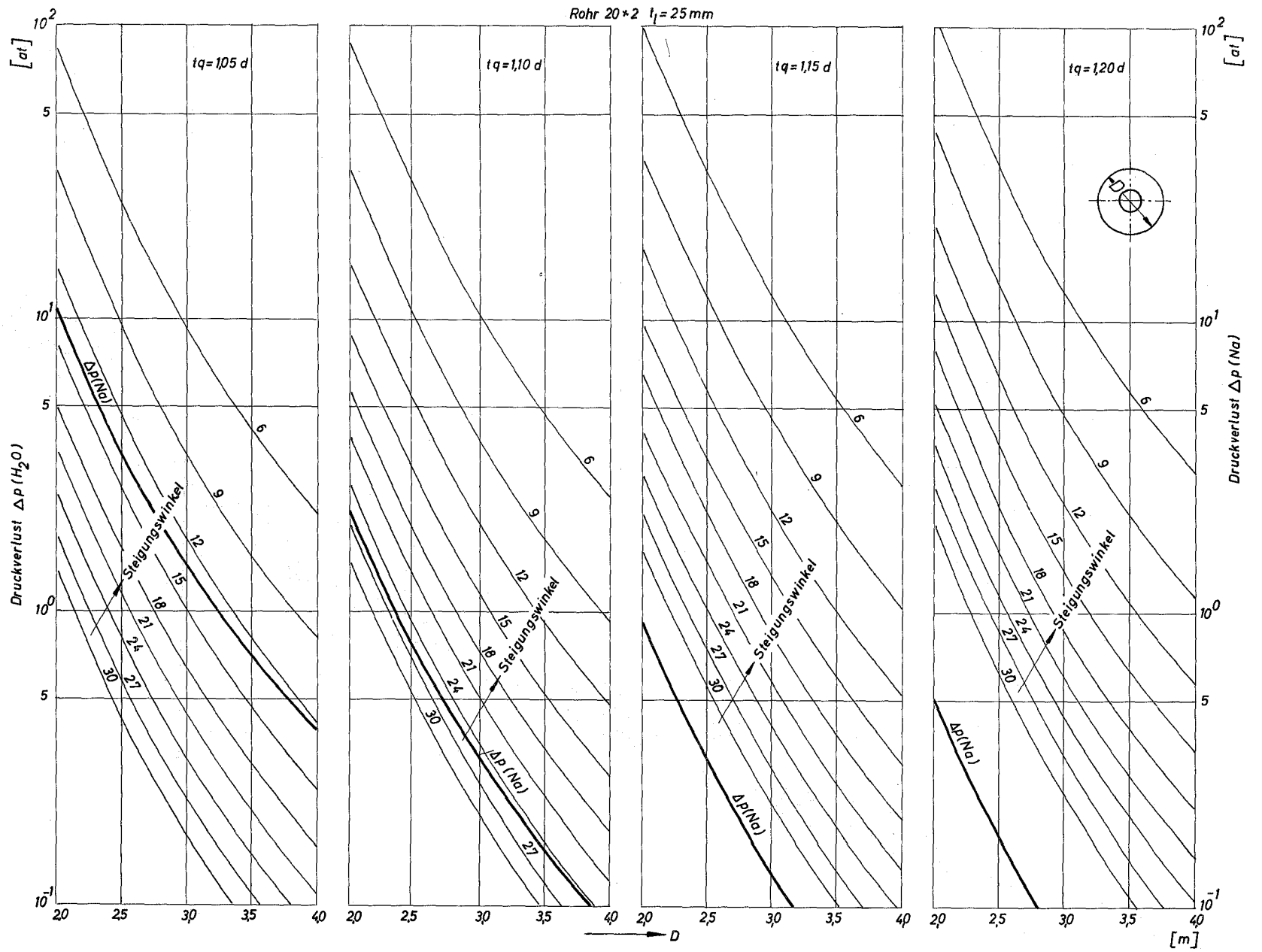


Abb. 19 Natrium- und H_2O -Druckverlust als Funktion der Querteilung, des Steigungswinkels und des Behälterdurchmessers bei konstanter Längsteilung und konstanter Rohrdimension für die Zwischenüberhitzer-Bauart C

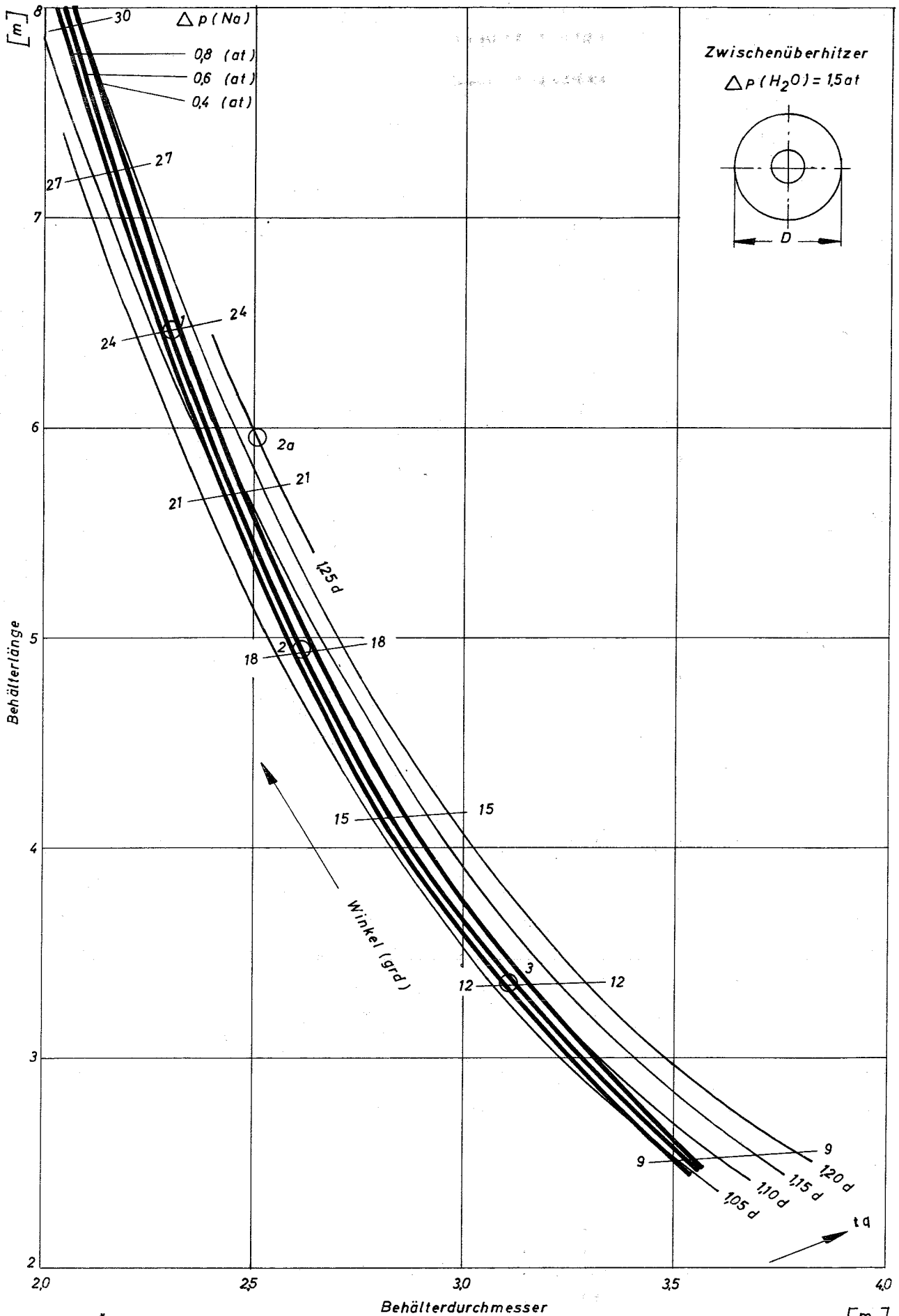


Abb. 20 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, des Steigungswinkels und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 1,5 at H₂O-Druckabfall

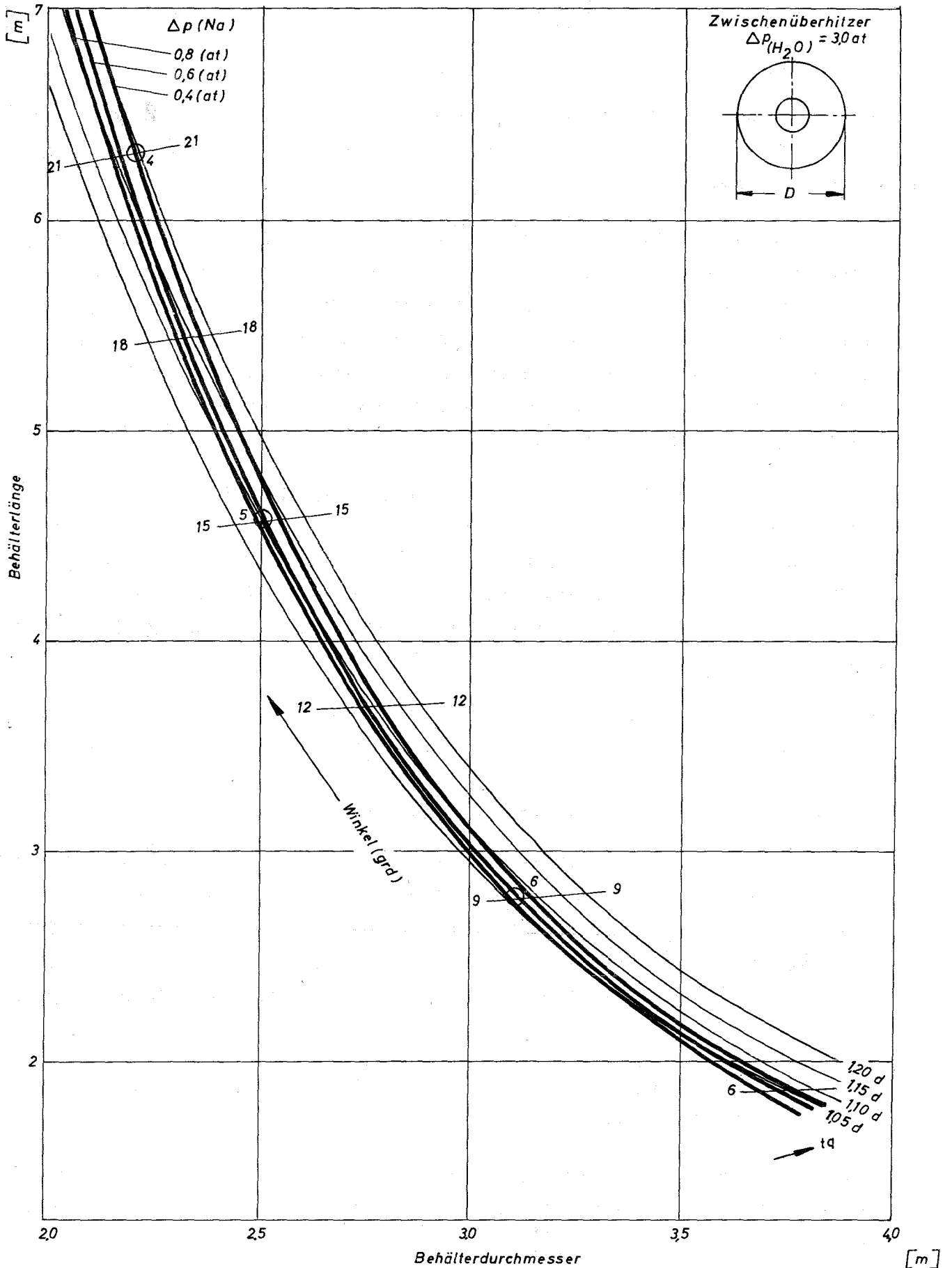


Abb. 21 Behälterlänge als Funktion des Behälterdurchmessers, der Querteilung, des Steigungswinkels und des natriumseitigen Druckabfalles bei konstanter Rohrlängsteilung, konstantem Rohrdurchmesser und 3 at H_2O -Druckabfall

3.6 Auswertung der Rechenergebnisse

Vergleich der 3 Auslegungspunkte (Einfluß von H/D)

Das Verhältnis H/D hat keinen nennenswerten Einfluß auf die Größe der Heizfläche. Daraus folgt, daß sich auch die Rohrzahl und die Länge des Einzelrohres nicht wesentlich ändert.

Mit größer werdendem Behälterdurchmesser lassen sich mehr Rohrschlangen einbauen und man erreicht damit eine entsprechend kleinere Gangzahl. Diesem Vorteil im Bezug auf die Fertigung steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die Querteilungsverhältnisse kleiner werden. Kleine Teilungen stellen wieder große Anforderungen an die Genauigkeit der Fertigung; andererseits ist noch zu klären, ob sie überhaupt im Hinblick auf eine mögliche Na/H₂O-Reaktion angebracht sind.

Ähnliches gilt für die gewickelte Rohranordnung, Bauart C. Mit größer werdendem Behälterdurchmesser lassen sich mehr gewickelte Rohrzyylinder einbauen. Bei gleicher Rohrzahl kann dann ein für die Fertigung günstigerer kleinerer Wickelwinkel gewählt werden. Diesem Vorteil steht jedoch ebenfalls wieder der Nachteil der kleiner werdenden Querteilungsverhältnisse gegenüber.

Um hier einen Kompromiß zu schließen, soll jeweils der mittlere Auslegungspunkt für die weitere Behandlung als der optimale angesehen werden.

Einfluß des Druckverlustes auf der Rohrseite

Bei dopp. zul. Druckverlust auf der Rohrseite verringert sich die Heizfläche bei den Dampferzeuger-Bauarten um $\sim 4\%$ und beim Zwischenüberhitzer um $\sim 16\%$. Die Rohrzahl verringert sich bei beiden um $\sim 23\%$. Damit ergeben sich kleinere Behälterdurchmesser. Da die Länge der Einzelrohre, bedingt durch den höheren zulässigen Druckverlust, zunimmt, wird die Baulänge größer.

Die Ergebnisse zeigen weiter, daß sich kleinere Gangzahlen bzw. Wickelwinkel verwirklichen lassen.

Eine Auslegung bei höherem Druckverlust auf der Rohrseite bringt damit vor allem auch im Hinblick auf das Regel- und Teillastverhalten nur Vorteile mit sich.

Vergleich der untersuchten Bauarten

Die Größe der erforderlichen Heizfläche ist hier unabhängig von der Rohr-anordnung (Bauart). Damit führt die den Raum in einen zylindrischen Druck-behälter am besten ausnutzende Rohranordnung zu den kleinsten Baugrößen. Dies ist die Bauart C. Günstige Behälterabmessungen sind jedoch noch nicht entscheidend für die Wahl der Bauart.

Die Bauart A, obwohl räumlich am aufwendigsten, ermöglicht durch ihren ein-fachen konstruktiven Aufbau die wirtschaftlichste Fertigung.

Die Bauart B liegt im Hinblick auf erforderliche Baugrößen und Wirtschaft-lichkeit zwischen den beiden anderen Bauarten. Da hier jedoch in erster Linie die grundsätzliche Eignung der möglichen Rohranordnungen für eine Na-beheizte Anlage interessieren, werden für die weitere Untersuchung die Bauarten A und C gewählt. Für den Zwischenüberhitzer kommt wie bereits aus-geführt, sowieso nur die Bauart C infrage.

Damit gilt für die weitere Behandlung:

Dampferzeuger - Bauart A: Auslegungspunkt 2

Bauart C: Auslegungspunkt 2

Zwischenüberhitzer - Bauart C: Auslegungspunkt 2 a

Die Vorauslegung der Heizfläche zeigt, welche kleinstmöglichen Bauvolumen (bezogen auf die erforderliche Heizfläche und die technische Realisierbar-keit) erreicht werden können. Wie weit sich der Aufbau der Heizfläche noch den besonderen Forderungen einer Na-beheizten Anlage anpassen muß, wird in der Ausarbeitung von Konstruktionsvorschlägen (4) noch zu untersuchen sein.

Den Zwischenüberhitzer und den Überhitzer des Dampferzeugers in einer Bau-einheit zu vereinen, erscheint wenig sinnvoll, da einmal sehr große Behäl-terdurchmesser erforderlich werden, zum anderen die Regelmöglichkeit stark eingeengt wird.

4. Ausarbeitung von Konstruktionsvorschlägen

4.1 Konstruktionsprinzipien

Die konstruktive Gestaltung Na-beheizter Dampferzeuger und Zwischenüber-hitzer wird in erster Linie von folgenden Forderungen bestimmt:

Strömungsführung

Um nach einer Abschaltung des Reaktors (oder auch Pumpenausfall) einen ausreichenden Naturumlauf zur Abführung der Nachwärme zu sichern, sind die Heizflächen der Dampferzeuger und der Zwischenüberhitzer höher angeordnet als die der Zwischenwärmetauscher. Außerdem muß die Strömungsführung der sich im Wärmeaustausch befindlichen Medien in Richtung der natürlichen Konvektion erfolgen, d.h., das Natrium durchströmt die Heizfläche von oben nach unten, während Wasser und Dampf im Gegenstrom von unten nach oben durch die Rohre geführt wird.

Primärseite: Der Na-Eintritt soll möglichst störungsfrei und gleichmäßig über den Eintrittsquerschnitt der Heizfläche verteilt erfolgen (z.B. Überlauf). Ein starkes Anströmen einzelner Heizflächenabschnitte muß vermieden werden, um keine Rohrschwingungen hervorzurufen, die zu Schäden, z.B. zum Abreißen einzelner Rohrstränge, führen könnten.

Da die Dichte von Na sehr temperaturabhängig ist, muß auf eine gleichmäßige Wärmeabfuhr über den Heizflächenquerschnitt geachtet werden, um die Ausbildung von Sekundärströmungen (Strähnenbildung) zu verhindern, die zu unkontrollierbaren Wärmespannungen führen können. Durch die Wahl einer stehenden Bauart ist eine Strähnenbildung jedoch bereits weitgehend ausgeschlossen. Ein größtmögliches Verhältnis von Länge zu Durchmesser der Heizfläche ist anzustreben. Dies führt einmal zu hohen Na-Geschwindigkeiten, die sich günstig auf den Wärmeübergang auswirken und zum anderen zu kleineren Behälterdurchmessern und damit zu kleineren Wandstärken, die hier in bezug auf Wärmespannungen angestrebt werden müssen.

Der Na-Austritt muß so vorgesehen werden, daß der Behälter vollständig vom Na entleert werden kann. Hier soll in der Gesamtkonstruktion darauf geachtet werden, daß sich nirgends Rückstände sammeln können.

Eine nochmalige Strömungsumlenkung bietet die Möglichkeit, die Behälterwand auf Na-Austrittstemperatur zu halten und damit wirtschaftlichere Werkstoffe (Ferrite) einzusetzen.

Sekundärseite: Die Forderung nach Ausbaubarkeit des Rohrbündels bringt es mit sich, daß der Ein- und Austritt auf der Wasserseite am gleichen Behälterende vorgesehen werden müssen, und zwar am oberen Behälterende.

Das H_2O muß also zunächst nach unten geführt werden und durchströmt dann die Rohre von unten nach oben in Richtung der natürlichen Konvektion. Diese Strömungsführung erschwert zwar eine Entleerung auf der H_2O -Seite, ist jedoch nicht zu vermeiden, da die H_2O -seitigen Ein- und Austritte dickwandige Bauteile (Sammler, Rohrplatten) erfordern, die zur Vermeidung unzulässiger Wärmespannungen in der Schutzgas-Atmosphäre angeordnet werden müssen.

Kontrolle einer Na/H_2O -Reaktion

An Na-beheizten Anlagen werden besondere konstruktive Maßnahme erforderlich, um die Auswirkungen einer möglichen Na/H_2O -Reaktion auf ein Mindestmaß herabzusetzen bzw. unter Kontrolle zu bekommen.

Als wichtigste Maßnahme soll der Einbau von Berstscheiben vorgesehen werden. Die Berstscheiben zerspringen bei einem bestimmten kritischen Druck und geben dann den Weg zum Expansionsraum (Schutzgas) frei.

Da grundsätzlich mit einem Rohrschaden an jeder Stelle der Heizfläche gerechnet werden muß, sollen die Berstscheiben möglichst gleichmäßig über das Bauvolumen der Rohranordnung verteilt angeordnet werden, um eine rechtzeitige Ableitung der auftretenden Druckwellen zu erreichen. Dies erfordert einen Expansionsraum, der konstruktiv so ausgebildet ist, daß alle Berstscheiben Zugang zum Schutzgas haben.

Neben diesen Berstscheiben, deren Hauptaufgabe darin besteht, den Weg zum Expansionsraum freizugeben, ist noch eine Berstscheibe vorzusehen, die die Verbindung zwischen Expansionsraum und Zyklon herstellt. Sie ist zweckmäßig so auszulegen, daß diese Behälteröffnungen gleichzeitig als Mannloch genutzt werden kann.

Die Frage, wie eng die Rohrleitungen gewählt werden können, ohne daß an einer Reaktionsstelle benachbarte Rohre ebenfalls beschädigt werden und sich dieser Schaden in einer Kettenreaktion fortpflanzt, ist noch nicht ausreichend untersucht.

Darum sollen die Rohrteilungen zunächst nicht zu eng gewählt werden. Außerdem ist das Rohrbündel nicht zu starr auszubilden, um in der Lage zu sein, plötzlich auftreffende Druckstöße besser abzufangen.

Die Rohrdimension der Heizfläche sollte im Hinblick auf die austretende Leckmenge und die davon abhängige Größe der Na/H₂O-Reaktion möglichst klein gehalten werden. So wurde z.B. bei den Fermi-Dampferzeugern ein Rohr 16 ä. Ø x 1 gewählt.

Da jedoch mit kleiner werdender Rohrdimension die Zahl der erforderlichen parallelen Rohre stark zunimmt, muß hier, um die Fertigung nicht unnötig zu komplizieren, ein vernünftiger Kompromiß geschlossen werden.

Forderungen an die Gesamtkonstruktion

Mit einem zeitweiligen Ausfall einer der Hauptkomponenten des Tertiärkreises (Dampferzeuger, Zwischenüberhitzer) infolge einer Na/H₂O-Reaktion muß grundsätzlich gerechnet werden. Die wichtigste Forderung an die Gesamtkonstruktion in bezug auf die Wirtschaftlichkeit der gesamten Energieerzeugungs-Anlage besteht daher darin, nach Auftreten eines Defekts und der damit verbundenen Abschaltung des betreffenden Dampferzeugers eine schnelle Wiederinbetriebnahme zu ermöglichen.

Die konstruktive Ausführung wird deshalb hauptsächlich von den beiden folgenden Gesichtspunkten bestimmt:

1. schnelles Auffinden und Totlegen defekter Rohrstränge,
2. Auswechseln zerstörter Berstscheiben ohne große Schwierigkeiten.

Diese Arbeiten sollen ausgeführt werden können, ohne daß dabei wesentliche Einbauten (wie z.B. das Rohrbündel) vorher ausgebaut oder überhaupt eine der Behälter-Flanschverbindungen gelöst werden müssen.

Ein schnelles Auffinden defekter Rohre wird durch ein Zusammenfassen der Rohre in Rohrplatten wesentlich vereinfacht. Im Gegensatz zu einer Ausführung mit Sammlern, bei deren Abschaltung gleich ganze Rohrgruppen totgelegt werden, bieten Rohrplatten den Vorteil, mit dem defekten Rohr den kleinstmöglichen Heizflächenanteil abzuschalten, so daß nicht gleich eine Minderung der Wärmeleistung der Anlage zu befürchten ist. Da die Rohrplatten in der Behälterwand angeordnet sind, sind sie von außen zugänglich.

Das Auswechseln zerstörter Berstscheiben wird durch entsprechende konstruktive Ausbildung des Expansionsraumes ermöglicht. Darauf wird jedoch in der Konstruktionsbeschreibung näher eingegangen. Es muß ein freier Zugang zwischen der Einstiegsöffnung (obere Berstscheibe) und dem sich über die ge-

samte Baulänge ausdehnenden Expansionsraum vorhanden sein. Dieser je nach Konstruktion ganz verschiedenartig ausgebildete Expansionsraum läßt sich außerdem noch für die Unterbringung von Meß- und Kontrolleinrichtungen nutzen.

Es soll grundsätzlich jedoch auch möglich sein, das ganze Rohrbündel auszubauen, um die Rohre besichtigen zu können. Im oberen Behälterteil ist also genügend Raum zum Abtrennen und später wieder zum Verbinden der Zuleitungen zu den Rohrplatten vorzusehen.

Das Rohrbündel selbst muß in der Lage sein, Wärmebewegungen aufzunehmen, d.h. feste Einspannungen sind zu vermeiden.

Es ist weiter darauf zu achten, daß nur unvermeidbare Schweißen in der Na-Zone liegen, wie z.B. Verbindungsschweißen im Rohrbündel, um die Gefahr von Undichtheiten nicht unnötig zu vergrößern.

Dickwandige Konstruktionsteile sind vor einer Berührung mit Na zu schützen (Schockbleche), um Wärmespannungen zu vermeiden; vor allem dort, wo mit hohen Temperaturänderungs-Geschwindigkeiten des Na zu rechnen ist (Na-Eintritt).

Die Hauptflanschverbindungen am Behälter sollen zweckmäßig angeordnet und auf die unbedingt erforderliche Mindestzahl beschränkt bleiben, um den Apparat nicht unnötig zu verteuern und Leckverluste an Schutzgas so klein wie möglich zu halten.

4.2 Wahl der aussichtsreichsten Ausführungsformen

Die Bauarten der Dampferzeuger und Zwischenüberhitzer werden ganz entscheidend von der Wahl der Rohranordnung bestimmt (s. Abschnitt 3.).

Die Bauart B (Sechseck) ist im Hinblick auf die konstruktive Ausbildung eines sich über die Baulänge erstreckenden Expansionsraumes sehr ungeeignet. Es bieten sich hier keine Toträume an, die als Expansionsräume genutzt werden könnten. Damit würde die Bauart B das größte Bauvolumen beanspruchen.

Der eigentliche Vorteil der Bauart B gegenüber Bauart A, die bessere Raumausnutzung in einem zylindrischen Behälter wird damit in jedem Falle hinfällig.

Da diese Bauart B sonst keine grundsätzlichen Vorteile bietet, wird sie für die weitere Bearbeitung endgültig fallengelassen.

In der anschließenden Detailstudie werden 2 Konstruktionsvorschläge für den Dampferzeuger (Bauart A und C) und 1 Konstruktionsvorschlag für den Zwischenüberhitzer (Bauart C) ausgearbeitet. Da sich mit beiden Bauarten die grundsätzlichen Forderungen an Na-beheizte Anlagen erfüllen lassen, wird eine endgültige Entscheidung von den speziellen Vor- und Nachteilen beeinflusst, die gegeneinander abgewogen werden müssen. Die Herausstellung und Bedeutung dieser Punkte wird daher eine der Hauptaufgaben der Detailstudie sein.

Eine echte Gegenüberstellung kann erst nach Abschluß der Detailstudie und unter Berücksichtigung der Fertigungskosten erfolgen.

5. Wärmetechnische Berechnung

5.1 Einführung

In der Vorauslegung der Heizfläche wurden Behälterdurchmesser, Rohrteilung, Gängigkeit bzw. Wickelwinkel (je nach Bauart) sowie die Druckverluste auf Rohr- und Mantelseite variiert, um die optimale Auslegung hinsichtlich der Gesamtkosten zu ermitteln.

Nachträglich zeigt sich, daß die zunächst gewählten optimalen Auslegungspunkte nicht ohne weiteres verwirklicht werden können, und zwar aus folgendem Grund:

Das Natrium bildet im Druckbehälter zwei freie Oberflächen aus; am Na-Eintritt in den vom Rohrbündel ausgefüllten Strömungskanal und im Ringraum zwischen äußerem Strömungsmantel und Druckbehälter. Die Niveau-Differenz dieser beiden Na-Spiegel entspricht dem Druckverlust des Na im Rohrbündel.

Bei einem zul. Druckverlust von 1 at beträgt die Niveau-Differenz ca. 10m; d.h. die Baulänge des Rohrbündels müßte ebenfalls mindestens 10 m betragen, damit sich in dem äußeren Ringraum auch tatsächlich ein Na-Spiegel ausbildet. Wird diese Bedingung nicht erfüllt, kommt es zu einem Inertgasdurchbruch, d.h. Inertgas gelangt im äußeren Ringraum nach unten und strömt blasenförmig durch das Rohrbündel wieder nach oben.

Um diese Gefahr auszuschalten, ist es im vorliegenden Falle am günstigsten, den vorgegebenen Druckverlust auf der Na-Seite zu verringern, u.zw. so weit, daß die Niveau-Differenz zwischen den beiden Na-Spiegeln kleiner ausfällt als die Baulänge des Rohrbündels.

Eine Verringerung des vorgegebenen Druckverlustes auf $\sim 0,5$ at wirkt sich nicht weiter nachteilig aus, da der Wärmeübergang auf der Na-Seite praktisch keinen Einfluß auf die Größe der Heizfläche hat.

Die Rohrleitung (Querteilung) muß entsprechend größer gewählt werden. Dies ist jedoch für die Fertigung nur von Vorteil.

Während in der Vorauslegung nur der Stahl 4961 der wärmetechnischen Berechnung zugrunde gelegt wurde, wird in der folgenden Berechnung bis zu einer Rohrwandtemperatur von 450°C der Stahl 7380 berücksichtigt.

Desweiteren werden in der folgenden Rechnung die aus Teillast-Regelgründen geänderten Na-Temperaturen berücksichtigt.

Bei Teillastbetrieb der Reaktoranlage mit konstanten Reaktorein- und-aus-trittstemperaturen sowie konstanten Frischdampfbedingungen am Dampferzeugeraustritt nähert sich die Temperatur des im Zwischenwärmeaustauscher aufgeheizten Natriums der Temperatur des vom Reaktor kommenden Natriums an. Um die Natriumeintrittstemperatur in dem Dampferzeuger durch Zumischen von kaltem Natrium in der gewünschten Weise zu verändern, wurde im Sekundärkühlkreis ein Bypass vorgesehen. Diese Regelung bietet im einzelnen folgende Vorteile:

Auch bei Teillast bleibt im Dampferzeuger das Flächenverhältnis Eco-Verdampfer zu Überhitzer wie bei Vollast erhalten. Dadurch ist sichergestellt, daß bei Teillast die Überhitzerfläche nicht in den ferritischen Eco-Verdampferteil hineinwandert und diesen somit mit unzulässig hohen Temperaturen belastet. Im entgegengesetzten Fall wird unterbunden, daß der Verdampfer in den austenitischen Überhitzerteil wandert und Spannungsrißkorrosion hervorruft.

Durch diesen Bypass erreicht man ein Regelsystem mit verhältnismäßig kleiner Trägheit, was eine schnelle Regelung der Frischdampf Temperatur möglich macht.

Die thermische Flächenbelastung ist bei Teillast geringer als bei Vollast. Dies erklärt sich aus der geringeren Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Natrium am Verdampfungspunkt, da der Natriumtemperaturverlauf über der Überhitzerfläche aufgetragen bei Teillast steiler verläuft.

Um eine möglichst kleine Totzeit des Regelventils zu erhalten, strömt auch bei Vollast Natrium durch den Bypass. Das hat andererseits zur Folge, daß

innerhalb der Rohrleitung vom Zwischenwärmeaustauscher zum Dampferzeuger vor und hinter dem Bypaß eine Temperaturdifferenz (565/555) vorhanden ist. Die ursprünglichen Temperaturen wurden aufgrund der 10 °C Temperaturdifferenz nachträglich so geändert, daß die Zwischenwärmeaustauscher-Austrittstemperatur um 5 °C erhöht und die Dampferzeuger-Eintrittstemperatur um 5 °C gesenkt wurde. Die neu festgesetzten Temperaturen sind in der folgenden Tabelle angegeben.

Neue Auslegungsdaten

Dampferzeuger	Primärseite	Sekundärseite
Medium	Natrium	Wasser/Dampf
Durchsatz	$7,87 \cdot 10^6$ kg/h	885 t/h
Eintrittstemperatur	555 °C	286 °C
Austrittstemperatur	365 °C	540 °C
mittl. Systemdruck	10 at	-
Austrittsdruck	-	170 at
zul. Druckverlust	0,5 at	20 at
Leistung	527 MW _{th}	

Zwischenüberhitzer	Primärseite	Sekundärseite
Medium	Natrium	Dampf
Durchsatz	$1,465 \cdot 10^6$ kg/h	735 t/h
Eintrittstemperatur	555 °C	320 °C
Austrittstemperatur	365 °C	530 °C
mittl. Systemdruck	10 at	-
Austrittsdruck	-	30 at
zul. Druckverlust	0,2 at	1,5 at
Leistung	98 MW _{th}	

In der folgenden Tabelle und den folgenden Diagrammen sind die Resultate der Rechnung eingetragen.

5.2 Rechenergebnisse

	Dampferzeuger				Zwischenüberhitzer	
	Bauart A		Bauart C		Bauart C	
<u>Wärmeleistung</u>	527	MW _{th}	527	MW _{th}	98	MW _{th}
<u>Heizfläche</u>						
Vorwärmer	270	m ²	270	m ²	-	
Verdampfer	355	m ²	353	m ²	-	
Überhitzer	791	m ²	790	m ²	-	
Gesamt	1416	m ²	1413	m ²	2830	m ²
<u>Druckverlust</u>						
H ₂ O-Seite	22	at	21	at	1,5	at
Natrium-Seite	0,5	at	0,5	at	0,12	at
<u>Abmessungen</u>						
Länge des Vorwärmers	1,5	m	1,5	m	-	
Verdampfers	2,0	m	2,0	m	-	
Überhitzers	4,5	m	4,5	m	-	
ges. Rohrbündels	8,0	m	8,0	m	6,0	m
Länge des Druckbehälters	14,20	m	13,45	m	13,90	m
ä. Durchmesser des Druckbehälters	3,0	m	2,8	m	3,0	m
<u>Gewichte</u>						
Durckbehälter (+ Rohrplatten, Stutzen)	36,0	t	39,5	t	44,5	t
Rohrbündel (+ Halterung, Aufhängung)	35,0	t	32,0	t	67,0	t
Gesamtgewicht pro Baueinheit	94,0	t	97,5	t	134,0	t

Dampferzeuger (885t/h)(527 MW)

t_w - mittl. Rohrwandtemperatur
 Δt_w - Temperaturdifferenz in der Rohrwand
 $W(H_2O)$ - Strömungsgeschwindigkeit im Rohr
 $\Delta P(H_2O)$ - Druckverlust im Rohr

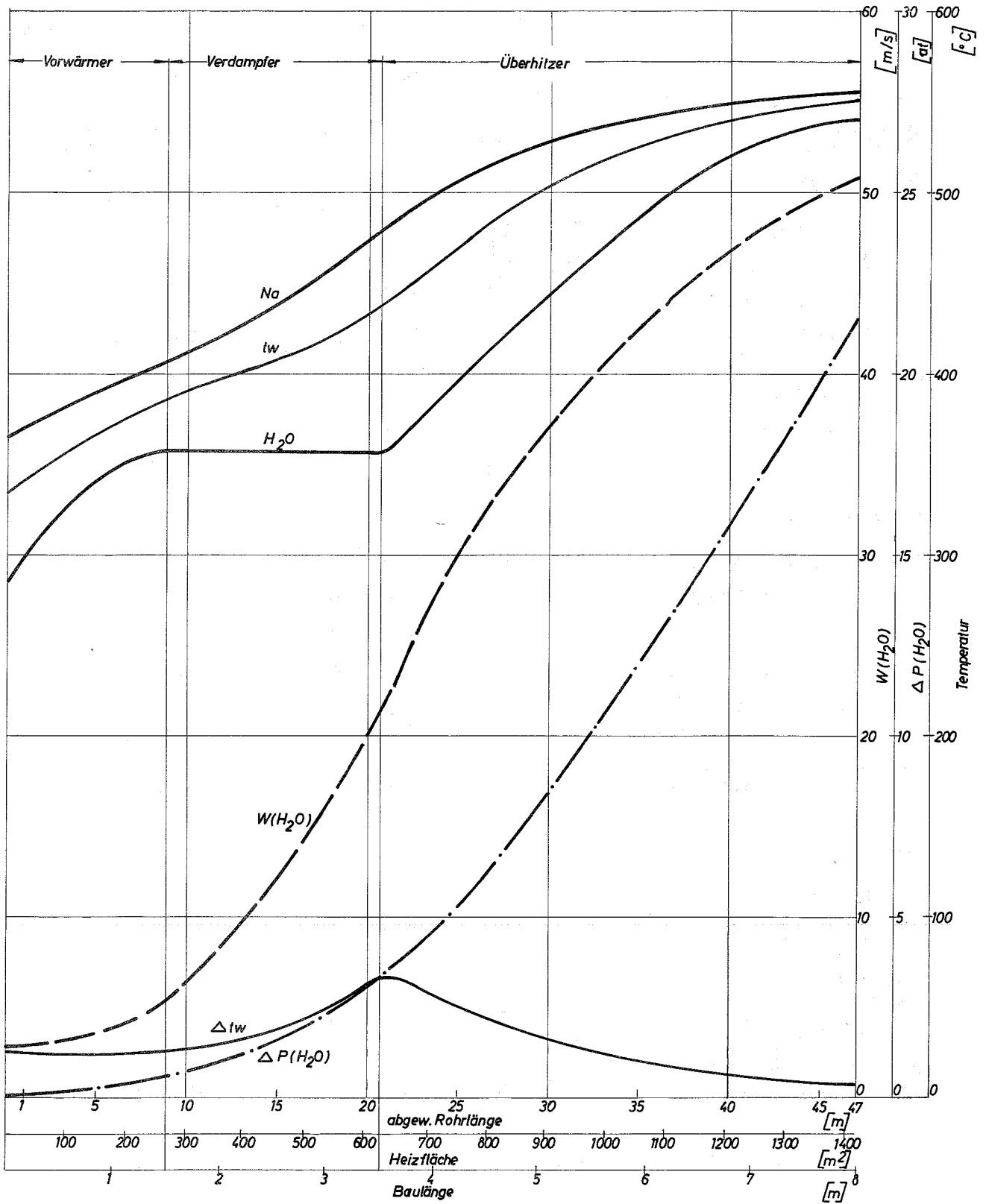


Abb. 22 Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit und Druckabfall im Dampferzeuger als Funktion der Heizfläche

t_w -mittl. Rohrwandtemperatur
 Δt_w -Temperaturdifferenz in der Rohrwand
 $W(H_2O)$ -Strömungsgeschwindigkeit im Rohr
 $\Delta P(H_2O)$ -Druckverlust im Rohr

Zwischenüberhitzer
 (735t/h) (98 MW)

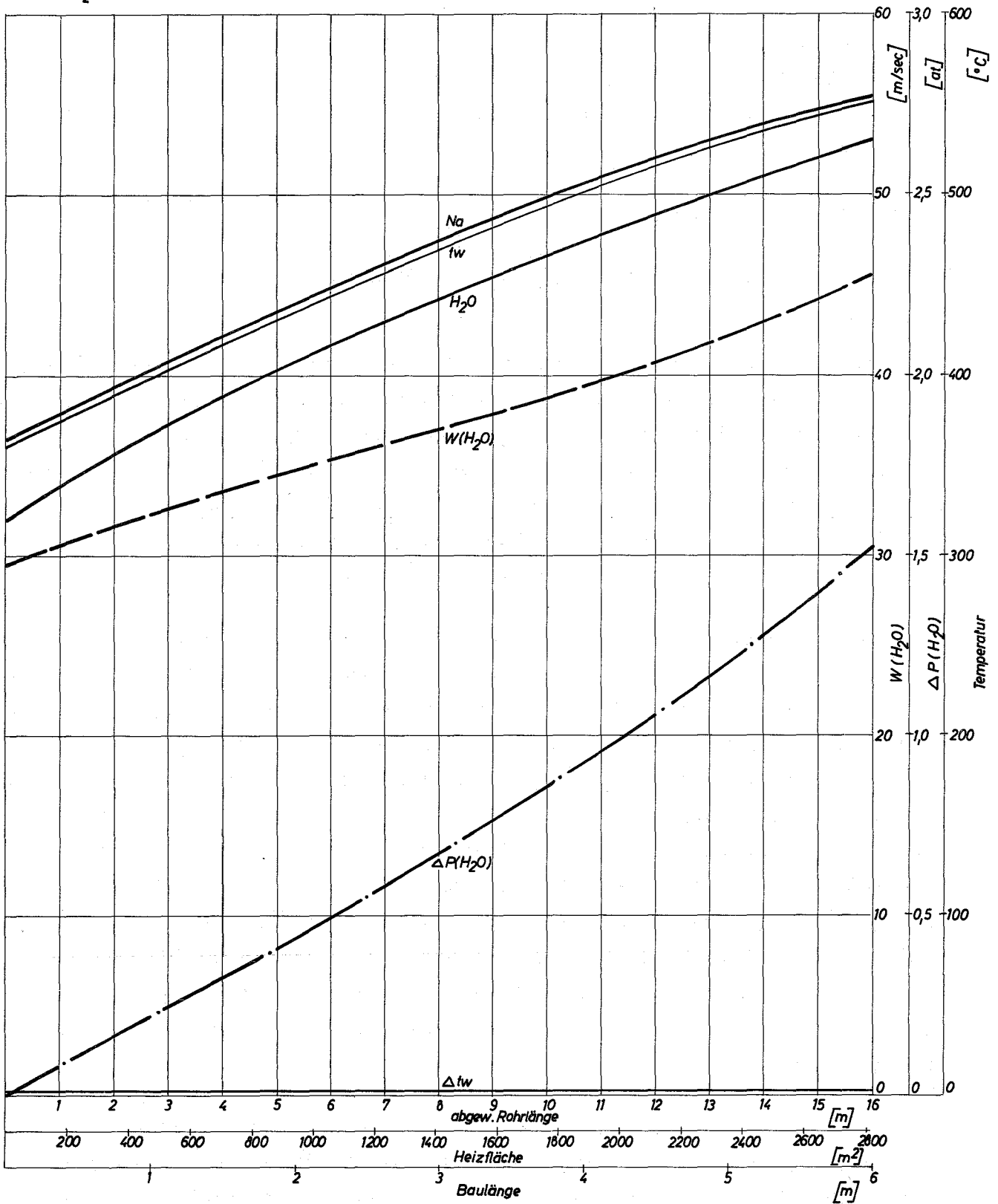
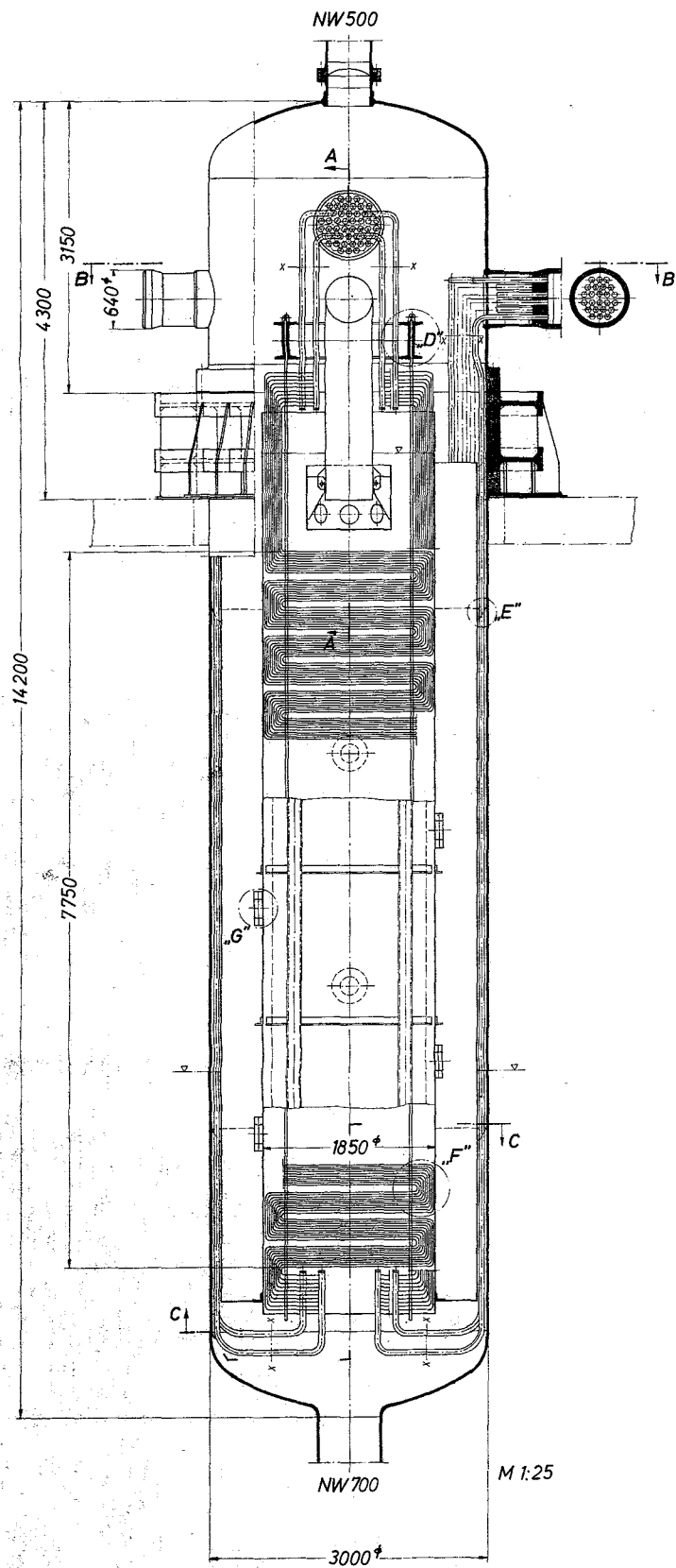
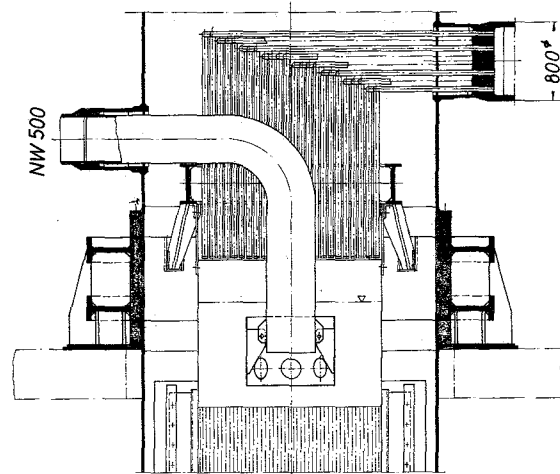


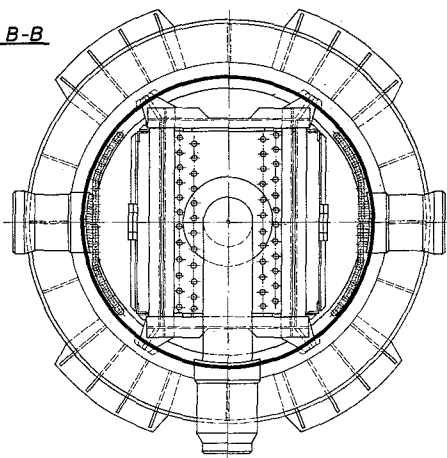
Abb. 23 Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit und Druckabfall im Zwischenüberhitzer als Funktion der Heizfläche



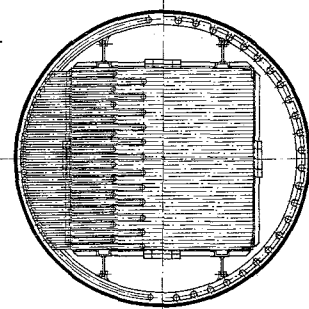
Schnitt A-A



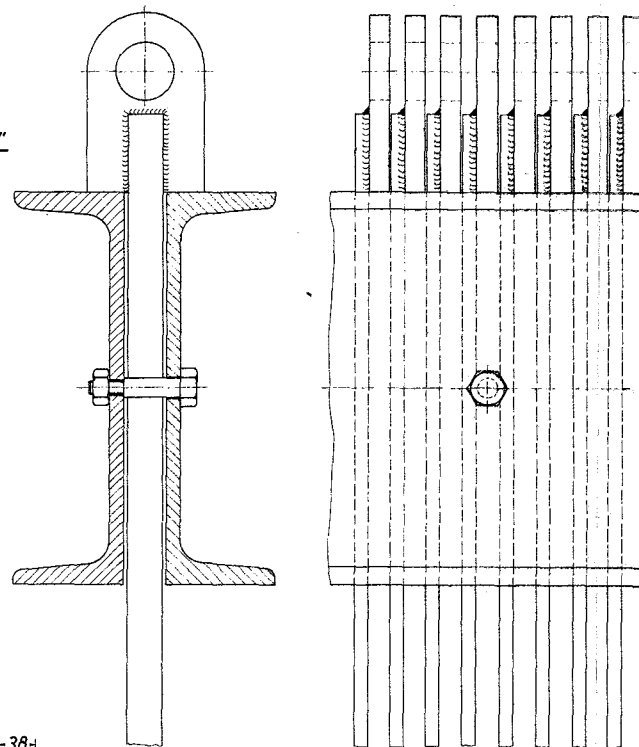
Schnitt B-B



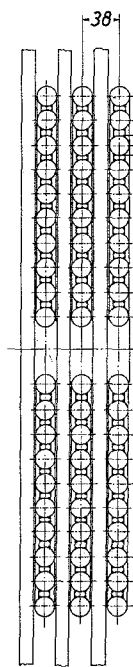
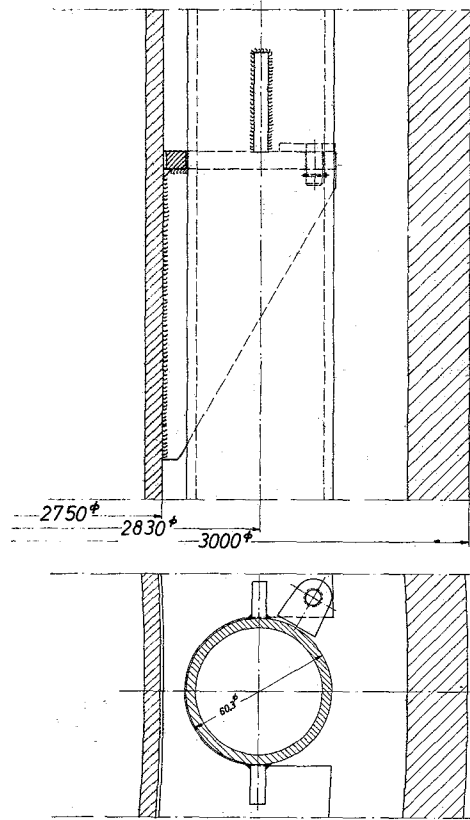
Schnitt C-C
M 1:25



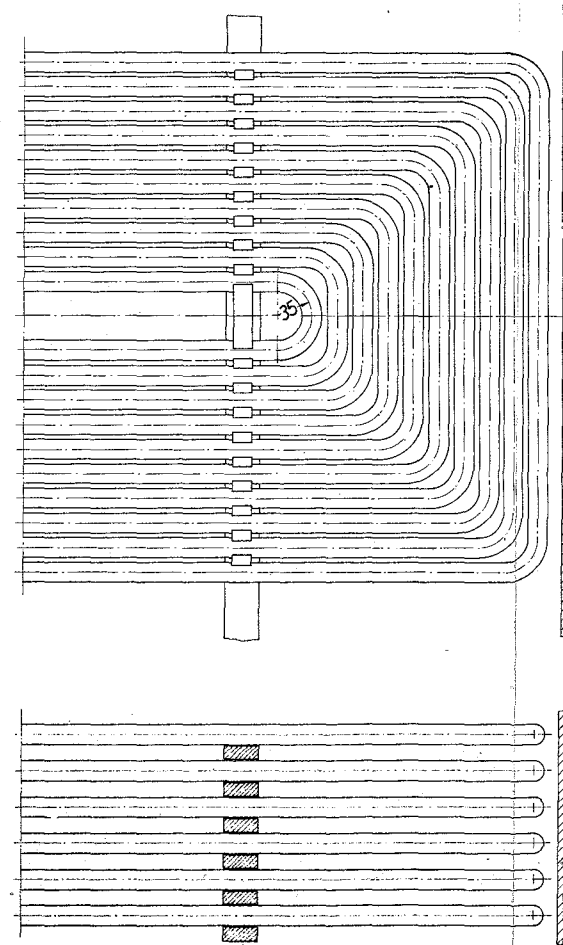
Punkt „D“
M 1:2,5



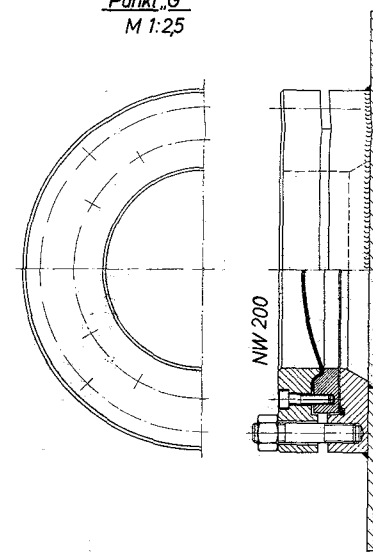
Punkt „E“
M 1:1



Punkt „F“
M 1:25



Punkt „G“
M 1:25



Zeichnung in Blatt Nr. 1 von 1 vom 12.11.1954 Projekt Na-Dampferzeuger		Blatt Nr. 263305 Projekt GUMMERSBACH	
Projekt Na-Dampferzeuger		Zeichnung Nr. 1	

eingehängt werden. Die gewünschte Längsteilung und Versteifung der Rohrschlangen wird mit Distanzstücken wie z.B. Parallelbacken erreicht. Das Rohrbündel hängt frei im quadratischen Strömungskanal und wird durch Wärmebewegungen nicht gefährdet.

Für den Dampfaustritt ist nur eine Rohrplatte vorgesehen. Die Anordnung der Dampfaustrittsrohre zeigt Schnitt A-A.

Das Natrium wird seitlich durch die Behälterwand durch ein gekrümmtes Einlaufrohr in den quadratischen Strömungskanal geführt. Eine zusätzliche Halterung des Einlaufrohres ist von der Tragkonstruktion aus möglich. Damit die ersten Rohrlagen nicht zu stark angeströmt werden und um eine bessere Verteilung am Eintritt zu erhalten, strömt das Na zuerst in eine zweckmäßig ausgebildete Einlaufwanne. Das Na durchströmt dann das Rohrbündel und wird im unteren Druckbehälterboden gesammelt und abgezogen. Es hat außerdem die Möglichkeit, in dem Ringraum zwischen Druckbehältermantel und zylindr. Begrenzungsmantel des Expansionsraumes in Abhängigkeit vom Druckverlust im Rohrbündel eine freie Oberfläche auszubilden.

Der Behälter läßt sich vollständig vom Na entleeren.

Die durch die Anordnung des quadratischen Strömungskanals im zylindr. Druckbehälter entstehenden Toträume, die diese Bauart für andere Zwecke zu aufwendig macht, bieten sich geradezu als Expansionsräume an. Dadurch wird der zusätzliche zylindr. Begrenzungsmantel notwendig. Diese 4 Expansionsräume sind also im Betrieb mit Schutzgas gefüllt und ermöglichen den Zugang zu den über das gesamte Bauvolumen verteilten Berstscheiben. Bei den vorliegenden Behälterabmessungen sind diese Räume so groß, daß sie ohne Schwierigkeiten begehbar sind.

Da bei dieser Bauart der äußere Ringraum (mit den Speisewasser-Eintrittsrohren) auch unmittelbar an den Expansionsraum grenzt, lassen sich auch zwischen diesen beiden Räumen Berstscheiben vorsehen. Dies ist vor allem deshalb von Bedeutung, weil bei einer Reaktion zwischen Speisewasser und Na (also bei Na-Temperaturen um 300 °C) besonders heftige Reaktionen zu erwarten sind und die Druckbehälterwand diesen Gefahren unmittelbar ausgesetzt ist.

Die beiden Strömungsmäntel, die den Expansionsraum begrenzen, bilden eine Baueinheit. Sie werden in sich und gegeneinander mit Profileisen und Ankern versteift. Diese Baueinheit wird über den quadratischen Strömungsmantel

6. Konstruktionsbeschreibung

In den Voruntersuchungen (Abschnitt 4.1 - Konstruktionsprinzipien) wurden bereits die grundsätzlichen Gesichtspunkte für die konstruktive Gestaltung aufgeführt. Daher soll hier auf die Besonderheiten der einzelnen Konstruktionsvorschläge eingegangen werden.

6.1 Dampferzeuger der Bauart A

6.1.1 Konstruktionsbeschreibung des Dampferzeugers

Zeichnungs-Nr.: 1

Der konstruktive Aufbau wird entscheidend durch die Anordnung der Heizfläche in einem quadratischen Strömungskanal bestimmt. Das Rohrbündel setzt sich aus mäanderförmig gebogenen, mehrgängigen Rohrschlangen zusammen, die den quadratischen Querschnitt ausfüllen. Diese ebene Rohranordnung wurde untersucht, weil sie im Gegensatz zu einer gewickelten Anordnung die Möglichkeit bietet, defekte Heizflächenteile zu ersetzen; außerdem ist eine sehr wirtschaftliche (konventionelle) Fertigung des Rohrbündels möglich.

Der Speisewassereintritt erfolgt über 2 Rohrplatten, die seitlich am oberen Behälterende angeordnet sind, in die Speisewasser-Eintrittsrohre. Diese Eintrittsrohre werden an der Druckbehälterwand nach unten geführt. Sie sind gleichmäßig auf den Umfang verteilt; nur vor den beiden Rohrplatten und unten vor der Verbindung mit den Mäanderbändern sind sie zweckmäßig zusammengefaßt (s. Schnitt B-B und Schnitt C-C). Mit dieser Rohrführung wird eine weitgehende Kühlung des Behältermantels erreicht. Die Temperatur des in diesem Ringraum stagnierenden Natriums und Schutzgases liegt nicht viel über der Speisewassertemperatur in den Eintrittsrohren, also mit Sicherheit nicht im Bereich von 450°C , der max. zul. Temperatur für den Einsatz von ferritischem Material (10 Cr Mo 9 10). Dadurch kann der gesamte untere Teil des Druckbehälters bis zum Hauptflansch aus ferritischem Material gefertigt werden.

Die Mäanderbänder sind, bedingt durch den zul. Druckverlust von ca. 20 at, 10-gängig ausgeführt. Zwischen den einzelnen Rohrschlangen sind Distanzstäbe angeordnet. Diese haben einmal die Aufgabe, die gewünschte Querteilung herzustellen, zum anderen werden sie zur Aufhängung der Rohrschlangen verwandt. Jede Rohrschlange hängt an 2 Distanzstäben, die über angeschweißte Tragflossen zwischen Doppel-U-Profilen in die Tragkonstruktion

an der Tragkonstruktion aufgehängt. Am äußeren zylindr. Strömungsmantel werden die Speisewasser-Eintrittsrohre geführt. In den 4 Expansionsräumen lassen sich Meß- und Kontrolleinrichtungen unterbringen.

Durch die Wahl von Rohrplatten, die von außen zugänglich sind, ist ein Auffinden (z.B. Druckprobe) und Abschalten defekter Rohre ohne Schwierigkeiten möglich. Das Totlegen eines Rohres an der Rohrplatte führt zwar zum Ausfall einer ganzen Rohrschlange (10 Rohre); da jedoch 48 Rohrschlangen parallel geschaltet sind, ist ein Abschalten weniger Rohrschlangen noch nicht mit einer unzulässigen Leistungsminderung verbunden. Andererseits gestattet die vorliegende Konstruktion, defekte Rohrschlangen auszuwechseln. Dies ist ein ganz wesentlicher Vorteil.

Dazu werden zunächst die Speisewassereintritts- und Dampfaustrittsrohre kurz vor ihrer Verbindung mit den Mäanderbändern (Rohrschlangen) abgeschnitten (Schnitt X-X). Damit ist das Rohrbündel abgetrennt.

Bevor der gesamte obere Behälterteil am oberen Hauptflansch gelöst und abgehoben werden kann, müssen die Eintrittsrohre noch einmal vor den beiden seitlichen Rohrplatten abgetrennt werden (Schnitt X-X). Damit ergeben sich insgesamt 144 Trennstellen. Nach dem Abheben des oberen Behälterteils, einschließlich Na-Einlaufrohr (die Na-Einlaufwanne wird vorher an der Bolzenverbindung mit dem Einlaufrohr gelöst und auf dem Rohrbündel abgestellt) wird das Rohrbündel einschließlich der beiden Strömungsmäntel an der Tragkonstruktion herausgehoben. Die Aufhängung der Strömungsmäntel an der Tragkonstruktion wird gelöst und die Mäntel vom Rohrbündel abgezogen. Nachdem die Einlaufwanne seitlich herausgezogen wurde, ist es jetzt möglich, die Rohrschlangen an der Aufhängung (Doppel-U-Profil) auseinanderzuschieben, um damit für das Auswechseln genügend Raum zu schaffen. Der Zusammenbau erfolgt dann in umgekehrter Reihenfolge.

Der Druckbehälter ist über die Stützen im oberen (Berstscheibe zum Zyklon) und unteren Boden (Na-Austritt) begehbar. Es können also defekte Berstscheiben ausgewechselt werden, ohne den Druckbehälter zu öffnen. Mit der Möglichkeit, defekte Rohre von außen totzulegen, wird damit eine schnelle Wiederinbetriebnahme ermöglicht.

6.1.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Dampferzeugers

Die Fertigung des Rohrbündels ist hier unkomplizierter und wirtschaftlicher als bei der gewickelten Ausführung. Die Rohre, die mit einer Länge von ca. 10 m geliefert werden, werden zunächst einzeln mäanderförmig gebogen und dann zu einem Mäanderband von der gesamt erforderlichen Rohrlänge zusammengeschweißt. Anschließend werden die Schweißnähte geröntgt und eine Wasserdruckprobe durchgeführt. Jeweils 10 dieser geprüften Mäanderbänder werden zu einer Rohrschlange zusammengesetzt und dabei über Parallelbacken miteinander verbunden und versteift. Darauf werden die beiden Distanzstäbe angebracht, an denen die Rohrschlange später aufgehängt wird.

Die 10 Rohre jeder Rohrschlange enden am Anfang und Ende in Sammlerrohren. Mit diesen Sammlerrohren werden bei der Montage die Speisewassereintritts- und Dampfaustrittsrohre verbunden.

Parallel zur Fertigung des Rohrbündels wird der quadratische Strömungsmantel sowie der äußere zylindr. Begrenzungsmantel des Expansionsraumes gefertigt. Beide Mäntel bilden eine Baueinheit und werden mit den Flanschanschlüssen für die Berstscheiben sowie mit eingeschweißten Bügeln zur leichteren Begehrbarkeit versehen. Außerdem werden sie mit Profileisen und Ankern in sich und gegenseitig versteift.

Anschließend wird der Tragrahmen aus Doppel-U- und Doppel-T-Profilen zusammengebaut. Er stützt sich über 4 Füße in einem geschmiedeten Ring ab. Dieser geschmiedete Tragring ist Teil des Druckbehälters (Schnitt A-A). An ihm wird eine Tragkonstruktion angeschweißt, an der der gesamte Dampferzeuger später aufgehängt wird.

Die Fertigung des Druckbehälters kann wieder parallel erfolgen. Oberteil und Unterteil des Druckbehälters enden je in einem Flanschring über den sie mit dem Tragring verschraubt werden. In das Oberteil werden über Stützen die insgesamt 3 Rohrplatten, das Na-Einlaufrohr und die Hauptberstscheibe eingebaut. Das Einschweißen der Speisewassereintritts- und Dampfaustrittsrohre in die Rohrplatten erfolgt also, nachdem die Rohrplatten bereits in den Druckbehälter eingebaut sind.

Die Montage erfolgt in folgender Reihenfolge:

1. Zuerst wird der geschm. Tragring mit der umlaufenden Tragkonstruktion in ausreichender Höhe montiert. Darauf wird der Tragrahmen eingesetzt.

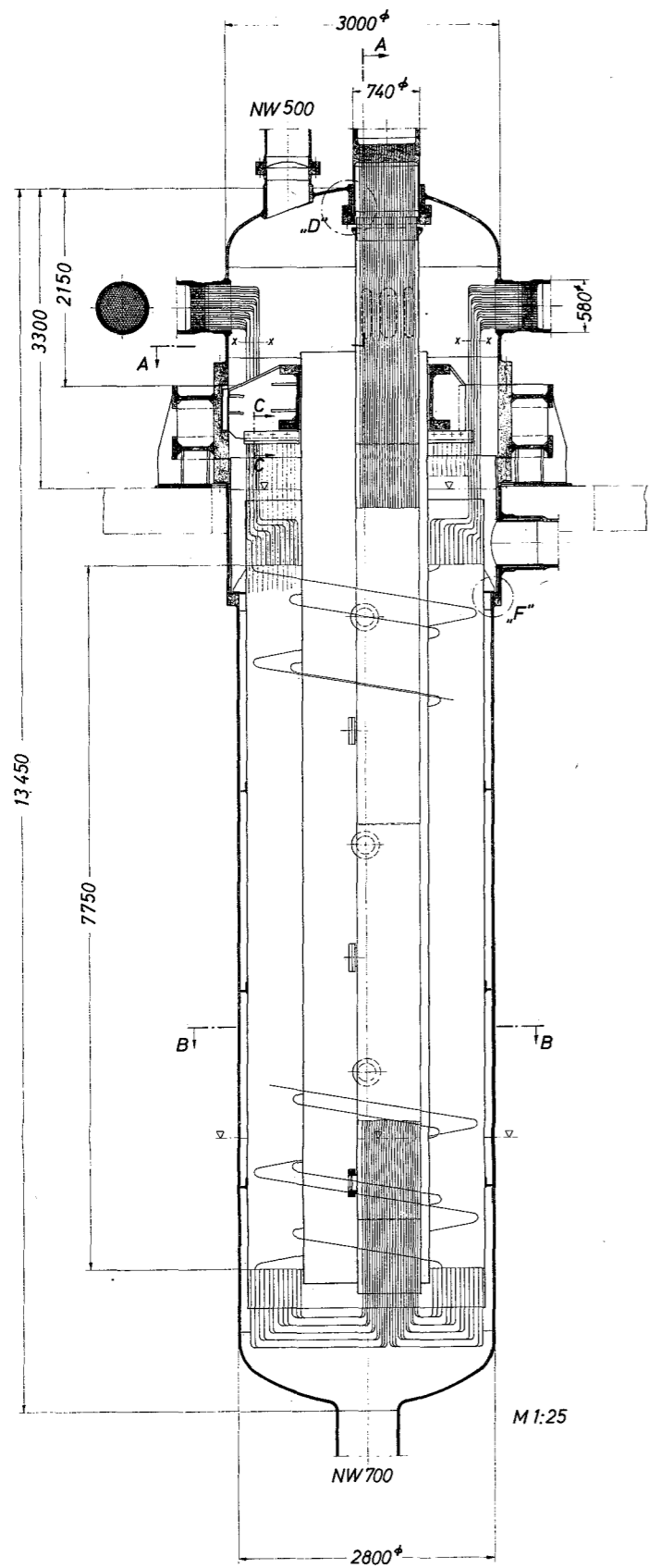
2. Nun läßt sich das Rohrbündel einbauen. Die fertiggestellten Rohrschlangen werden nacheinander an den Distanzstäben in die Doppel-U-Profile des Tragrahmens eingehängt und auf die durch die Breite der Distanzstäbe vorgegebene Querteilung zusammengeschoben. Die Na-Einlaufwanne wird auf dem Rohrbündel abgestellt.
3. Das ganze Rohrbündel wird nun über den geschm. Tragring mit einem Kran angehoben und in den bereitstehenden quadratischen Strömungsmantel abgesenkt. Der quadratische Strömungsmantel wird ebenfalls im Tragrahmen aufgehängt. Er bildet mit dem zylindr. Begrenzungsmantel des Expansionsraumes eine Baueinheit. Darauf werden die Speisewassereintrittsrohre eingebaut. Sie werden am äußeren Umfang des Begrenzungsmantels geführt (Schnitt C-C) und unten mit den Eintrittssammlern der Rohrschlangen der Rohrschlangen verbunden.
4. Diese ganze Baueinheit wird noch einmal am Tragring angehoben und in das bereitgestellte Unterteil des Druckbehälters abgesenkt. Das Unterteil wird an den Tragring angeflanscht.
5. Darauf wird das Oberteil des Druckbehälters aufgesetzt und an den Tragring geflanscht. Die Speisewassereintritts- und Dampfaustrittsrohre sind bereits vorher in die Rohrplatten eingeschweißt worden. Sie werden nun an den Stellen x-x mit den Sammlerrohren des Rohrbündels verbunden.

Zuletzt wird die Na-Einlaufwanne über eine Bolzen-Verbindung am Na-Einlaufrohr befestigt.

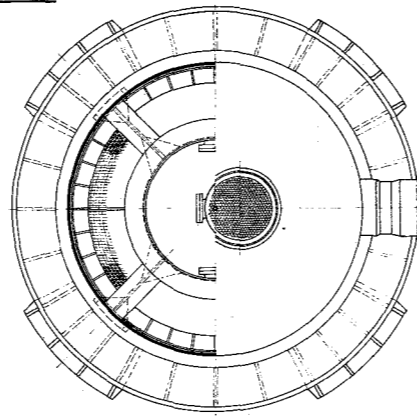
6.2 Dampferzeuger der Bauart C

6.2.1 Konstruktionsbeschreibung des Dampferzeugers (Zeichnungs-Nr.: 2)

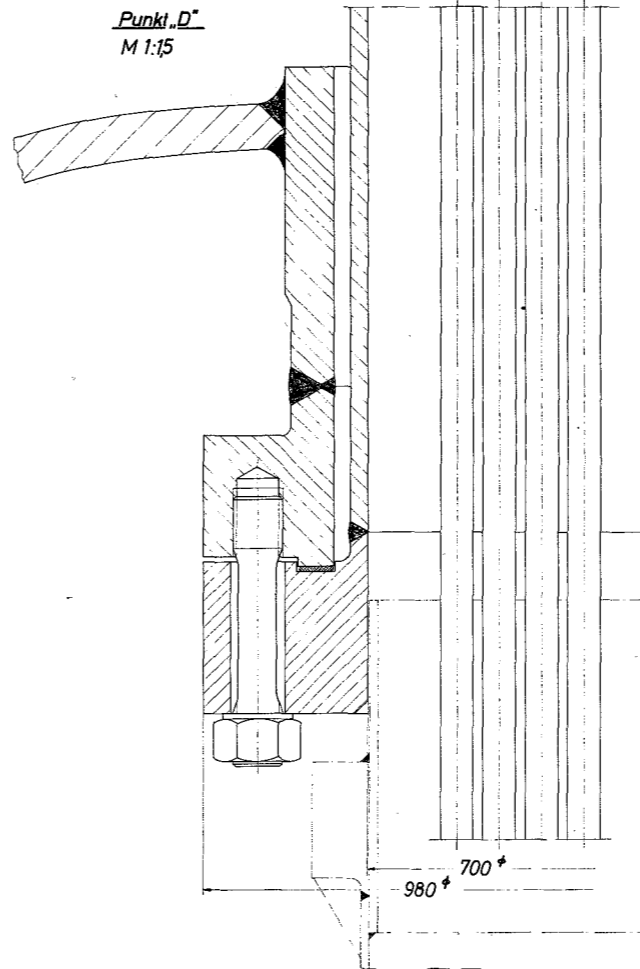
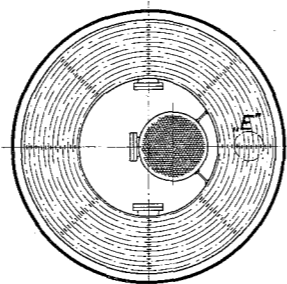
Diese Bauart ist durch eine gewickelte Rohranordnung gekennzeichnet, die einen Ringraum, begrenzt durch die mittige Wickeltrommel und einen äußeren Strömungsmantel, ausfüllt. Da mit dieser Anordnung ein runder Querschnitt ausgefüllt wird, können in der Regel kleinere Behälterabmessungen erreicht werden. Bei den vorliegenden Forderungen an Na-beheizten Anlagen (Expansionsraum) kann dieser Vorteil jedoch nicht ausgenutzt werden. Das erforderliche Bauvolumen entspricht dem der Bauart A.



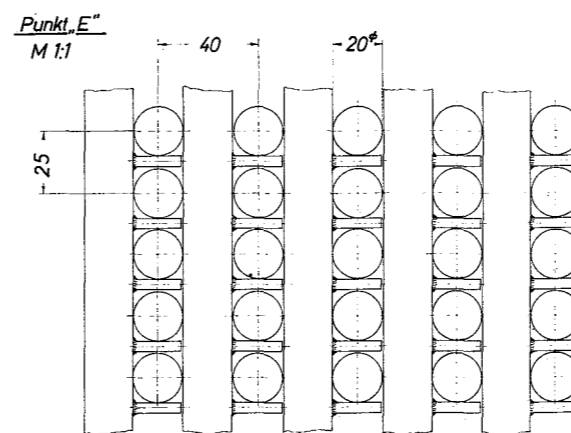
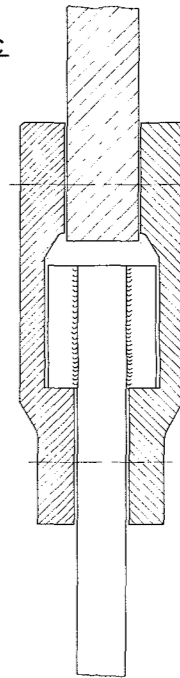
Schnitt A-A



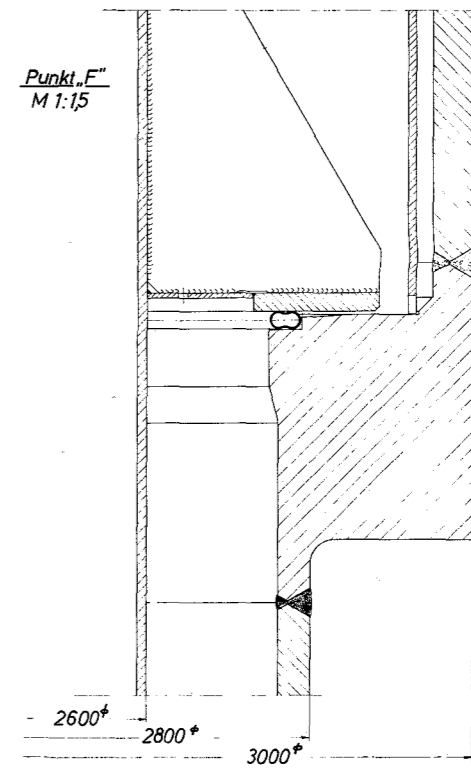
Schnitt B-B
M 1:25



Schnitt C-C
M 1:1



Punkt „F-F“
M 1:15



1:25 1:15 M 1:1	Projekt Schnell-Brüter Na-Dampferzeuger	L. & C. STEINMÜLLER GUMMERSBACH Zchnng. Nr. 2
-----------------------	---	--

Der Speisewassereintritt erfolgt über eine im oberen Boden angeflanschte Rohrplatte. Diese wurde so ausgeführt, daß bei einem Abheben des oberen Behältertells die Speisewassereintrittsrohre nicht abgetrennt zu werden brauchen. Die Rohre werden als gerades Rohrbündel in einem Mantelrohr nach unten geführt, umgebogen und unter einem Steigungswinkel von 10° nach oben gewickelt. Bei gleichem Steigungswinkel ergeben sich unabhängig vom Wickeldurchmesser gleiche Rohrlängen. Die bei der Wicklung entstehenden Rohrzyklen sind mehrgängig ausgeführt, um einmal die erforderliche Rohrzahl (ca. 500 Rohre) unterzubringen und zum anderen überall im Rohrbündel die gleiche Längsteilung zu erreichen. Die Gängigkeit (Zahl der Rohre pro Rohrzyklen) wächst linear mit dem Wickeldurchmesser.

Zwischen den einzelnen Rohrzyklen sind jeweils 8 Distanzstäbe gleichmäßig auf dem Umfang verteilt. Sie stellen die gewünschte Querteilung her und dienen zur Aufhängung des Rohrbündels an den Armen des Tragsterns (Schnitt C-C). Auf die Distanzstäbe sind Bolzen aufgeschweißt, die einmal die Längsteilung der Rohre gewährleisten und zum anderen die einzelnen Rohrwindungen tragen. Die Bolzen fehlen bei den ersten und letzten Windungen des Rohrbündels, damit das Rohrbündel in der Lage ist, Wärmebewegungen elastisch aufzunehmen. Es kann also durch Wärmebewegungen nicht gefährdet werden. Für den Dampfaustritt sind 2 seitlich im oberen Behältertelle angeordnete Rohrplatten vorgesehen. Die Anordnung der Dampfaustrittsrohre zeigt Schnitt A-A.

Das Na tritt durch einen seitlich im unteren Druckbehältertelle vorgesehenen Stutzen zunächst in einen Ringraum und dann durch Überlauf gleichmäßig in den Eintrittsquerschnitt der Heizflächenanordnung. Damit wird ein störungsfreier Einlauf erreicht. Am Na-Eintritt ist der Druckbehälter in besonderem Maße durch Wärmespannungen gefährdet, vor allem auch im Hinblick auf hohe Temperatur-Änderungsgeschwindigkeiten des eintretenden Na. Um dem entgegenzuwirken, ist an dieser Stelle ein Schockblech (Mantel) vorgesehen und der Na-Einlaufstutzen zweckmäßig ausgeführt.

Das Na durchströmt das Rohrbündel und wird im unteren Boden gesammelt und abgeführt. Im Ringraum zwischen Druckbehälter und äußerem Strömungsmantel sowie in dem die Speisewasser-Eintrittsrohre umschließenden Mantelrohr wird das Na entsprechend dem Druckverlust im Rohrbündel eine freie Oberfläche ausbilden.

Ein geringer Bypaß zwischen dem Ringraum am Na-Eintritt und dem darunterliegenden Raum ermöglicht eine völlige Entleerung des Druckbehälters. Der sich über die gesamte Baulänge erstreckende Expansionsraum wird von der Wickeltrommel und dem (die Speisewasserrohre umschließenden) Mantelrohr begrenzt. Die Dimension der Wickeltrommel sowie die exzentrische Lage der Speisewasserzuführung gestatten die Begehbarkeit dieses Raumes und damit den Zutritt zu den an beiden Mänteln vorgesehenen Berstscheiben.

In diesem Raum können Meß- und Kontrolleinrichtungen untergebracht werden. Die beiden Mäntel bilden eine Baueinheit und werden in sich und gegeneinander versteift. Die auf sie einwirkenden Auftriebskräfte werden am Tragstern aufgenommen.

Im Gegensatz zur Bauart A wird hier der Druckbehältermantel nicht gekühlt. Das im äußeren Ringraum stagnierende Na wird die Temperatur des auf gleicher Höhe im Rohrbündel strömenden Na annehmen. Damit wird der Einsatz von ferritischem Material (10 Cr Mo 9 10) auf eine relativ kurze Länge des unteren Behälterendes beschränkt. Da jedoch in diesem Ringraum keine Na/H₂O-Reaktion auftreten kann (da hier keine speisewasserführenden Rohre vorhanden sind), ist der Druckbehältermantel weitgehend geschützt. Hier wäre also zu überlegen, ob es überhaupt vertretbar ist, die Druckbehälterwand der Gefahr einer Na/H₂O-Reaktion auszusetzen, vor allem, da es hier (im Gegensatz zur Bauart A) nicht möglich ist, über Berstscheiben einen Zugang zu einem mit Schutzgas gefüllten Raum zu schaffen. Grundsätzlich lassen sich jedoch die Speisewasserrohre auch in diesem äußeren Ringraum herunterführen (s. Zwischenüberhitzer); dies bringt jedoch andere Nachteile mit sich, auf die in der Konstruktionsbeschreibung des Zwischenüberhitzers näher eingegangen wird.

Die vorliegende Ausführung ohne zwischengeschaltete Sammler gestattet es, jedes Einzelrohr, also den kleinstmöglichen Heizflächenanteil, von außen totzulegen. Da sich defekte Rohre nicht mehr auswechseln lassen, ist dies sehr wertvoll. Der Ausbau des ganzen Rohrbündels ist auf folgende Weise möglich:

Zunächst werden die Rohre vor den beiden Rohrplatten am Dampfaustritt abgetrennt (Schnitt x-x), ca. 500 Trennstellen. Nach dem Lösen der Flanschverbindung zwischen der Rohrplatte am Speisewassereintritt und dem oberen Boden sowie der oberen Behälter-Flanschverbindung kann dann der obere Behälterteil abgenommen werden. Das Gewicht der Rohrplatte wird vom Mantel-

rohr aufgenommen. Das Rohrbündel einschließlich der beiden mittleren Strömungsmäntel wird dann am Tragstern herausgezogen. Der äußere Strömungsmantel ist im Druckbehälter aufgehängt und kann anschließend ebenfalls herausgenommen werden. Der Zusammenbau erfolgt dann in umgekehrter Reihenfolge.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, nur den unteren Behälterflansch zu lösen. Dann läßt sich das gesamte Rohrbündel einschließlich Behälterober- teil nach oben herausziehen. Dabei wird der geschm. Ring mit der Tragkon- struktion in den Kran eingehängt. Bei dem zweiten Weg brauchen keine Rohre abgetrennt zu werden, es kann allerdings auch das Rohrbündel nicht getrennt ausgebaut werden. Für eine Besichtigung des Rohrbündels ist der zweite Weg aber auf jeden Fall der zweckmäßigere.

Der Druckbehälter ist über die Stützen im oberen und unteren Behälterbo- den begehbar.

6.2.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Dampferzeugers

Die wirtschaftliche Fertigung des Rohrbündels ist entscheiden von einer geeigneten Wickelvorrichtung abhängig.

Zunächst wird die Wickeltrommel gefertigt. Dabei werden die Flanschan- schlüsse für die Berstscheiben angebracht sowie Bügel eingeschweißt, die die Begehbarkeit der Wickeltrommel erleichtern. Anschließend wird das Man- telrohr für die Speisewassereintrittsrohre exzentrisch in die Wickeltrom- mel eingebaut. Es bildet mit der Wickeltrommel eine Baueinheit. Parallel zur Fertigung der Wickeltrommel wird das gerade Rohrbündel (Speisewasser- eintrittsrohre) zusammengebaut. Es wird mit Lochblechen zusammengehalten und bereits in die Rohrplatte eingeschweißt. Später wird das Rohrbündel in das exzentrisch in der Wickeltrommel eingebaute Mantelrohr geschoben.

Zum Wickeln werden an die beiden Enden der Wickeltrommel noch die für die Lagerung notwendigen Zapfen angeflanscht. Auf den einen Zapfen wirkt der Antrieb der Wickelvorrichtung; der andere Zapfen läuft in einem Führungs- lager. Der Wickelvorgang läuft wie folgt ab:

Zunächst wird die erste Lage der Abstandshalterung angebracht, d.h. mehrere Distanzstäbe, die mit maschinell aufgeschweißten Bolzen bestückt sind, wer- den, gleichmäßig über den Umfang verteilt, auf die Wickeltrommel aufgelegt und in dieser Lage festgehalten, um sie gegen ein Verschieben während des

Wickelns zu sichern. Nachdem die ersten Rohre auf die erforderliche Gesamtlänge zusammengeschweißt und die erforderlichen Prüfungen durchgeführt wurden, kann mit dem eigentlichen Wickeln begonnen werden. Der Rohranfang ist vorgebogen, damit das Rohr einmal mit dem entsprechenden Speisewasserrohr des geraden Rohrbündels verschweißt werden kann und zum anderen ein Festhalten des Rohres bei Beginn der Wicklung möglich ist (z.B. in einem Lochblech).

Nun wird der Wickelantrieb eingeschaltet und das Rohr unter dem gewünschten Steigungswinkel über die Distanzstäbe auf der Wickeltrommel gewickelt. Hier wird das Rohrende durch eine vorläufige Klammer gehalten, um ein Aufedern zu verhindern. Auf diese Weise wird der erste (innerste) Rohrzylinder in der erforderlichen Gängigkeit gewickelt. Durch die auf die Distanzstäbe aufgeschweißten Bolzen ist die Lage der Rohre genau festgelegt und eine konstruktive Längsteilung gewährleistet. Ist ein Rohrzylinder fertiggestellt, wird die nächste Lage der Abstandshalterung angebracht und gegen Verschiebung gesichert.

In dieser Art wird das ganze Rohrbündel fertiggestellt. Die Fertigung und Prüfung der einzelnen Rohrstränge läuft parallel zur Wicklung der Rohre am Drehtisch. Nach dem Wickeln wird das Bündel senkrecht gestellt. Anschließend wird der Tragstern gefertigt und von oben über die Wickeltrommel geschoben. Dazu muß zunächst der angeflanschte Führungszapfen abgebaut werden. Über 2 Tragschienen werden nun die Distanzstäbe in die Tragarme gehängt (s. Schnitt C-C). Jetzt läßt sich das Rohrbündel am Tragstern hochheben und in den inzwischen gefertigten geschm. Tragring einhängen.

Das komplette Rohrbündel wird als eine Baueinheit transportiert und eingebaut. Die Fertigung des Druckbehälters kann parallel zur Fertigung des Rohrbündels erfolgen. Der Zusammenbau des Dampferzeugers wird wie folgt vorgenommen:

1. Das Rohrbündel wird am geschm. Tragring angehoben und in das bereitstehende Unterteil des Druckbehälters abgesenkt. Das Unterteil wird an den Tragring angeflanscht. Es enthält bereits den äußeren Strömungsmantel sowie das Schockblech am Na-Eintritt.
2. Darauf wird das Oberteil des Druckbehälters aufgesetzt und an den Tragring angeflanscht. Die Dampfaustrittsrohre werden mit den bereits vorher in die Rohrplatten eingeschweißten Rohren verbunden (Schnitt x-x).

Zum Schluß wird die Rohrplatte am Speisewassereintritt am oberen Behälterboden angeflanscht. Die Rohrbögen beim Übergang vom geraden zum gewickelten Rohrbündel ermöglichen das dafür erforderliche Spiel.

6.3 Zwischenüberhitzer der Bauart C

6.3.1 Konstruktionsbeschreibung des Zwischenüberhitzers (Zeichng. Nr.:3)

Die große Zahl der erforderlichen Rohre beim Zwischenüberhitzer (ca. 2800) gestatten nur eine gewickelte Rohranordnung, es sei denn, man verteilt sie auf eine größere Zahl von Baueinheiten. Aus dem gleichen Grunde ist es hier auch nicht möglich, die gleiche Rohrführung wie beim gewickelten Dampferzeuger zu wählen. Eine einzelne Rohrplatte für den Dampfeintritt im oberen Behälterboden würde nicht mehr vertretbare Dimensionen erfordern. Die Rohre müssen also auf mehrere Rohrplatten aufgeteilt werden. Alle diese Rohrplatten sind seitlich in der Behälterwand vorgesehen.

Der Dampfeintritt erfolgt über die 5 unteren Rohrplatten in insgesamt 140 Sammlerrohre. Diese Sammlerrohre werden an der Behälterwand heruntergeführt und kühlen sie. Damit ist es möglich, das ganze Unterteil des Druckbehälters bis zum Tragring aus ferritischem Material zu fertigen. Die Sammlerrohre werden unten gebogen und in ringförmig ausgeführte Rohrplatten geführt. Die Böden dieser Rohrplatten sind halbierte Ringsammler. Jede Rohrplatte ist in Segmente (Kammern) aufgeteilt (s. Schnitt B-B). In die insgesamt 140 Rohrplatten-Segmente sind je 20 Rohre des gewickelten Rohrbündels eingeschweißt. Diese Rohre führen dann zunächst durch eine Lochplatte, in der ihre genaue Lage vor der Wicklung festgelegt ist, und werden dann unter einem Steigungswinkel von 20° über die Wickeltrommel nach oben gewickelt. Für den Aufbau des Rohrbündels selbst gilt das, was bereits für den Dampferzeuger (Bauart C) ausgeführt wurde. Für den Dampfaustritt sind ebenfalls 5 Rohrplatten vorgesehen. Da sich hier Sammlerrohre für den Dampfaustritt sehr schlecht verwirklichen lassen, werden die Rohre des Rohrbündels einzeln in die Rohrplatten eingeschweißt.

Die Anordnung der Dampfaustrittsrohre zeigt Schnitt A-A.

Das Abschalten eines defekten Rohres führt bei der vorliegenden Rohrführung zum Ausfall von 20 Rohren im Rohrbündel, bedingt durch die Wahl der Sammlerrohre am Dampfeintritt. Würden anstelle der Sammlerrohre alle Rohre des Rohrbündels einzeln im Ringraum zwischen Druckbehälter und äußerem Strömungsmantel angeordnet, so würde dies zu einer wesentlichen Verteuerung (da mehr Lohn- und Materialaufwand), Vergrößerung des Behälterdurchmessers sowie Komplizierung der Gesamtkonstruktion führen.

Das Na gelangt durch einen Stutzen im oberen Boden zunächst in einen Ringsammler. Hier wird es auf 5 Einzelrohre verteilt, die in den Na-Spiegel über dem Rohrbündel eintauchen und eine gleichmäßig verteilte Na-Zufuhr ermöglichen. Das Na durchströmt das Rohrbündel und wird im unteren Boden gesammelt und abgeführt. Es hat wieder die Möglichkeit, im äußeren Ringraum eine freie Oberfläche auszubilden.

Der Behälter läßt sich vollständig vom Na entleeren.

Die Wickeltrommel wird gleichzeitig als begehbarer Expansionsraum genutzt. Hier sind die gleichmäßig über die Baulänge verteilten Berstscheiben eingebaut und es können zusätzlich Meß- und Kontrolleinrichtungen untergebracht werden.

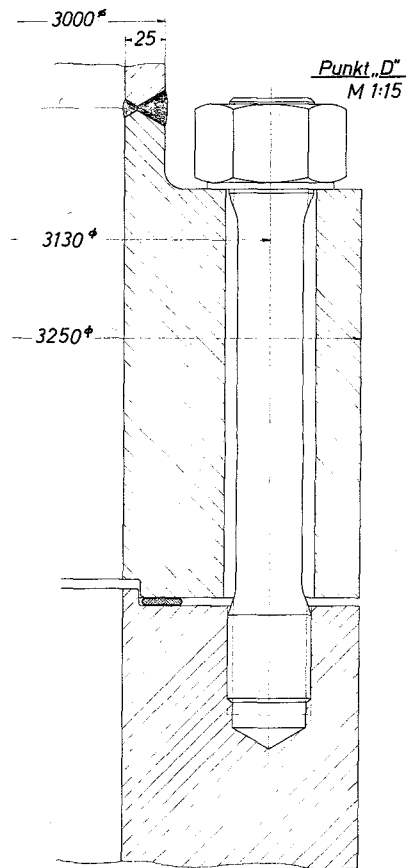
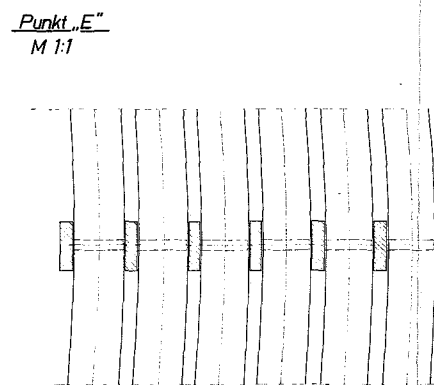
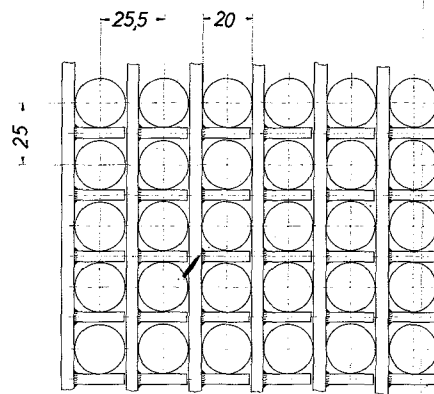
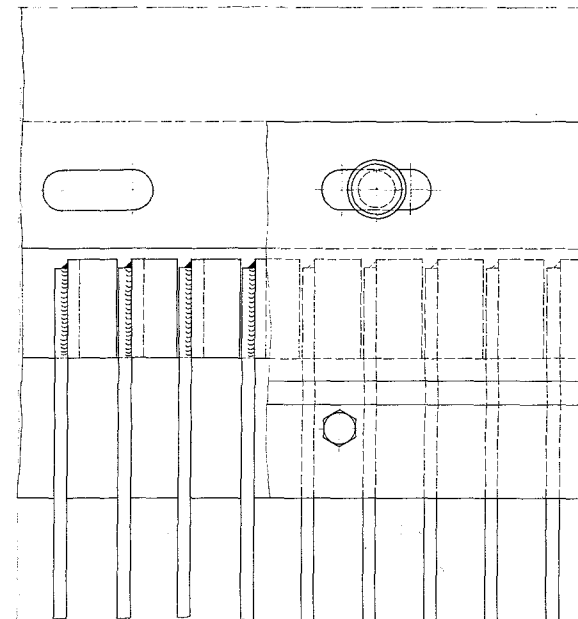
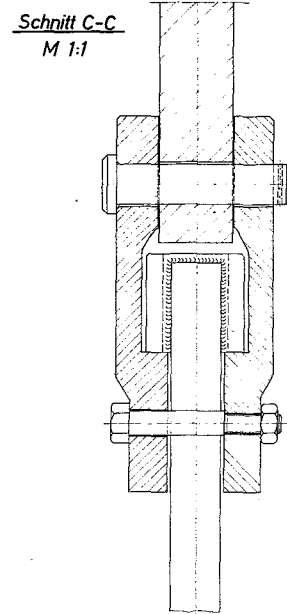
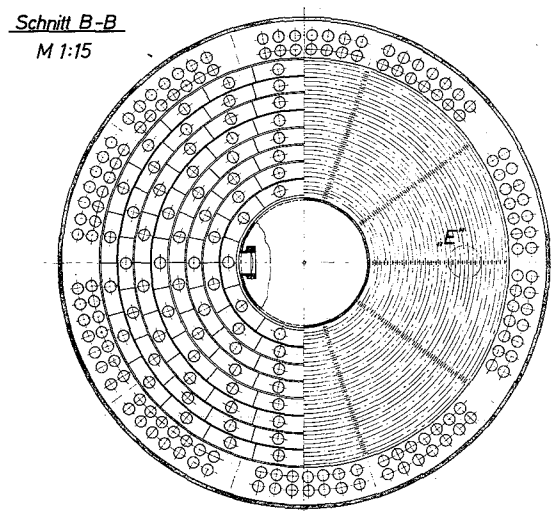
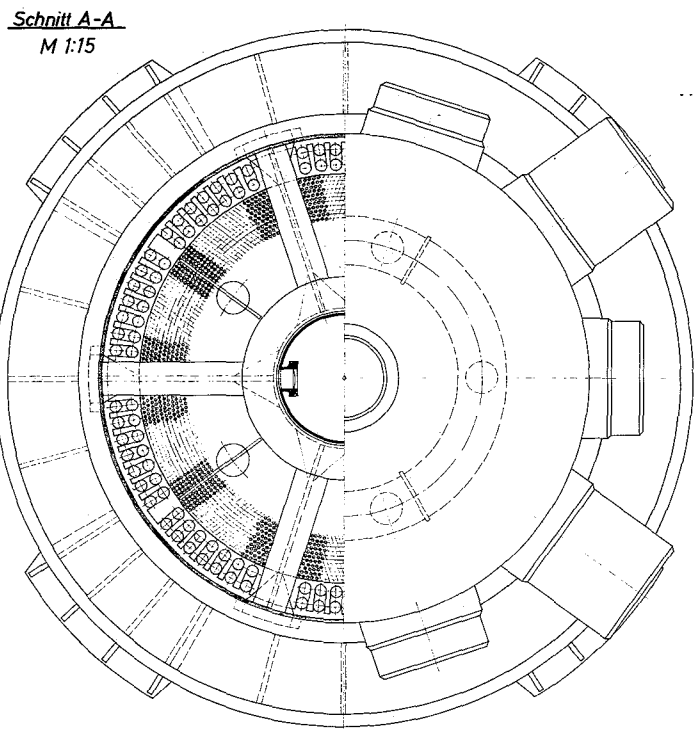
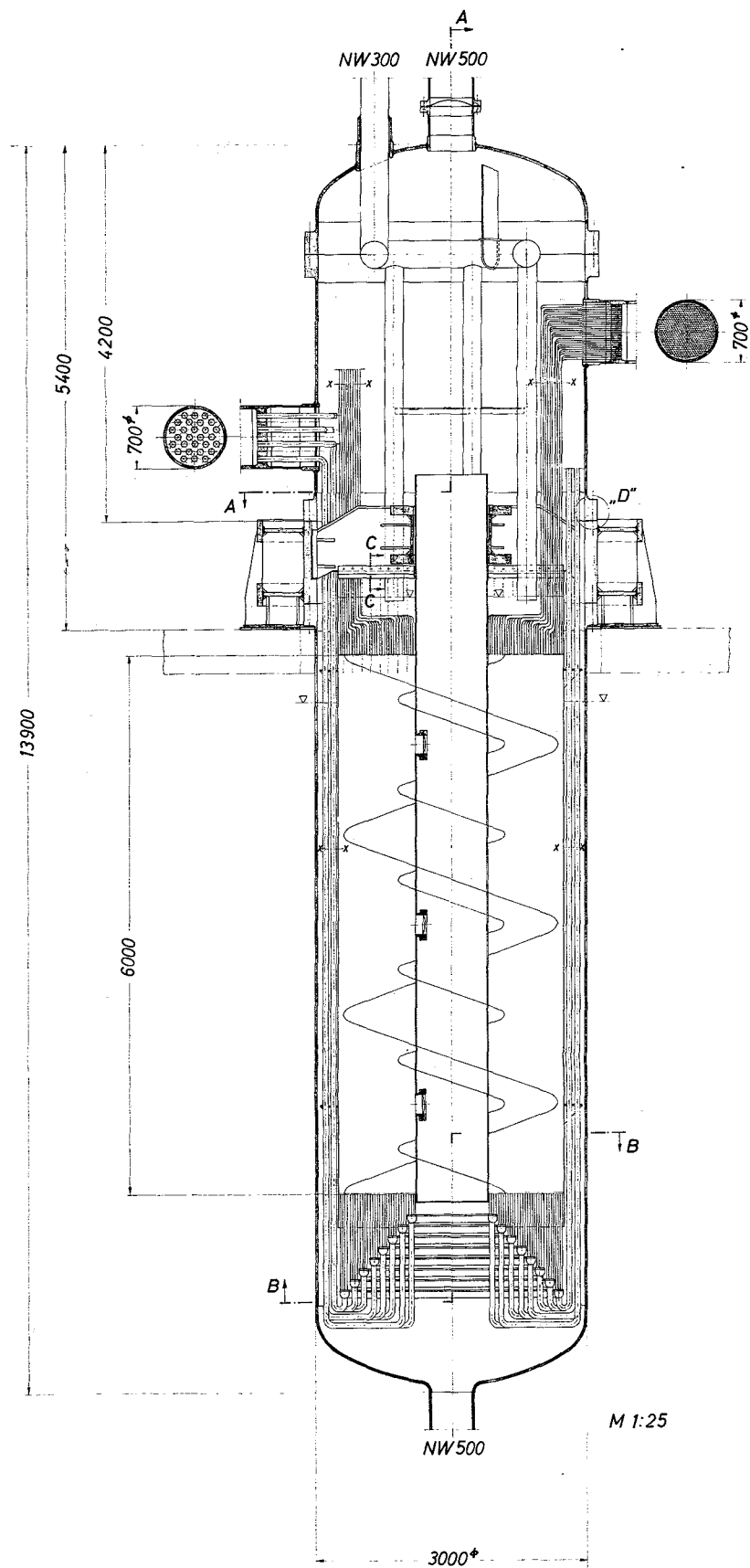
Der Druckbehälter setzt sich, wie bei den Dampferzeuger-Bauarten, aus Ober- teil, Unterteil und dem dazwischenliegenden Tragring zusammen. Diese Auf- teilung ist für die Montage sowie für den Ein- und Ausbau des Rohrbündels am zweckmäßigsten. Eine zusätzliche Flanschverbindung ist am oberen Behäl- terboden vorgesehen. Dadurch können die Na-Einlaufrohre herausgezogen wer- den, um Platz für die Ausführung der Montagenähte vor den Rohrplatten zu schaffen. Der Druckbehälter ist durch die Stutzen im oberen und unteren Bo- den begehbar.

Beim Ausbau des Rohrbündels müssen hier, im Gegensatz zur Dampferzeuger- Bauart, sämtliche Rohre (2800 Rohre: 20 \emptyset x 2 und 140 Rohre: 76,1 \emptyset x 2,9) an den Stellen x-x getrennt werden. Danach kann das Oberteil des Druckbe- hältlers abgehoben und das Rohrbündel einschließlich äußerem Strömungsman- tel und den daran geführten Sammlerrohren herausgezogen werden.

Zur Besichtigung des Rohrbündels genügt es, die Flanschverbindung zwischen Tragring und Unterteil zu lösen. Jetzt läßt sich das Rohrbündel ebenfalls mitsamt dem Oberteil des Druckbehältlers nach oben herausheben. Es ist in diesem Fall also nicht nötig, Rohre abzutrennen.

6.3.2 Ablauf der Fertigung und Montage des Zwischenüberhitzers

Die Fertigung des Rohrbündels entspricht der des Dampferzeugers (Bauart C), darum braucht darauf nicht mehr näher eingegangen zu werden. Das gleiche gilt für die Fertigung von Druckbehälter und Tragring.



L. & C. STEINMÜLLER	
GUMMERSBACH	
Projekt Schnellbrüter	
Na-Zwischenüberhitzer	
Zchn. Nr. 3	

Lager Nr.:

ringförmige Rohrplatte

Zchng. Nr.:

STEINMÜLLER

Mod. od. Ges. Nr.:

Werkstoff:

Gewicht:

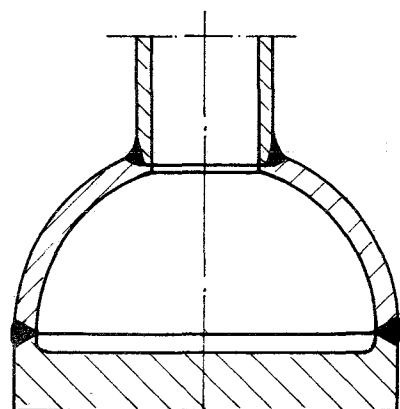
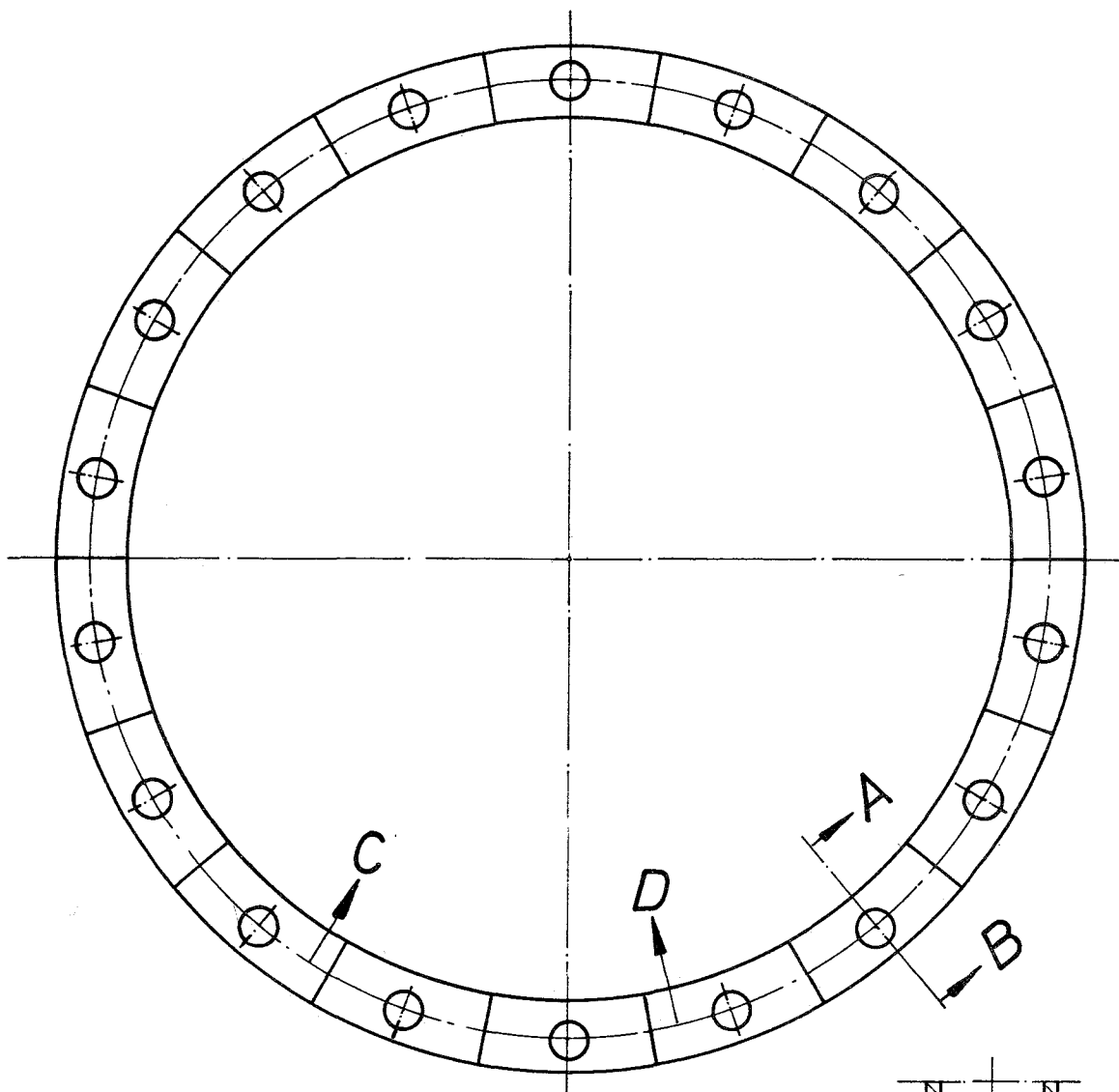
Teil Nr.:

St. =

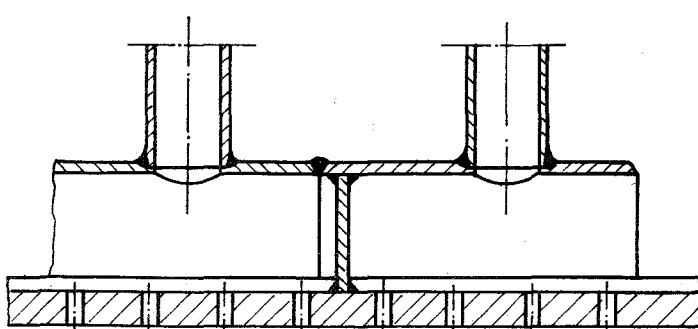
kg

Zch. Nr.:

4



Schnitt A-B



Schnitt C-D

Auftrags-Nr.: 60 29 36				
Maßstab	1966	Datum	Name	Unterschrift
/	Gez.	27. 4		<i>W. Mühl</i>
	Gepr.			
	Normgepr.			
4	3	2	1	Änderung
				in
				am
				durch
				Abt.-Leiter



Die Montage wird in folgender Reihenfolge vorgenommen:

1. Zunächst werden Tragring und Unterteil des Druckbehälters verflanscht und diese Baueinheit an der vorgesehenen Stelle montiert (aufgehängt). Anschließend wird das Rohrbündel (einschließlich äußerem Strömungsmantel und den daran geführten Sammlerrohren) über den Tragstern mit einem Kran angehoben und in das Unterteil des Druckbehälters eingesetzt.
2. Nun wird das Oberteil des Druckbehälters aufgesetzt und (ohne oberen Boden mit Na-Einlaufrohren) mit dem Tragring verflanscht. Die Ausführung der Montagenähte an den Stellen x-x muß systematisch von außen nach innen erfolgen.
3. Zum Schluß wird der obere Boden mit den Na-Einlaufrohren montiert.

7. Materialaufstellung

Bauteil	Dampferzeuger		Zwischenüber- hitzer
	Zeichng.-Nr. 1	Zeichng.-Nr. 2	Zeichng.-Nr. 3
Mantel + Boden (Oberteil)	4550	4550	4550
Mantel + Boden (Unterteil)	7380	7380	7380
Behälterflansche	4550	4550	4550
geschm. Tragring	4550	4550	4550
Rohrplatten (Eintritt)	5415	5415	5415
Rohrplatten (Austritt)	4961	4961	4961
Ausschnittsverstärkungen (Stutzen)	4550	4550	4550
Dehnschrauben	4986	4986	4986
Muttern	4921	4921	4921
Rohre	7380, 4961	7380, 4961	7380, 4961
Distanzstäbe	7380, 4550	7380, 4550	7380, 4550
Wickeltrommel	-	7380, 4550	7380, 4550
Lochbleche	-	7380	7380
ringf. Rohrplatten	-	-	7380
Strömungsmäntel	7380, 4550	7380, 4550	7380, 4550
Aufhängung bzw. Trag-Stern	8075	4550	4550
Na-Einlauf	4550	4550	4550
Lagerkonstruktion	7380, 4550	7380, 4550	7380, 4550
Halterungsmaterial, Bleche	8075, 7380 4550	7380, 4550	7380, 4550

<u>Werkstoff-Nr.</u>	<u>DIN-Bezeichnung</u>
4550	X 10 Cr Ni Nb 18 9
4921	X 15 Cr Mo 12 1
4961	X 8 Cr Ni Nb 16 13
4986	X 8 Cr Ni Mo B Nb 16 16
5415	15 Mo 3
7380	10 Cr Mo 9 10
8075	10 Cr Si Mo V 7

8. Bedingungen für Fertigung, Prüfung und Abnahme

Druckbehälter

Druckbehälter sind Behälter und Apparate, in deren Innerem oder in deren Hohlwandungen betriebsmäßig ein höherer als der atmosphärische Druck herrscht oder entstehen kann.

Druckbehälter unterliegen der Überwachung. Die Bedingungen hierfür sind in den Unfallverhütungsvorschriften der gewerblichen Berufsgenossenschaft

"Druckbehälter"

enthalten. Die obige Definition ist in Paragraph 1 der Vorschrift enthalten. Ausgenommen vom Geltungsbereich (Paragraph 2) sind alle Druckbehälter, für die spezielle Vorschriften gelten, z.B. für Dampfkessel.

Druckbehälter müssen hinsichtlich Werkstoff, Berechnung, Herstellung, Ausrüstung und Aufstellung den Regeln der Technik entsprechen (Paragraph 3); als solche gelten die AD-Merkblätter (Fußnote 11).

Druckbehälter werden zur Abgrenzung der Prüfpflicht (Paragraph 5) in 4 Gruppen A, B, C und D eingeteilt. Sie müssen Besichtigungs- bzw. Einsteigöffnungen enthalten (Paragraph 6), die allerdings bei bestimmten Apparaten und speziellen Sonderbauarten (Abschnitt VII) entfallen können, z.B. Versuchsautoklaven.

Die erstmalige Abnahme (Paragraph 17) umfaßt die Bauprüfung, die Druckprüfung und die Abnahmeprüfung.

Die Bauprüfung besteht aus der Prüfung der Konstruktion, der Bauausführung und der Berechnung (Vorprüfung).

Die Druckprüfung (Paragraph 17, 3) muß normalerweise mit Wasser durchgeführt werden; andere Medien sind unter bestimmten Bedingungen zulässig (Paragraph 22).

Die Abnahmeprüfung geschieht vor der ersten Inbetriebnahme, sie findet am Aufstellungsort statt und ist im allgemeinen Sache des Auftraggebers (Paragraph 17, 4).

Jeder Druckbehälter muß ein Fabrikschild erhalten (Paragraph 15).

Der Nachweis der erstmaligen Prüfung erfolgt durch die Bescheinigung eines Sachverständigen, der sein Zeichen nach erfolgter Abnahme im allgemeinen auf den Kupferniet schlägt, mit dem das Fabrikschild befestigt ist (Paragraph 19).

Der Abschnitt VII (Paragraph 37 und folgende) enthält spezielle Bestimmungen für besondere Arten von Druckbehältern.

Dampfkessel

Dampfkessel sind geschlossene Gefäße, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherem als atmosphärischem Druck zu erzeugen, und die diesen nach außen zur Verwendung abgeben (I Paragraph 1, 1).

Dampfkessel unterliegen der Überwachung. Die Bedingungen hierfür sind niedergelegt in dem Buch

"Sicherheitstechnische Vorschriften für Landdampfkessel"

Die obige Definition ist in Abschnitt I Paragraph 1,1 enthalten. Die Apparate, die nicht unter diese Vorschrift fallen, sind in I Paragraph 1,3 angegeben. Dazu zählen z.B. auch reine Dampfüberhitzer, die nur Sattedampf eines anderen Dampferzeugers überhitzen, auch wenn sie eine Feuerung haben.

Dampfkessel müssen hinsichtlich (II Paragraph 2,1-4) Werkstoff, Berechnung, Ausführung, Ausrüstung den anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen, als solche gelten heute (1965) die

"Technischen Regeln für Dampfkessel"

Dampfkessel müssen vor der Inbetriebnahme einer Bauprüfung und einer Druckprobe unterzogen werden (IV Paragraph 12,1). Diese Prüfungen müssen vor einer Einmauerung erfolgen; sie können auch während der Herstellung vorgenommen werden.

Die Bauprüfung umfaßt folgende Prüfungen:

- die planmäßige Ausführung der Abmessungen
- die Werkstoffe
- die Beschaffenheit des Kesselkörpers
- die Nachweise, daß Werkstoffe nach den TRD verwendet worden sind.

Über die Bauprüfung wird ein Zeugnis ausgestellt, dem die Werkstoffnachweise und die Genehmigungszeichnung angehängt werden.

Die Wasserdruckprobe (IV Paragraph 12,3) muß mit dem 1,3-fachen des höchstzulässigen Betriebsdruckes, mindestens aber mit einem um 1 at erhöhten Druck durchgeführt werden ($P_p = 1,3 P + 1$) (Paragraph 12,3a). Kessel, die im Inneren nicht ausreichend besichtigt werden können, können einem höheren Prüfdruck unterworfen werden, $P_p = 1,3 - 1,5 P$ (Paragraph 12,3b). Bei Kesseln, die nur aus Trommeln und Sammlern mit daran befestigten Rohren bestehen, ist der Prüfdruck $P_p = 1,2 P$ (Paragraph 12,5). Nach der Bauprüfung und Druckprobe werden die Kupfernieten des Kesselschildes gestempelt.

(Paragraph 12,6) Die endgültige Abnahme erfolgt unter Dampf.

9. Preisermittlung

Aufgrund der vorliegenden Zeichnungen Nr. 1 - 3 wurden folgende Preise für die Aggregate geschätzt:

9.1 Dampferzeuger

9.1.1 4 Dampferzeuger

entsprechend der Zeichnung Nr. 1
für eine Wärmeleistung von je 527 MW,
bestehend aus:

a) 4 Druckbehältern

einschließlich Flanschringen,
Rohrplatten,
Stutzen,
Ringen

b) 4 Rohrbündeln

einschließlich Halterung,
Aufhängung

c) Einbauten, Halterungen

einschließlich Strömungsmänteln,
Tragkonstruktion

d) Kosten für Vorrichtungen

Gesamtpreis für 4 Dampferzeuger
Preis pro Dampferzeuger

ca. 6.560.000,-- DM
ca. 1.640.000,-- DM

9.1.2 4 Dampferzeuger

entsprechend der Zeichnung Nr. 2
für eine Wärmeleistung von je 527 MW,
bestehend aus:

a) 4 Druckbehältern

einschließlich Flanschringen,
Rohrplatten,
Stützen,
Ringen

b) 4 Rohrbündeln

einschließlich Halterung,
Aufhängung

c) Einbauten, Halterungen

einschließlich Strömungsmänteln,
Tragkonstruktionen

d) Kosten für Vorrichtungen

Gesamtpreis für 4 Dampferzeuger
Preis pro Dampferzeuger

ca. 6.600.000,-- DM
ca. 1.650.000,-- DM

9.2 4 Zwischenüberhitzer

entsprechend der Zeichnung Nr. 3
für eine Wärmeleistung von je 98 MW,
bestehend aus:

a) 4 Druckbehältern

einschließlich Flanschringen,
Rohrplatten,
Stützen,
Ringen

b) 4 Rohrbündeln

einschließlich Halterung,
Aufhängung

c) Einbauten, Halterungen

einschließlich Strömungsmänteln,
Tragkonstruktionen

d) Kosten für Vorrichtungen

Gesamtpreis für 4 Zwischenüberhitzer	ca. 10.360.000,-- DM
Preis pro Zwischenüberhitzer	ca. 2.590.000,-- DM

10. Entwicklungsprogramm

Zur Gewährleistung eines störungsfreien Betriebes der Na/H₂O-Dampferzeuger bzw. Na/H₂O-Zwischenüberhitzer sind Versuche an bestimmten Konstruktionselementen dieser Baueinheiten nötig. Das Entwicklungsprogramm enthält Hinweise, welche Bauelemente in Versuchen noch erprobt werden müssen.

10.1 Berstscheiben (Platzmembranen)

Berstscheiben werden in Deutschland in erster Linie von der Firma

Sempell-Armaturen

Rheinische Armaturen- und Maschinenfabrik,

4050 Mönchengladbach

(Lizenz Black, Sivalls u. Bryson, International) (B,S u. B)

und

Degussa

Zweigniederlassung Hanau (Abteilung Edelmetall-Verkauf)

hergestellt.

Als Werkstoff für die Platzmembranen kommt rostfreier Stahl oder Inconel infrage. Für die max. Temperatur von 580 °C ist es beiden Firmen im Augenblick nicht möglich, Berstscheiben anzubieten bzw. irgendwelche Garantien über deren Lebensdauer anzugeben. Dies gilt in erster Linie für die große Berstscheibe, die die Verbindung zum Zyklon herstellt (NW 500).

Berstscheiben für NW 200 und kleiner (für den Expansionsraum vorgesehen) können listenmäßig bis zu max. Betriebstemperaturen von

Sempell: 538 °C

Degussa: 450 °C

angeboten werden.

Es müssen also auf jeden Fall Versuche mit Berstscheiben in dem Temperaturbereich um 580 °C durchgeführt werden, da weder auf dem deutschen noch auf dem amerikanischen Markt (B,S u. B) für diese hohe Betriebstemperatur Berstscheiben angeboten werden.

10.2 Ringförmige Rohrplatten

Beim Zwischenüberhitzer (Zeichnung Nr. 3) werden die Sammlerrohre am Dampf-Eintritt über ringförmige Rohrplatten mit den Rohren des Rohrbündels (Heizfläche) verbunden.

Die als Deckel dienenden halbierten Ringsammler sind in einzelne Segmente zerschnitten, die Kammer für Kammer auf die ringförmigen Rohrplatten geschweißt werden (Zeichnung Nr. 4).

Das Aufschweißen dieser einzelnen Sammlerkammern auf die ringförmigen Rohrplatten müßte zunächst an einer ringförmigen Rohrplatte ausprobiert werden.

Sinn dieser konstruktiven Ausführung ist es, defekte Rohre (Rohrgruppen) einzeln abschalten zu können.

11. Anhang

Ein Teil der Studienarbeit befaßt sich mit zwei speziellen Problemen aus dem Gebiet der Festigkeit, und zwar

Wärmespannungen in einer Dehhülse und
Instationäre Wärmespannungen in Hohlzylindern.

Für beide Festigkeitsprobleme werden die hierfür maßgebenden analytischen Formeln abgeleitet. Da die Anwendungsmöglichkeit dieser Gleichungen nicht nur auf den Sektor der Wärmetauscher beschränkt ist, wurde für sie ein besonderes Kapitel am Schluß der Arbeit vorgesehen.

11.1 Wärmespannungen in einer Dehnhülse

Dehnhülsen werden vorwiegend angewendet, wenn ein Rohr eine Wand von unterschiedlicher Temperatur durchdringt. In der Hülse, die Rohr und Wand verbindet, entsteht dabei ein Temperaturgradient. Bei richtiger Gestaltung der Hülse kann dieser Temperaturgradient klein gehalten werden, so daß die durch ihn verursachten Wärmespannungen in tragbaren Grenzen bleiben.

Die Berechnung der Wärmespannungen ist möglich, wenn die Temperaturverteilung, die axial symmetrisch sei, in der Hülse bekannt ist. Dabei sind zwei Fälle zu unterscheiden:

- 1) die Wanddicke des Rohres und der Dehnhülse sind klein im Verhältnis zum Rohrdurchmesser und
- 2) die Wanddicke des Rohres und der Dehnhülse sind groß im Verhältnis zum Rohrdurchmesser.

Bei einer verhältnismäßig geringen Wanddicke dürfen die Spannungen in der Dehnhülse nach der Schalentheorie berechnet werden. Im anderen Fall sind die Spannungen nach den Elastizitätsgesetzen für axial-symmetrisch belastete Rotationskörper zu bestimmen. Da aber eine Dehnhülse nur dann wirksam sein kann, wenn die Wanddicken von Hülse und Rohr klein im Verhältnis zu ihrem Durchmesser sind, bleibt die Berechnung der Wärmespannungen auf den unter 1) genannten Fall beschränkt.

Zur Berechnung der Spannungen wird der Hülse und Rohr verbindende Ring gedanklich freigeschnitten und an ihm Schnittgrößen angebracht (Abb. 25), die als innere Kräfte wirken. Durch den Schnitt erhält man vier Elemente: einen Ring und drei halbbunendliche Zylinderschalen, wenn die Dehnhülse genügend lang ist und sich durch den Behälter verursachte Randstörungen am Ring nicht mehr auswirken. Jedes Element für sich bildet ein statisch bestimmtes System, für das die Verschiebungskomponenten der Ränder berechnet werden können. Die unbekanntes Schnittgrößen folgen aus der Verträglichkeitsbedingung, die Gleichheit von radialer Verschiebung und Verdrehung des Randes an den Schnittstellen fordert. Mit den bekannten Randkräften und -momenten lassen sich die Spannungen im Rohr und der Dehnhülse berechnen.

11.1.1 Gleichungen der am Rand belasteten Zylinderschale

Die Verformung eines dünnen Rohres kann durch die Differentialgleichung [1]

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{p(x)}{D} - \alpha E \frac{s}{aD} T(x)$$

beschrieben werden, in der bedeuten:

- w - radiale Verschiebung des Rohres
- x - Längenkoordinate in Richtung der Rohrachse
- s - Wanddicke des Rohres
- a - mittlerer Rohrradius
- E - Elastizitätsmodul
- α - Wärmeausdehnungskoeffizient
- p(x) - Druckverlauf in Richtung der Rohrachse
- T(x) - Temperaturverlauf in der Rohrwand in Richtung der Rohrachse

$$\beta^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{a^2 s^2} ; D = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)}$$

Für eine an den Rändern durch das Moment M_0 und die Querkraft Q_0 belasteten Zylinderschale und einen in Richtung der Rohrachse nach der Exponentialfunktion

$$T(x) = T_0 (1 - e^{-rx})$$

gegebenen Temperaturverlauf erhält man durch Integration der Differentialgleichung für die radiale Verschiebung

$$w(x) = -\alpha a T_0 \left(1 - \frac{e^{-rx}}{1+r^4/4\beta^4} \right) + \left\{ \left[\alpha a T_0 \cdot \frac{r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} + \frac{M_0}{2\beta^2 D} \right] \cdot \sin \beta x \right. \\ \left. + \left[\alpha a T_0 \cdot \frac{(r/\beta-1)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} + \frac{Q_0}{2\beta^3 D} - \frac{M_0}{2\beta^2 D} \right] \cdot \cos \beta x \right\} \cdot e^{-\beta x}$$

und für die Verdrehung des Randes

$$w'(x) = -\alpha a r T_o \frac{e^{-rx}}{1+r^4/4\beta^4} - \left\{ \left[\alpha a r T_o \cdot \frac{r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} + \frac{Q_o}{2\beta^2 D} \right] \cdot \sin \beta x \right. \\ \left. + \left[\alpha a r T_o \cdot \frac{(1-2\beta/r)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} + \frac{Q_o}{2\beta^2 D} - \frac{M_o}{\beta D} \right] \cdot \cos \beta x \right\} \cdot e^{-\beta x}$$

Hieraus folgen für die radiale Verschiebung des Randes ($x=0$)

$$w(0) = -\alpha a T_o \cdot \left[1 - \frac{1-(1-r/\beta)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} \right] + \frac{Q_o}{2\beta^3 D} - \frac{M_o}{2\beta^2 D}$$

und der Verdrehung des Randes

$$w'(0) = -\alpha a r T_o \cdot \left[\frac{1+(1-2\beta/r)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} \right] - \frac{Q_o}{2\beta^2 D} - \frac{M_o}{\beta D}$$

Zur Vereinfachung der Schreibweise werden im folgenden die Gleichungen

$$E w_o = -D_1 M_o + D_2 Q_o - D_3 P_i - \alpha E a \cdot (1-K) \cdot T_o$$

$$E \theta_o = +D_4 M_o - D_5 Q_o - \alpha E r a L T_o$$

mit

$$D_1 = \frac{E}{2\beta^2 D} \quad D_2 = \frac{E}{2\beta^3 D} \quad D_3 = \frac{(1-\nu/2)a^2}{s^2}$$

$$D_4 = \frac{E}{\beta D} \quad D_5 = \frac{E}{2\beta^2 D}$$

$$K = \frac{1-(1-r/\beta)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4} \quad L = \frac{1+(1-2\beta/r)r^2/2\beta^2}{1+r^4/4\beta^4}$$

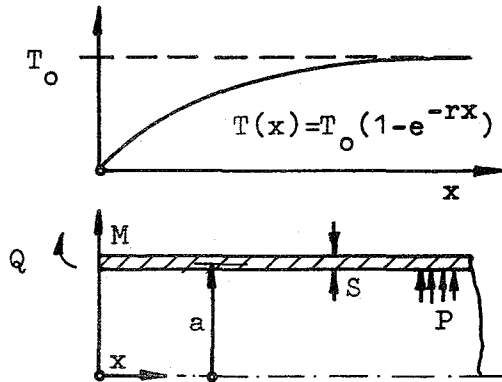
verwendet.

10.1.2 Spannungen in einer halb-unendlichen Zylinderschale bei axialsymmetrischer Belastung

Die Spannungen in einer axialsymmetrisch belasteten Zylinderschale, in der der Innendruck konstant sei, sind durch die Gleichungen [2]

$$\sigma_x(x) = \frac{pa}{2s} \pm \frac{6 M(x)}{s^2}$$

$$\sigma_t(x) = \frac{pa}{s} + \frac{\bar{w}(x)}{a} E \pm \gamma \frac{6 M(x)}{s^2}$$



gegeben. Für eine durch das Randmoment M_0 , die Randkraft Q_0 und einen in Richtung der Zylinderachse gemäß der Funktion

$$T(x) = T_0 (1 - e^{-rx})$$

vorhandenen Temperaturverlauf beträgt die radiale Verschiebung

$$w(x) = \left\{ \left[-\frac{V_0}{2\beta^3 D} \cos \beta x + \frac{M_0}{2\beta^2 D} (\sin \beta x - \cos \beta x) \right] + \frac{\alpha a T_0}{1+r^4/4\beta^4} \left[r^2/2\beta^2 \sin \beta x + (r/\beta-1) \frac{r^2}{2\beta^2} \cos \beta x \right] \right\} \cdot e^{-\beta x} - \alpha a T_0 \left(1 - \frac{e^{-rx}}{1+r^4/4\beta^4} \right)$$

und das Biegemoment

$$M(x) = \left\{ \left[\frac{V_0}{\beta} \sin \beta x + M_0 (\sin \beta x + \cos \beta x) \right] - \frac{\alpha a r^2 T_0}{1+r^4/4\beta^4} \left[(r/\beta-1) \sin \beta x - \cos \beta x \right] \right\} e^{-\beta x} - \frac{\alpha a r^2 T_0}{1+r^4/4\beta^4} e^{-rx}$$

Beim Berechnen der Umfangsspannung $\sigma_t(x)$ ist von der radialen Verschiebung $-w(x)$ die freie Wärmedehnung der Zylinderschale $\alpha a T_0 (1 - e^{-rx})$ zu subtrahieren, da nur durch die behinderte Wärmedehnung Spannungen entstehen.

10.1.3 Verformung des Ringes

Für einen axialsymmetrisch belasteten Ring, dessen Querschnittsabmessungen klein im Vergleich zu seinem Durchmesser sind, beträgt die radiale Verschiebung seines Schwerpunktes [3_7]

$$w = \frac{a^2}{EF} \Sigma Q - \alpha a T$$

und die Rotation des Querschnitts um den Schwerpunkt

$$\theta = \frac{a^2}{EI} \Sigma M - \alpha_L a \Delta T$$

Hierin bedeuten:

- F - Querschnittsfläche des Ringes
- M - Trägheitsmoment der Querschnittsfläche
- ΔT - Temperaturgradient in Richtung der Achse des Ringes

Ein Punkt, der vom Schwerpunkt den Abstand a hat, erfährt die aus der radialen Verschiebung des Querschnitts und der Rotation des Querschnitts um den Schwerpunkt resultierende Verschiebung

$$E w(x) = \frac{a^2}{F} \Sigma Q + \frac{a^2 x}{I} \Sigma M - \alpha a T_R$$

Die in dem Ring durch Krepfenkräfte Q und -momente M entstehenden Umfangsspannungen betragen

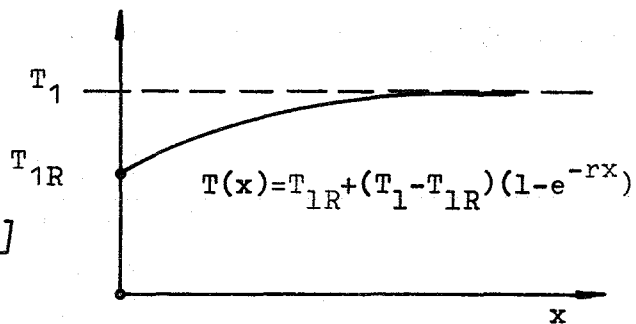
$$\sigma_t(x) = - \frac{E [w(x) - \alpha a T_R]}{a}$$

10.1.4 Radiale Verschiebungen und Verdrehungen der Ränder der Dehnhülsen und der Rohre

1. Rechtes Rohr l

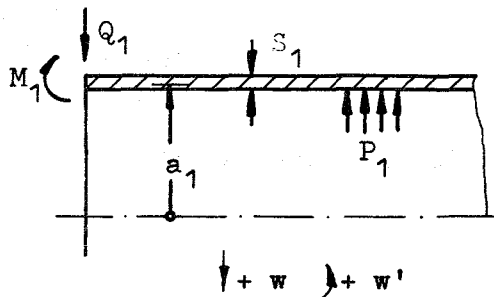
$$E w_1 = -D_{11} M_1 + D_{21} Q_1 - D_{31} P_1$$

$$- \alpha_1 a_1 E \cdot [(1-K_1)(T_1 - T_{1R}) + T_{1R}]$$



$$E \theta = -D_{41} M_1 + D_{51} Q_1$$

$$+ \alpha_1 a_1 r_1 L_1 E (T_1 - T_{1R})$$



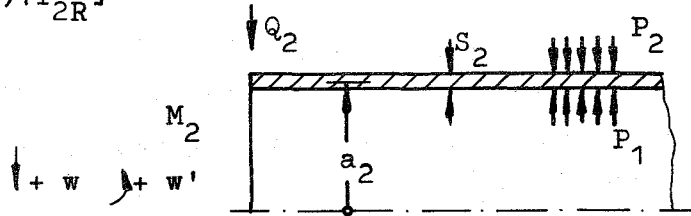
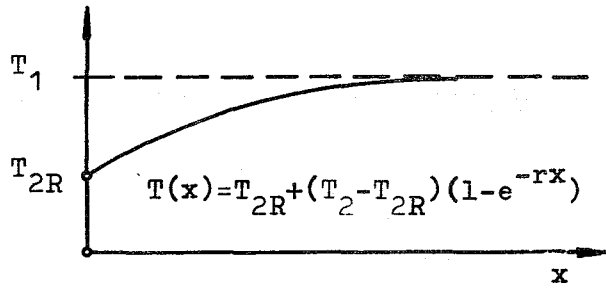
2. Linkes Rohr 2

$$Ew_2 = -D_{12}M_2 - D_{22}Q_2 - D_{32}(P_1 - P_2)$$

$$- \alpha_2 E a_2 \cdot [(1-K_2)(T_2 - T_{2R}) + T_{2R}]$$

$$E\theta = +D_{42}M_2 + D_{52}Q_2$$

$$- \alpha_2 E a_2 r_2 L_2 (T_2 - T_{2R})$$



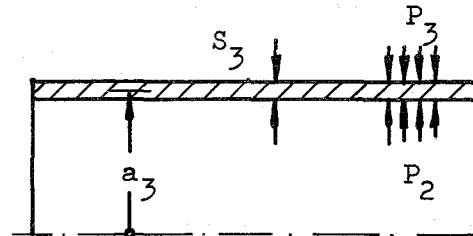
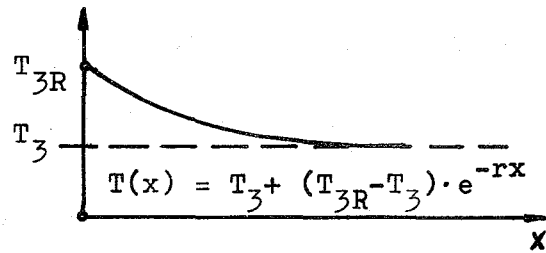
3. Dehnhülse 3

$$Ew_3 = -D_{13}M_3 - D_{23}Q_3 - D_{33}(P_3 - P_2)$$

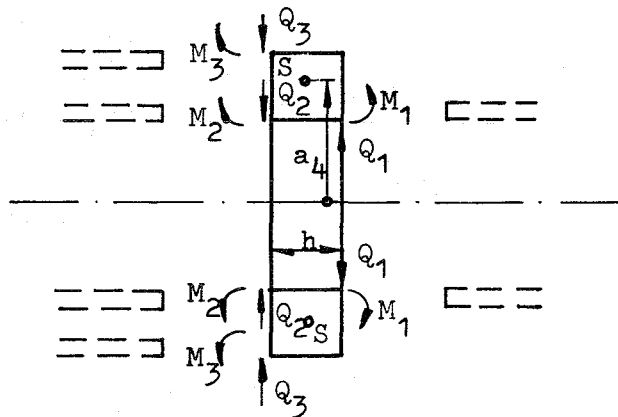
$$- \alpha_3 a_3 E \cdot [T_3 + (T_{3R} - T_3) K_3]$$

$$E\theta_3 = D_{43}M_3 + D_{53}Q_3$$

$$+ \alpha_3 a_3 r_3 L_3 E (T_{3R} - T_3)$$



10.1.5 Radiale Verschiebung und Rotation des Ringquerschnitts



Infolge der angreifenden Schnittgrößen dreht sich der Ringquerschnitt

$$E\theta_R = \frac{a_4^2}{I} \Sigma M$$

$$= \frac{a_4}{I} (a_1 M_1 - a_2 M_2 - a_3 M_3 + \frac{k}{2} a_1 Q_1 + \frac{h}{2} a_2 Q_2 + \frac{h}{2} a_3 Q_3)$$

um seinen Schwerpunkt. Die radiale Verschiebung des Schwerpunktes beträgt somit:

$$Ew_R = \frac{a_4^2}{I} \Sigma Q$$

$$= \frac{a_4}{F} (-a_1 Q_1 + a_2 Q_2 + a_3 Q_3) - \frac{a_1 - t_1/2}{a_4} k p_1 + \frac{a_3 + t_3/2}{a_4} h p_3$$

Gemäß der Gleichung

$$Ew_x = Ew_R + \frac{h}{2} E\theta_R$$

erhält man für die radialen Verschiebungen der Schnittstellen

$$Ew'_1 = -G_1 M_1 + G_2 M_2 + G_3 M_3 - G_4 Q_1 + G_5 Q_2 + G_6 Q_3$$

$$- G_7 p_1 + G_8 p_3 - \alpha_R a_1 E (T_R + \frac{1}{2} \Delta T_R)$$

$$Ew'_2 = Ew'_3 = H_1 M_1 - H_2 M_2 - H_3 M_3 + H_4 Q_1 + H_5 Q_2 + H_6 Q_3$$

$$- H_7 p_1 + H_8 p_3 - \alpha_R a_2 (3) E (T_R - \frac{1}{2} \Delta T_R)$$

mit

$$G_1 = \frac{a_1 a_4 h}{2I} \quad G_2 = \frac{a_2 a_4 h}{2I} \quad G_3 = \frac{a_3 a_4 h}{2I}$$

$$G_4 = a_1 a_4 \left(\frac{h^2}{4I} + \frac{1}{F} \right) \quad G_5 = a_3 a_4 \left(\frac{1}{F} - \frac{h^2}{4I} \right)$$

$$G_6 = a_3 a_4 \left(\frac{1}{F} - \frac{h^2}{4I} \right) \quad G_7 = \frac{(a_1 - t_1/2) h}{a_4}$$

$$G_8 = \frac{(a_3 + t_3/2) h}{a_4} \quad H_1 = G_1 \quad H_2 = G_2 \quad H_3 = G_3$$

$$H_4 = a_1 a_4 \left(\frac{h^2}{4I} - \frac{1}{F} \right) \quad H_5 = a_2 a_4 \left(\frac{h^2}{4I} + \frac{1}{F} \right)$$

$$H_6 = a_3 a_4 \left(\frac{h^2}{4I} + \frac{1}{F} \right) \quad H_7 = G_7 \quad H_8 = G_8$$

10.1.6 Ermittlung der unbekannt Schnittgrößen

Die Verträglichkeitsbedingungen fordern, daß die radialen Verschiebungen von Rohr, Ring und Hülse und die Neigungen der Meridiantangenten an den Schnittstellen gleich groß sein müssen. Die Bedingungen

$$Ew_1 = Ew'_1 \quad Ew_2 = Ew'_2 \quad Ew_3 = Ew'_3$$

$$E\theta_1 = E\theta_R \quad E\theta_2 = E\theta_R \quad E\theta_3 = E\theta_R$$

liefern die unbekannt Schnittgrößen das Gleichungssystem:

$$\begin{aligned} (F_1 + D_{41}) M_1 - F_2 M_2 - F_3 M_3 + (F_4 - D_{51}) Q_1 + F_5 Q_2 + F_6 Q_3 \\ = \alpha_1 a_1 s_1 L_1 E (T_1 - T_R) - \alpha_R E \frac{a_4}{h} \Delta T_R \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (D_{11} - G_1) M_1 + G_2 M_2 + G_3 M_3 - (D_{21} + G_4) Q_1 + G_5 Q_2 + G_6 Q_3 \\ = -D_{31} (p_1 - p_3) + G_7 p_1 - G_8 p_3 - \alpha_1 a_1 E \cdot [(1 - K_1)(T_1 - T_{1R}) + T_{1R}] + \alpha_R a_4 E (T_R + \frac{1}{2} \Delta T_R) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_1 M_1 - (D_{42} + F_2) M_2 - F_3 M_3 + F_4 Q_1 + (F_5 - D_{52}) Q_2 + F_6 Q_3 \\ = -\alpha_2 a_2 s_2 L_2 E (T_2 - T_{2R}) - \alpha_R E \frac{a_4}{h} \Delta T_R \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_1 M_1 + (D_{21} - H_2) M_2 - H_3 M_3 + H_4 Q_1 + (D_{22} + H_5) Q_2 + H_6 Q_3 \\ = -D_{32} (p_1 - p_2) + H_7 p_1 - H_8 p_2 - \alpha_2 a_2 E \cdot [T_{2R} + (1 - K_2)(T_2 - T_{2R})] \\ + \alpha_R a_2 E (T_R - \frac{1}{2} \Delta T_R) \end{aligned}$$

Das Gleichungssystem wird nach dem Gaußschen Eliminationsverfahren aufgelöst. Für die Berechnung der Schnittgrößen und der Spannungen dient ein Rechenprogramm.

10.1.7 Beispiel

In einem Rohr der Abmessungen 612 x 6 mm, das mit Hilfe einer Dehnhülse eine Platte gemäß Abb. 24 durchdringt, steigt die Temperatur des strömenden Mediums plötzlich von 20 °C auf 120 °C. Gesucht sind die maximalen Spannungen.

Temperaturverteilung:

Die Temperaturverteilung in der Hülse wird numerisch bestimmt. Dazu ist es erforderlich, die Hülse mit einem Netz zu überdecken (Abb. 27), dessen Linien in radialer Richtung den Abstand

$$\Delta r = 1,5 \text{ mm}$$

und in axialer Richtung den Abstand

$$\Delta z = 3 \text{ mm}$$

Infolge der begrenzten Speicherkapazität des Rechners NBC 803 konnte das Netz nur 45 mm links und 45 mm rechts vom Ring ausgedehnt werden. An diesen Grenzen wird vereinfachend

$$q = - \lambda \frac{dT}{dz} = 0$$

gesetzt. Die Berechnung wurde mit folgenden Daten durchgeführt:

Anfangstemperatur	20 °C
Endtemperatur	120 °C
Temperatur der Platte	20 °C
Wärmeübergangszahl Medium - Rohr	4000 kcal/m ² h grd
Wärmeleitzahl	16 kcal/m h grd
spez. Wärme	0,126 kcal/kg grd
Dichte	7800 kcal/m ³

Um bei der numerischen Berechnung der Temperaturverteilung eine stabile Lösung zu erhalten, ist die schärfste Stabilitätsbedingung [4]

$$M = A_r \frac{1 + B_{ar} + \frac{1}{2} \frac{\Delta r}{r_a}}{1 + \frac{1}{4} \frac{\Delta r}{r_a}} + A_z (1 + B_{az}) \leq \frac{1}{2}$$

mit

$$A_r = \frac{\lambda \Delta t}{c q \Delta r^2} \quad A_z = \frac{\lambda \Delta t}{c q \Delta z^2}$$

$$B_{ar} = \frac{\alpha \Delta r}{\lambda} \quad B_{az} = \frac{\alpha \Delta z}{\lambda}$$

für den Eckpunkt des Ringes einzuhalten. Mit den gegebenen Werten erhält man:

$$A_r = \frac{16 \cdot 0,1}{0,126 \cdot 7800 \cdot 1,5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 3600} = 0,203$$

$$A_z = \frac{16 \cdot 0,1}{0,126 \cdot 7800 \cdot 1,5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 3600} = 0,0507$$

$$B_{ar} = B_{az} \approx 0$$

$$M = 0,203 \frac{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1,5}{315}}{1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{1,5}{315}} + 0,0507 = 0,254 \leq 0,5$$

Die Ergebnisse der Rechnung zeigen die Abbildungen 27, 28, 29 und 30.

Wärmespannungen

Da diese Untersuchung die Berechnung der Wärmespannungen zur Aufgabe hat, muß die Temperaturverteilung in der Dehnhülse ausgewertet werden. Man bestimmt deshalb die mittlere Wandtemperatur in Rohr, Ring und Hülse in Abhängigkeit von der Zeit. Mit Hilfe der zuvor angegebenen Gleichungen können bei bekanntem Temperaturverlauf die Spannungen bestimmt werden. Da der Temperaturunterschied zwischen der mittleren Rohrwandtemperatur am Ring und der mittleren Rohrwandtemperatur in genügend großer Entfernung vom Ring klein sind, wird der Temperaturgradient in Richtung der Rohrachse vernachlässigt. Gleiches gilt für die Hülse.

Den durch unterschiedliche mittlere Wandtemperaturen entstandenen Spannungen sind noch die aus einer in der Wand vorhandenen Temperaturdifferenz resultierenden Spannungen hinzuzurechnen.

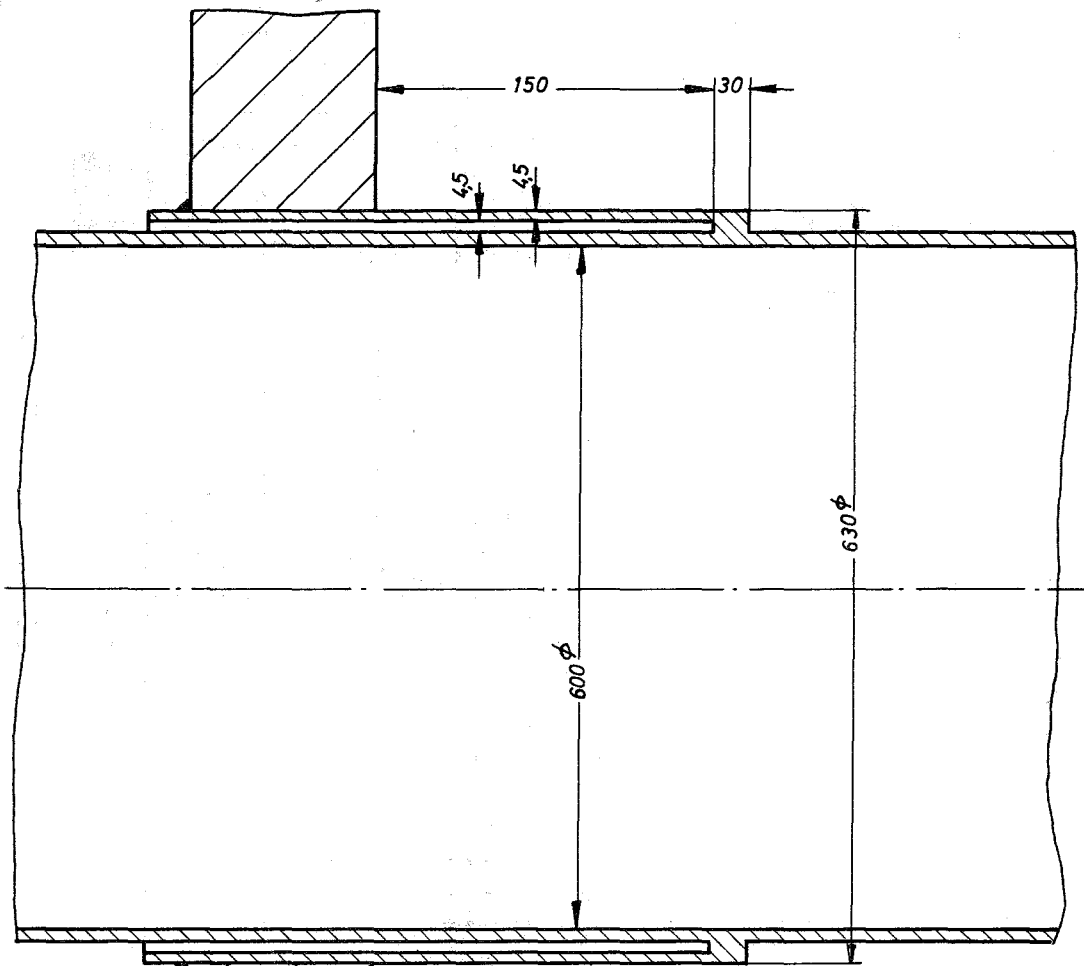


Abb. 24 Durchdringung einer Wand von einem unterschiedlich temperierten Rohr mittels einer Dehnhülse

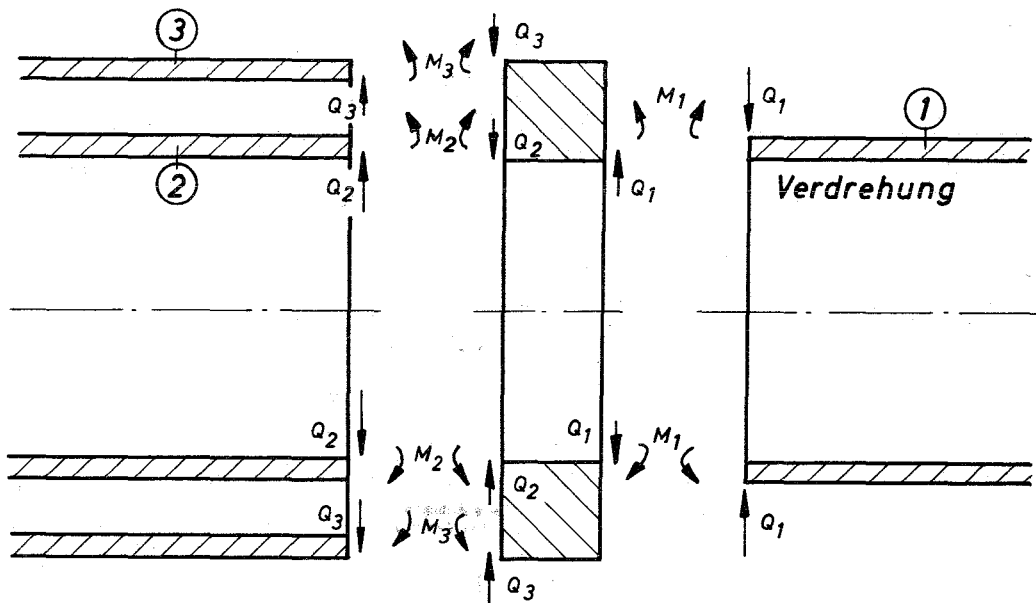


Abb. 25 Schnittmodell einer Dehnhülse

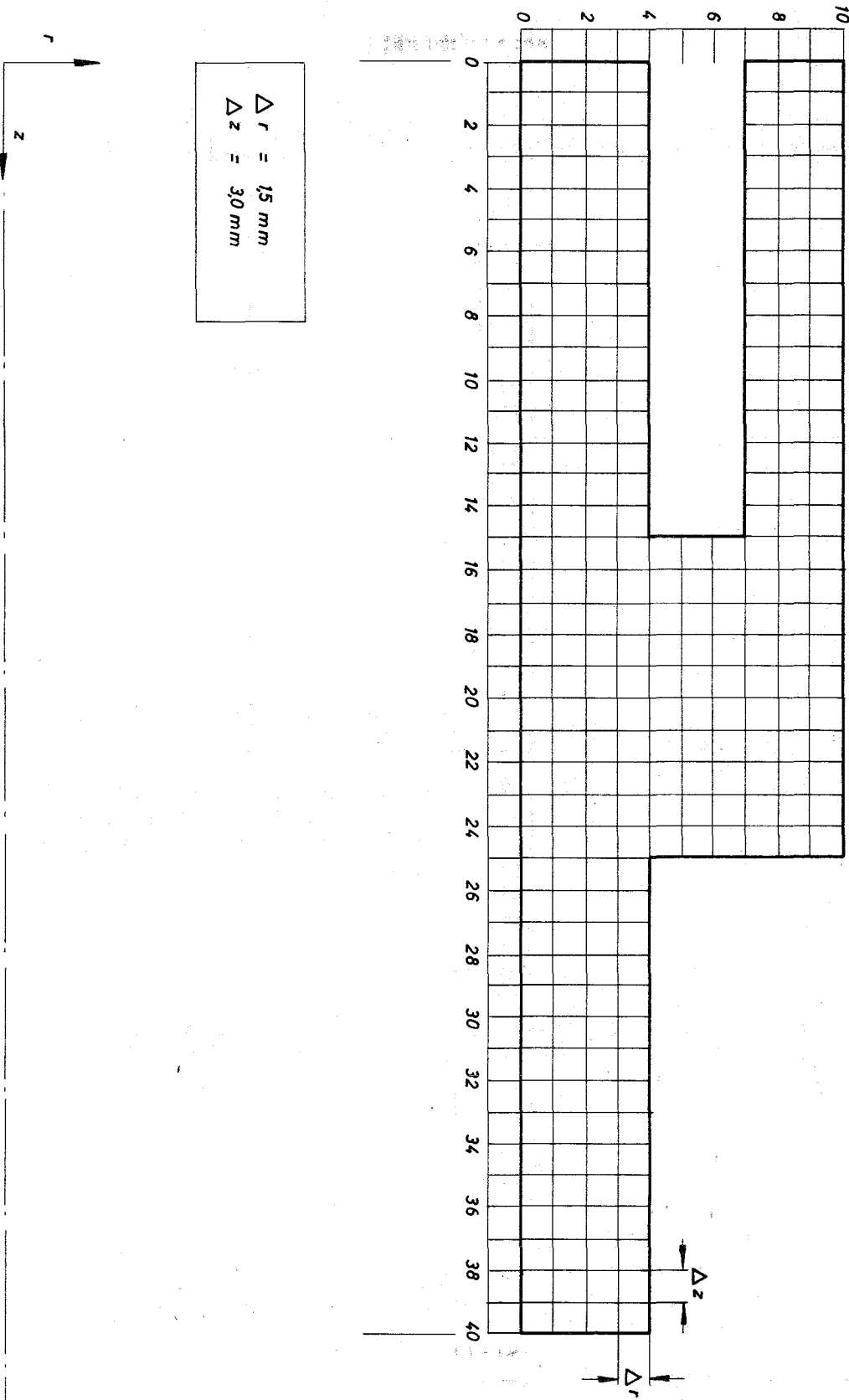


Abb. 26 Aufteilung der Dehnhülse für die numerische Berechnung des Temperaturfeldes

20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	88,0	91,0	95,7	102,0
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	87,9	91,0	95,7	101,9
20,9	20,9	21,0	21,1			86,9	87,9	90,9	95,7	101,9
20,9	20,9	21,0	21,1			86,8	87,8	90,8	95,6	101,9
21,0	21,1	21,1	21,2			86,5	87,6	90,6	95,5	101,8
21,3	21,3	21,4	21,5			86,0	87,1	90,2	95,1	101,5
22,0	22,0	22,1	22,2			84,8	85,9	89,2	94,2	100,9
23,3	23,4	23,5	23,7			82,2	83,5	87,0	92,6	99,6
25,9	26,1	26,5	27,0			76,4	78,4	83,1	89,6	97,5
29,4	30,1	32,1	36,0	42,8	50,7	60,6	68,8	76,9	85,5	94,7
31,4	32,1	34,2	37,7	42,8	49,2	56,7	64,8	73,5	82,9	92,9
32,1	32,8	34,7	38,0	42,5	48,3	55,2	63,1	72,0	81,6	91,9
32,3	33,0	34,8	37,9	42,3	47,8	54,6	62,4	71,3	81,0	91,5
32,4	33,0	34,8	37,9	42,2	47,7	54,4	62,2	71,0	80,8	91,3
32,5	33,1	34,9	37,9	42,2	47,7	54,4	62,2	71,0	80,8	91,3
32,6	33,2	35,0	38,1	42,4	48,0	54,7	62,5	71,3	81,0	91,5
32,8	33,4	35,3	38,5	42,9	48,6	55,4	63,2	72,0	81,6	91,9
33,1	33,7	35,7	39,1	43,8	49,8	57,0	65,0	73,6	83,0	92,9
33,2	33,9	36,0	39,5	44,7	51,7	61,1	69,0	77,0	85,6	94,8
						76,4	78,4	83,1	89,6	97,5
						82,2	83,4	87,0	92,5	99,6
						84,8	85,9	89,1	94,2	100,8
						86,0	87,0	90,1	95,0	101,4
						86,5	87,5	90,6	95,4	101,7
						86,7	87,7	90,7	95,5	101,8
						86,8	87,8	90,8	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9
						86,8	87,9	90,9	95,6	101,9

Abb. 28 Temperaturfeld in der Dehnhülse nach 10,0 sek

21,7	21,8	21,8	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,8	21,8	21,8	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,8	21,8	21,8	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,8	21,8	21,9	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,8	21,8	21,9	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,8	21,8	21,9	22,0			109,5	109,9	110,9	112,4	114,4
21,9	21,9	22,0	22,1			109,4	109,8	110,8	112,4	114,3
22,1	22,1	22,2	22,3			109,3	109,8	110,8	112,3	114,3
22,4	22,4	22,5	22,6			109,1	109,6	110,6	112,2	114,2
23,0	23,0	23,1	23,2			108,8	109,2	110,3	111,9	114,0
24,1	24,1	24,2	24,3			108,1	108,6	109,7	111,4	113,6
25,9	25,9	26,0	26,1			106,9	107,4	108,6	110,5	113,0
28,8	28,8	28,9	29,0			104,9	105,4	106,8	109,0	111,9
33,1	33,2	33,3	33,5			101,2	102,0	103,8	106,6	110,1
39,3	39,5	40,1	40,6			94,6	96,0	99,0	102,9	107,4
46,5	47,2	49,6	54,0	61,8	69,8	79,1	86,1	92,3	98,2	104,2
51,0	51,7	53,9	57,6	62,6	68,6	75,2	81,9	88,5	95,2	102,0
53,3	53,9	55,8	58,9	63,0	68,1	73,8	80,1	86,7	93,7	100,8
54,4	55,0	56,7	59,5	63,2	67,9	73,3	79,4	86,0	92,9	100,2
55,1	55,6	57,2	59,9	63,5	67,9	73,2	79,2	85,7	92,7	100,1
55,5	56,1	57,7	60,3	63,8	68,3	73,5	79,4	85,9	92,8	100,1
56,1	56,6	58,2	60,8	64,4	68,9	74,1	80,0	86,4	93,3	100,5
56,7	57,2	58,9	61,6	65,3	69,9	75,3	81,2	87,6	94,3	101,2
57,2	57,8	59,6	62,5	66,6	71,6	77,4	83,4	89,6	96,0	102,5
57,5	58,1	60,0	63,2	67,7	73,7	81,6	87,8	93,4	99,0	104,7
						95,7	97,0	99,7	103,5	107,8
						101,9	102,5	104,3	107,0	110,3
						105,4	105,8	107,2	109,3	112,1
						107,4	107,8	108,9	110,7	113,1
						108,5	108,9	109,9	111,6	113,7
						109,2	109,5	110,5	112,1	114,1
						109,5	109,9	110,8	112,3	114,3
						109,7	110,1	111,0	112,5	114,4
						109,8	110,2	111,1	112,5	114,5
						109,9	110,2	111,1	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,1	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,1	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,1	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,2	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,2	112,6	114,5
						109,9	110,2	111,2	112,6	114,5

Abb. 29 Temperaturfeld in der Dehnhülse nach 19,5 sek

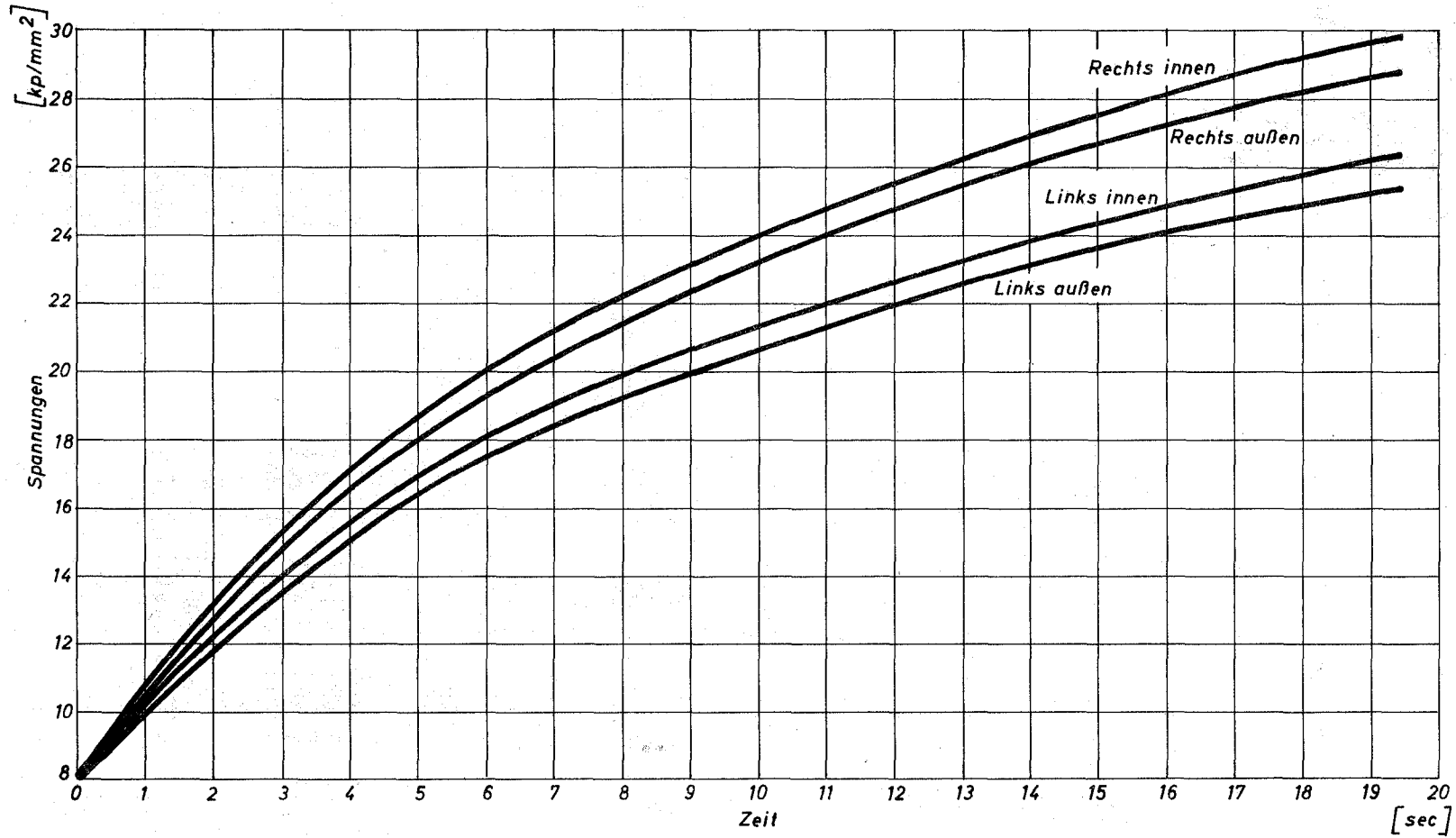


Abb. 30 Spannungsverteilung im Ring einer Dehnhülse als Funktion der Zeit.

11.2 Instationäre Wärmespannungen in Hohlzylindern

11.2.1 Einleitung und Bezeichnungen

Bei dem Betrieb von Reaktoranlagen und Dampferzeugern verursachen das An- und Abfahren Wärmespannungen in den Bauteilen, deren Kenntnis zur Beurteilung der Sicherheit der Anlage große Bedeutung zukommt. Soll ein Schaden vermieden werden, ist die Anfahrzeit bei einem Schnellstart und die Zahl der plötzlichen Temperaturänderungen mit durch die Höhe der instationären Wärmespannungen beschränkt.

Die Auswertung der Gleichungen zur Berechnung der instationären Wärmespannungen ist mit umfangreicher Rechenarbeit verknüpft. Deshalb hat man sich bisher darauf beschränkt, die einfach zu bestimmenden idealen Thermoschock- und quasistationären Spannungen zu berechnen. Das führt in vielen Fällen zu zu hohen Werten, die oft den praktischen Gegebenheiten nicht entsprechen. Insbesondere neue Kriterien zur Beurteilung von instationären Wärmespannungen gestatten Anfahrzeiten, nach denen nur in wenigen Fällen der quasistationäre Zustand eintritt. Strebt man aber eine optimale Nutzung des Materials an, bleibt eine grobe Abschätzung der Spannungen unbefriedigend.

Die während des An- und Abfahrens auftretenden Wärmespannungen sind im wesentlichen für zwei Betriebsbedingungen zu bestimmen: den Thermoschock und Temperaturänderungen mit konstanter Temperaturänderungsgeschwindigkeit. Beide Fälle lassen sich mathematisch behandeln, wenn man folgende Randbedingungen voraussetzt:

1. An der inneren Oberfläche steigt die Mediumstemperatur sprunghaft, während die äußere Oberfläche als ideal isoliert gilt und $q = 0$ angenommen wird.
2. An der inneren Oberfläche vollzieht sich die Temperaturänderung mit konstanter Temperaturänderungsgeschwindigkeit. An der äußeren Oberfläche ist $q = 0$ gesetzt.

Bei Berücksichtigung einer endlichen Wärmeübergangszahl setzen sich die Lösungen aus Summen von Besselfunktionen zusammen, deren numerische Auswertung ohne geeignete Hilfsmittel mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden ist. Eine zweckmäßige dimensionslose Darstellung der Wärmespannungen zu ihrer schnellen praktischen Berechnung ist für den Thermoschock

möglich, wie W. Enders [5] zeigte. Das Ziel dieser Arbeit ist, eine ebenso einfache Berechnung der instationären Wärmespannungen bei linearer Änderung der Mediumtemperatur zu ermöglichen und auf die maßgebenden Parameter und Größen hinzuweisen, die die Höhe der Wärmespannungen beeinflussen.

Als Bezeichnung werden im wesentlichen verwendet:

a	m^2/h	Temperaturleitzahl
Bi	-	Biotsche Zahl
E	kp/mm^2	Elastizitätsmodul
k_n	-	Eigenwerte
r	mm	Radius
R	-	Radienverhältnis r_a/r_i
s	mm	Wandstärke
t	min, h	Zeit
T	$^{\circ}C$	Temperatur
u	mm	radiale Verschiebung
v_T	$^{\circ}C/min$	Temperaturänderungsgeschwindigkeit
w	mm	axial Verschiebung
α	$mm/^{\circ}C$	Wärmedehnungszahl
α_i	$kcal/m^2 h ^{\circ}C$	Wärmeübergangszahl
ϵ	-	Dehnung
ν	-	Querkontraktionszahl
λ	$kcal/m h ^{\circ}C$	Wärmeleitfähigkeit
σ	kp/mm^2	Spannung
τ	-	dimensionslose Zeit

Bei den Indices bedeuten:

r, t, z	radial, tangential, axial
i	innen
a	außen
m	im Mittel
o	Anfangswerte
l	Endwerte

11.2.2 Instationäre Wärmespannungen

Die Gleichungen für die Wärmespannungen können im einschlägigen Schrifttum nachgelesen werden [7, 8, 9]. Zum besseren Verständnis der Arbeit wird jedoch ihre Ableitung kurz wiedergegeben. Zu diesem Zweck trifft man folgende übliche Voraussetzungen:

1. Der Hohlzylinder besteht aus einem homogenen elastischen und isotropen Werkstoff.
2. Das Hooksche Gesetz gilt unbegrenzt.
3. Die Berechnung bezieht sich auf einen Querschnitt, der weit genug von den Enden, die frei beweglich sind, entfernt ist. Randstörungen müssen völlig abklingen.
4. Die Stoffwerte sind von der Temperatur unabhängig.

Betrachtet man ein Element in der Wand eines Zylinders (Abb. 31) - von zwei zu seiner Achse senkrechten Ebenen begrenzt - und summiert die an ihm angreifenden Kräfte, ergibt sich daraus die Gleichgewichtsbedingung

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (1).$$

Während der thermischen Belastung des Zylinders darf man ferner annehmen, daß die Querschnitte eben bleiben. Für die Dehnungen ergeben sich die Beziehungen:

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \epsilon_t = \frac{u}{r}, \quad \epsilon_z = \frac{dw}{dz} = \text{const.} \quad (2).$$

Das Hooksche Gesetz liefert den Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen nach den Gleichungen

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{\sigma_r}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_z + \sigma_t) + \alpha \Delta T \\ \epsilon_t &= \frac{\sigma_t}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_z + \sigma_r) + \alpha \Delta T \\ \epsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_r + \sigma_t) + \alpha \Delta T \end{aligned} \quad (3).$$

Die angegebenen Gleichungen (1) bis (3) ermöglichen es, Spannungen und

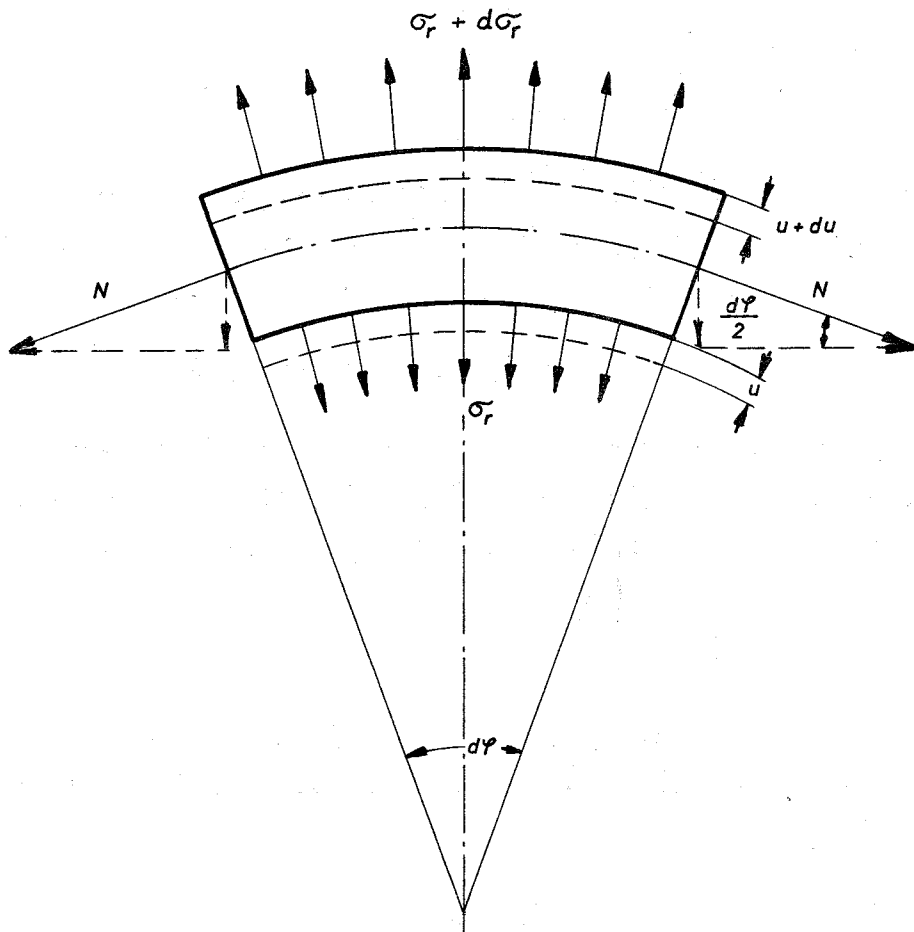


Abb. 31 Differentialelement eines dickwandigen, axial-symmetrisch belasteten Hohlzylinders

Dehnungen durch die radiale Verschiebung u auszudrücken. Nach längerer Rechnung erhält man die Differentialgleichung

$$\frac{du^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \alpha \frac{dT(r,t)}{dr} \quad (4),$$

der eine aufzufindende Funktion der radialen Verschiebung $u(r,t)$ genügen muß. Sie hat die Lösung:

$$u = \frac{1}{r} \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \int_r T(r,t) dr + C_1 r + C_2 \cdot \frac{1}{r} \quad (5).$$

Greifen an den Oberflächen keine äußeren Kräfte an, folgen die Integrationskonstanten aus den Randbedingungen

$$r = r_i \rightarrow \bar{\sigma}_r = 0 ; r = r_a \rightarrow \bar{\sigma}_r = 0$$

zu

$$C_1 = -\nu \cdot \epsilon_z + \alpha \frac{(1-\nu)(1-2\nu)}{(1-\nu)} \frac{1}{r_a^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_a} T(r,t) r dr \quad (6)$$

$$C_2 = \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{1}{(r_a/r_i)^2 - 1} \int_{r_i}^{r_i} T(r,t) r dr$$

Mit Hilfe der Gleichungen (2) und (3) lassen sich die Spannungen aus Gleichung (5) herleiten und sind nach den Gleichungen

$$\bar{\sigma}_r(r,t) = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{r^2 - r_i^2}{r^2 (r_a^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_a} T(r,t) r dr - \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r T(r,t) r dr \right]$$

$$\bar{\sigma}_t(r,t) = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r T(r,t) r dr + \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 (r_a^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_a} T(r,t) r dr - T(r,t) \right] \quad (7)$$

$$\bar{\sigma}_z(r,t) = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{2}{r_a^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_a} T(r,t) r dr - T(r,t) \right]$$

zu berechnen. Bei den hier zu behandelnden Aufgaben treten die größten Spannungen an der inneren und äußeren Oberfläche des Zylinders auf. Unter Berücksichtigung, daß der Ausdruck

$$T_m(t) = \frac{2}{r_a^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_a} T(r,t) r dr \quad (8)$$

die mittlere Wandtemperatur darstellt, lassen sich für die Wärmespannungen an den Oberflächen die Beziehungen

$$\begin{aligned} r = r_i : \sigma_r &= 0 ; \sigma_{ti} = \sigma_{zi} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[T_m(t) - T(r_i, t) \right] \\ r = r_a : \sigma_r &= 0 ; \sigma_{ta} = \sigma_{za} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[T_m(t) - T(r_a, t) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

angegeben.

Um aber mit den obigen Gleichungen die Spannungen berechnen zu können, muß der Temperaturverlauf in der Wand des Zylinders bekannt sein.

11.2.3 Die instationäre Temperaturverteilung im Hohlzylinder

Die instationäre Temperaturverteilung in der Wand des Zylinders wird durch die Fouriersche Differentialgleichung

$$a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial T}{\partial t}$$

beschrieben. Eine Lösung der Differentialgleichung hat außerdem für den Thermoschock die Rand- und Anfangsbedingungen

$$\begin{aligned} r = r_i : \alpha_i (T_i - T_{wi}) &= -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \\ r = r_a : \frac{\partial T}{\partial r} &= 0 \\ t = 0 : T(r) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

und für eine Temperaturänderung mit konstanter Temperaturänderungsgeschwindigkeit die Bedingungen

$$\begin{aligned}
 r = r_i & : \quad \alpha_i \left[T_i(t) - T_{wi} \right] = -\lambda \frac{dT}{dr} \\
 r = r_a & : \quad \frac{dT}{dr} = 0 \\
 t = 0 & : \quad T(r) = \text{const.}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

zu erfüllen.

Carslaw und Jaeger [10] geben für den Thermoschock die Lösung

$$T(r,t) = T_0 - T_0 \cdot \pi \cdot \alpha_i \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(r k_n) [\lambda k_n N_i(\tau_i k_n) + \alpha_i N_0(\tau_i k_n)] - N_0(r k_n) [\lambda k_n J_i(\tau_i k_n) + \alpha_i J_0(\tau_i k_n)]}{(\lambda^2 k_n^2 + \alpha_i^2) - [\lambda k_n J_i(\tau_i k_n) + \alpha_i J_0(\tau_i k_n)]^2 / J_0^2(\tau_a k_n)} \cdot e^{-a k_n^2 t}
 \tag{13}$$

an. In ihr bedeuten k_n Eigenwerte, die reelle, einfache Wurzeln der Eigenwertgleichung

$$\begin{aligned}
 & [\lambda k_n J_1(r_i k_n) + \alpha_i J_0(r_i k_n)] \cdot N_1(r_a k_n) \\
 & - [\lambda k_n N_1(k_n r_i) + \alpha_i N_0(k_n r_i)] \cdot J_1(r_a k_n) = 0; \quad n = 1, 2, 3 \dots
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

sind. Aus der Temperaturverteilung bei plötzlicher Temperaturänderung des Mediums läßt sich durch Superposition nach dem Duhamelschen Theorem auch die Temperaturverteilung für eine sich mit der Zeit (t) ändernde Oberflächentemperatur berechnen. Es besagt:

Ist $f(r,t)$ die Lösung für eine Temperaturverteilung in einem festen Körper, dessen Temperatur z.Zt. $t = 0$ Null war und dessen Temperatur für $t > 0$ "Eins" ist, wird die Lösung $v(r,t)$ für den Fall, wo die Oberflächentemperatur durch die Funktion $T_1(t)$ gegeben ist:

$$v(r,t) = \int_0^t T_1(\xi) \frac{d}{dt} f(r,t-\xi) d\xi
 \tag{15}$$

Das Theorem gilt auch, wenn Wärmeübertragung durch Konvektion stattfindet, die Temperatur des Körpers z. Zt. $t = 0$ Null betrug und er plötzlich von einem Medium umgeben wird, dessen Temperatur der Funktion $\phi(t)$ gehorcht.

Wendet man das Duhamelsche Theorem für den Fall der sich linear ändernden Temperatur des Mediums an, erhält man für die Temperaturverteilung die Gleichung

$$T(r, t) = tv_T + \pi \cdot \alpha_i \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{v_r (1 - e^{-ak_n^2 t})}{ak_n^2} \right] \cdot F(r, k_n) \quad (16)$$

worin $T(r, k_n)$ durch den Ausdruck

$$F(r, k_n) = \frac{J_0(r k_n) [\lambda k_n M_1(r_i k_n) + \alpha_i N_0(r_i k_n) - N_0(r k_n) [\lambda k_n J_1(r_i k_n) + \alpha_i J_0(r_i k_n)]]}{(\lambda^2 k_n^2 + \alpha_i^2) - [\lambda k_n J_1(r_i k_n) + \alpha_i J_0(r_i k_n)]^2 / J_1^2(a k_n)} \quad (17)$$

gegeben ist. In Gleichung 16 wird der Ausdruck $e^{-ak_n^2 t}$ für große Werte von (t) gegenüber eins sehr klein und bleibt ohne Einfluß auf die Temperaturverteilung. Für alle Radien ändert sich die Temperatur dann um den gleichen Betrag. Sobald dieser Zustand eingetreten ist, spricht man von einer quasistationären Temperaturverteilung und setzt

$$\frac{dT}{dt} = v_T = \text{const.} \quad (18)$$

Die Fouriersche Differentialgleichung vereinfacht sich zu einer Differentialgleichung Eulerschen Typs:

$$a \left(\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} \right) = v_T \quad (19)$$

Eine Randbedingung (12) und die Differentialgleichung erfüllende Lösung ist:

$$T(r, t) = v_T \cdot t + \frac{v_T}{4a} r_i^2 \left[\left(\frac{r^2}{r_i^2} - 1 \right) - 2 \frac{r a^2}{r_i^2} \ln \frac{r}{r_i} - \left(\frac{r a^2}{r_i^2} - 1 \right) \frac{2 \lambda}{\alpha_i r_i} \right] \quad (20)$$

11.2.4 Gleichungen für die instationären Wärmespannungen

Aus den abgeleiteten Gleichungen für die Temperaturverteilung im Hohlzylinder folgt die mittlere Temperatur nach Gleichung (8) unter Berücksichtigung der Integrale für Zylinderfunktionen

$$\int_{r_i}^r r J_0(rk_n) dr = \frac{1}{k_n} \left[r_a J_1(r_a k_n) - r_i J_1(r_i k_n) \right] \quad (21)$$

$$\int_{r_i}^r r N_0(rk_n) dr = \frac{1}{k_n} \left[r_a N_1(r_a k_n) - r_i N_1(r_i k_n) \right]$$

Die Wärmespannungen lassen sich aus den Gleichungen (7) und (9) bestimmen. Die Ableitung wird hier übergangen, da erst eine längere Rechnung die Ergebnisse liefert. Für die Thermoschockspannungen lauten die Gleichungen für Axial- und Tangentialspannungen an den Oberflächen.

$$\begin{aligned} \sigma_{zi} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1-\nu} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \left[\frac{2r_i^2}{r_i^2 k_n^2 (r_a^2 - r_i^2)} - \frac{\lambda}{\alpha_i r_i} \right] e^{-ak_n^2 t}}{\left[1 + \left(\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \right)^2 \right] - \left[\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \cdot J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n) \right]^2 / J_1^2(r_a k_n)} \\ \sigma_{ta} = \sigma_{za} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1-\nu} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left\{ \frac{2r_i}{r_a J_1(r_a k_n)} \left[\frac{J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n)}{\alpha_i r_i / \lambda} - \frac{4r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r_i^2 k_n^2} \right] \right\} e^{-ak_n^2 t}}{\left[1 + \left(\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \right)^2 \right] - \left[\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \cdot J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n) \right]^2 / J_1^2(r_a k_n)} \end{aligned} \quad (22)$$

Es ist zweckmäßig in der weiteren Rechnung die von der Zeit t unabhängigen Ausdrücke

$$\begin{aligned} A_n &= \frac{2 \left[\frac{2r_i^2}{r_i^2 k_n^2 (r_a^2 - r_i^2)} - \frac{\lambda}{\alpha_i r_i} \right]}{\left[1 + \left(\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \right)^2 \right] - \left[\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \cdot J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n) \right]^2 / J_1^2(r_a k_n)} \\ B_n &= \frac{\frac{2r_i}{r_a J_1(r_a k_n)} \left[\frac{J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n)}{\alpha_i r_i / \lambda} - \frac{4r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r_i^2 k_n^2} \right]}{\left[1 + \left(\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \right)^2 \right] - \left[\frac{r_i k_n}{\alpha_i r_i / \lambda} \cdot J_1(r_i k_n) + J_0(r_i k_n) \right]^2 / J_1^2(r_a k_n)} \end{aligned} \quad (23)$$

zu setzen und die Thermoschockspannungen in der Form

$$\begin{aligned}\sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \Delta T \sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-ak_n^2 t} \\ \sigma_{ta} = \sigma_{za} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \Delta T \sum_{n=1}^{\infty} B_n e^{-ak_n^2 t}\end{aligned}\quad (24)$$

anzuschreiben. Wendet man auf die Thermoschockspannungen ebenfalls das Duhamelsche Theorem an, liefern die Gleichungen (22) bzw. (24) die instationären Wärmespannungen

$$\begin{aligned}\sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{k_n^2} (1 - e^{-ak_n^2 t}) \\ \sigma_{ta} = \sigma_{za} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_n}{k_n^2} (1 - e^{-ak_n^2 t})\end{aligned}\quad (25)$$

bei linearer Änderung der Temperatur des heizenden Mediums. Große Werte von t lassen den Ausdruck $e^{-ak_n^2 t}$ gegenüber 1 sehr klein werden. Die Spannungen erreichen ihren größten Wert und bleiben von der Zeit unabhängig. Es sind dies die Wärmespannungen, die die quasistationäre Temperaturverteilung verursacht. Sie können ebenfalls unter Verwendung von Gleichung (20) wie beschrieben berechnet werden. Man erhält

$$\begin{aligned}\sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{1}{8} \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T r_i^2}{a} \left[\left(\frac{r_a^2}{r_i^2} - 1 \right) + 2 \frac{r_a^2}{r_i^2} - \frac{(r_a/r_i)^4}{(r_a/r_i)^2 - 1} \ln \frac{r_a}{r_i} \right] \\ \sigma_{ta} = \sigma_{za} &= \frac{1}{8} \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T r_i^2}{a} \left[2 \left(\frac{r_a^2}{r_i^2} + 1 \right) - 4 \frac{r_a^2}{r_i^2} \frac{\ln r_a/r_i}{r_a^2 - r_i^2} \right]\end{aligned}\quad (26).$$

In diesen Ausdrücken kommt die Wärmeübergangszahl α_i nicht mehr vor. Die quasistationären Spannungen bleiben von den Wärmeübergangsverhältnissen unbeeinflusst.

Die Lösung der Gleichungen (14) und (25) ist mit einem Computer möglich und dauert auf mittleren Rechenanlagen etwa 10 - 12 min. Im folgenden werden Beispiele besprochen und eine dimensionslose Darstellung der Spannungen gegeben, die ihre schnelle Berechnung gestattet.

11.2.5 Thermoschockspannungen

Thermoschockspannungen werden oft für den Fall einer plötzlichen Änderung der Oberflächentemperatur berechnet. In Gleichung (9) ist die mittlere Temperatur z.Zt. $t = 0$ Null und man erhält daraus für die maximalen Spannungen:

$$\sigma_{ti} = \sigma_{zi} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \Delta T ; \quad \sigma_{ta} = \sigma_{za} = 0 \quad (27).$$

Es ergibt sich aber ein anderes Bild, wenn man den endlichen Wärmeübergang berücksichtigt. In Abb. 32 und 33 sind die Thermoschockspannungen für einen Zylinder der Abmessungen 350 x 75 mm dargestellt, in dem die Temperatur plötzlich um 100 °C bei einer Wärmeübergangszahl $\alpha_i = 1000$ kcal/m² h °C erhöht wird. Die obere Kurve ist für eine Wärmeübergangszahl $\alpha_i = \infty$ errechnet worden. Dabei zeigt sich sehr deutlich, daß die maximalen Spannungen bei endlichem Wärmeübergang nur 55 % bei $\alpha_i = 3000$, 35 % bei $\alpha_i = 1000$ und bei 23 % bei $\alpha_i = 500$ der Spannungen bei plötzlicher Änderung der Oberflächentemperatur betragen. Auf die Tatsache wiesen bereits M.P. Heisler [11], der die instationären Wärmespannungen in Platten untersuchte, und W. Enders [5], der sich mit dem Hohlzylinder beschäftigte, hin. Da den Thermoschockspannungen bei der Berechnung von thermisch hoch beanspruchten Druckgefäßen und Rohrleitungen große Bedeutung zuzumessen ist, liefert die übliche Rechnung für die plötzliche Änderung der Oberflächentemperatur zu große Werte für die Spannungen, die es praktisch nicht gibt.

Einen tieferen Einblick in die Verhältnisse gewährt eine dimensionslose Darstellung der Spannungen. Zu diesem Zweck führt man die Parameter

$$\begin{aligned} R &= \frac{r_a}{r_i} && \text{- Radienverhältnis} \\ \text{Bi} &= \frac{\alpha_i s}{\lambda} && \text{- Biotsche Zahl} \\ \tau &= \frac{at}{s^2} && \text{- Fouriersche Zahl} \end{aligned} \quad (28)$$

ein. Die Abbildungen 34 und 35 zeigen den Verlauf der Spannungen an der inneren und äußeren Oberfläche des Zylinders in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit. Aus ihnen geht hervor, in welchem Maß die Thermoschockspannungen von der Biotschen Kennzahl abhängen. Da im wesentlichen

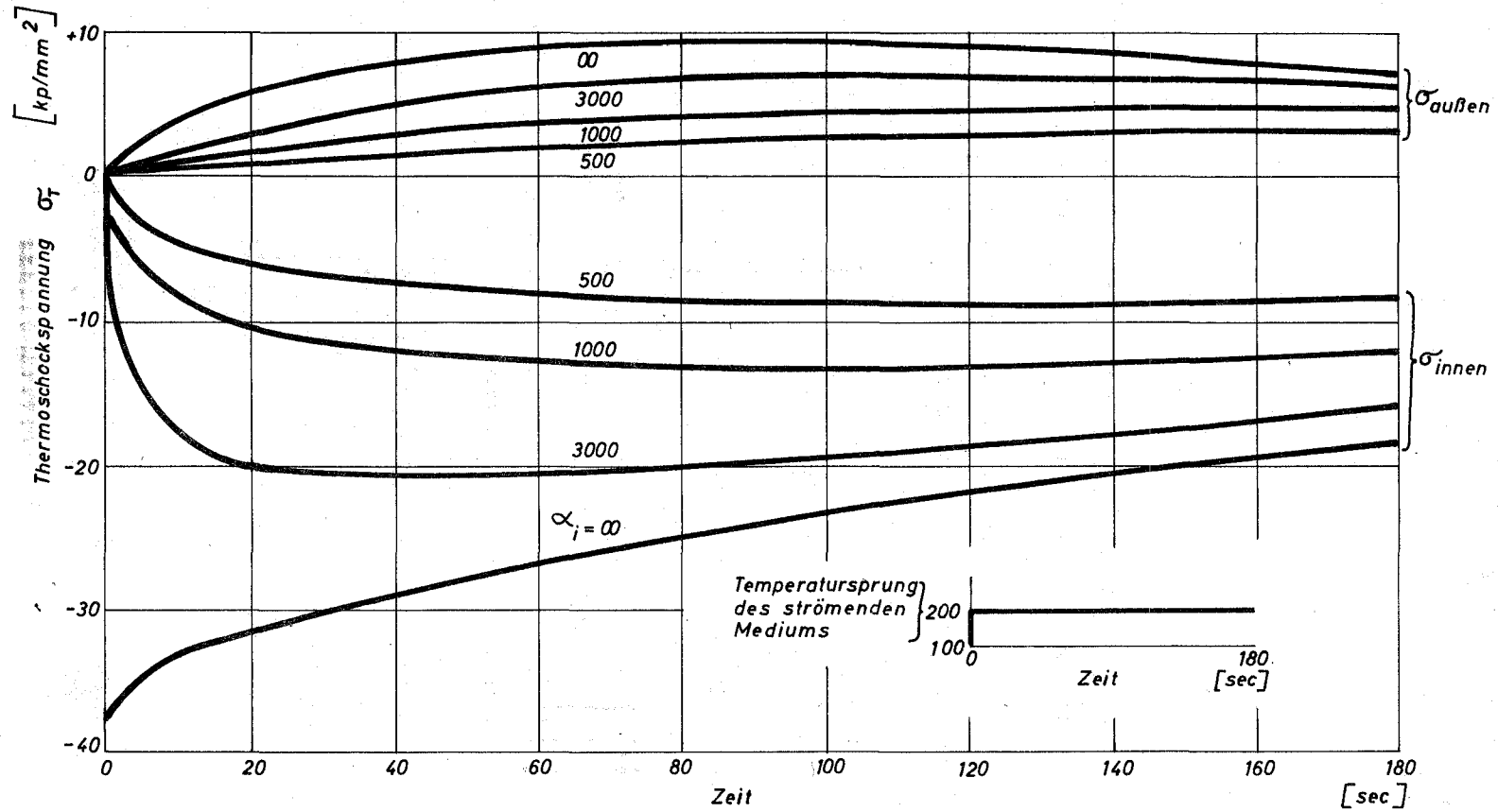


Abb. 32 Zeitlicher Verlauf der Thermoschockspannungen in einem Hohlzylinder 350 x 75 mm aus ferritischem Werkstoff, in dem die Temperatur des heizenden Mediums plötzlich von 100 °C auf 200 °C ansteigt.

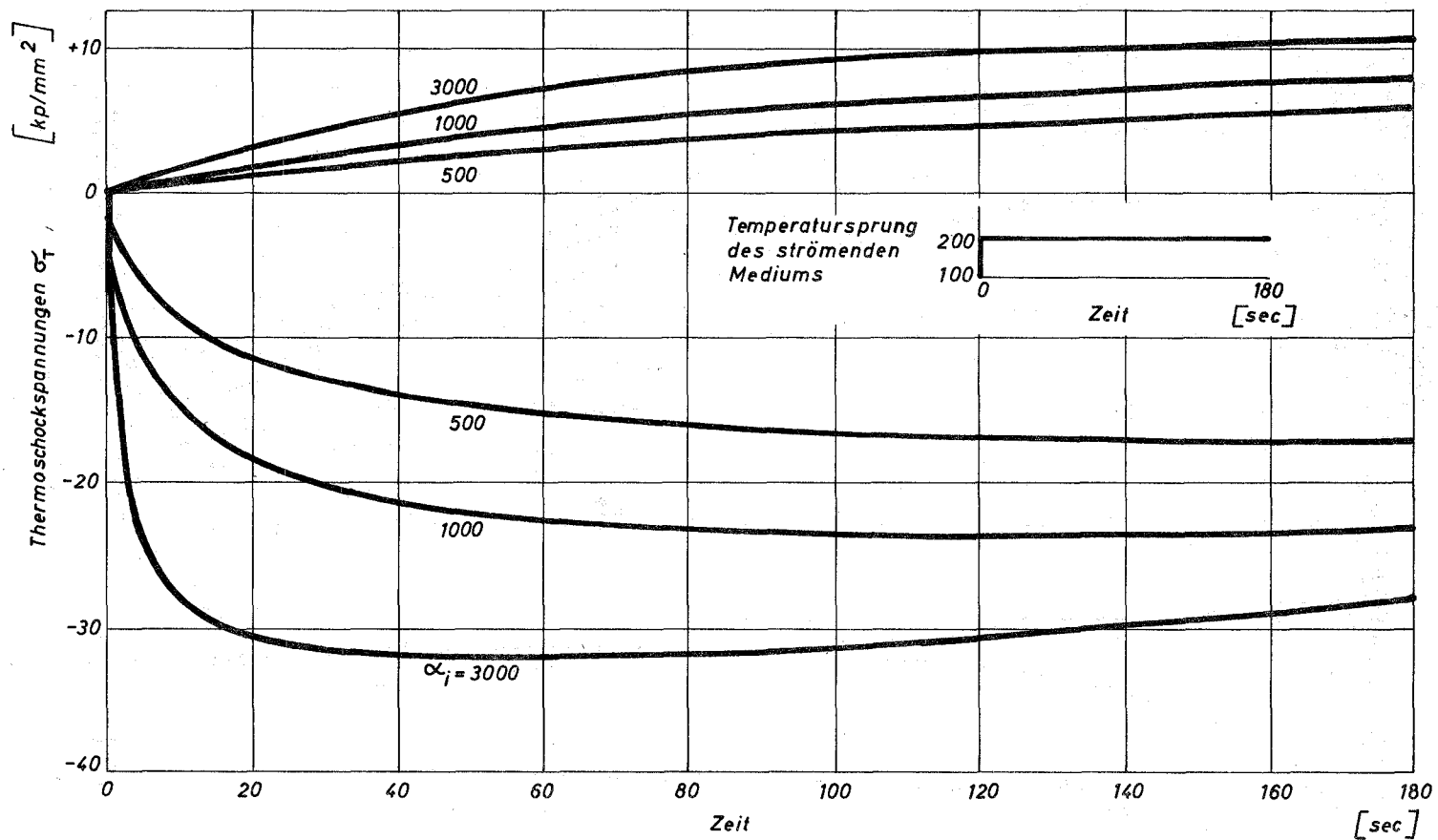


Abb. 33 Zeitlicher Verlauf der Thermo shockspannungen in einem Hohlzylinder 350 x 75 mm aus austenitischem Werkstoff, in dem die Temperatur des heizenden Mediums plötzlich von 100 °C auf 200 °C ansteigt.

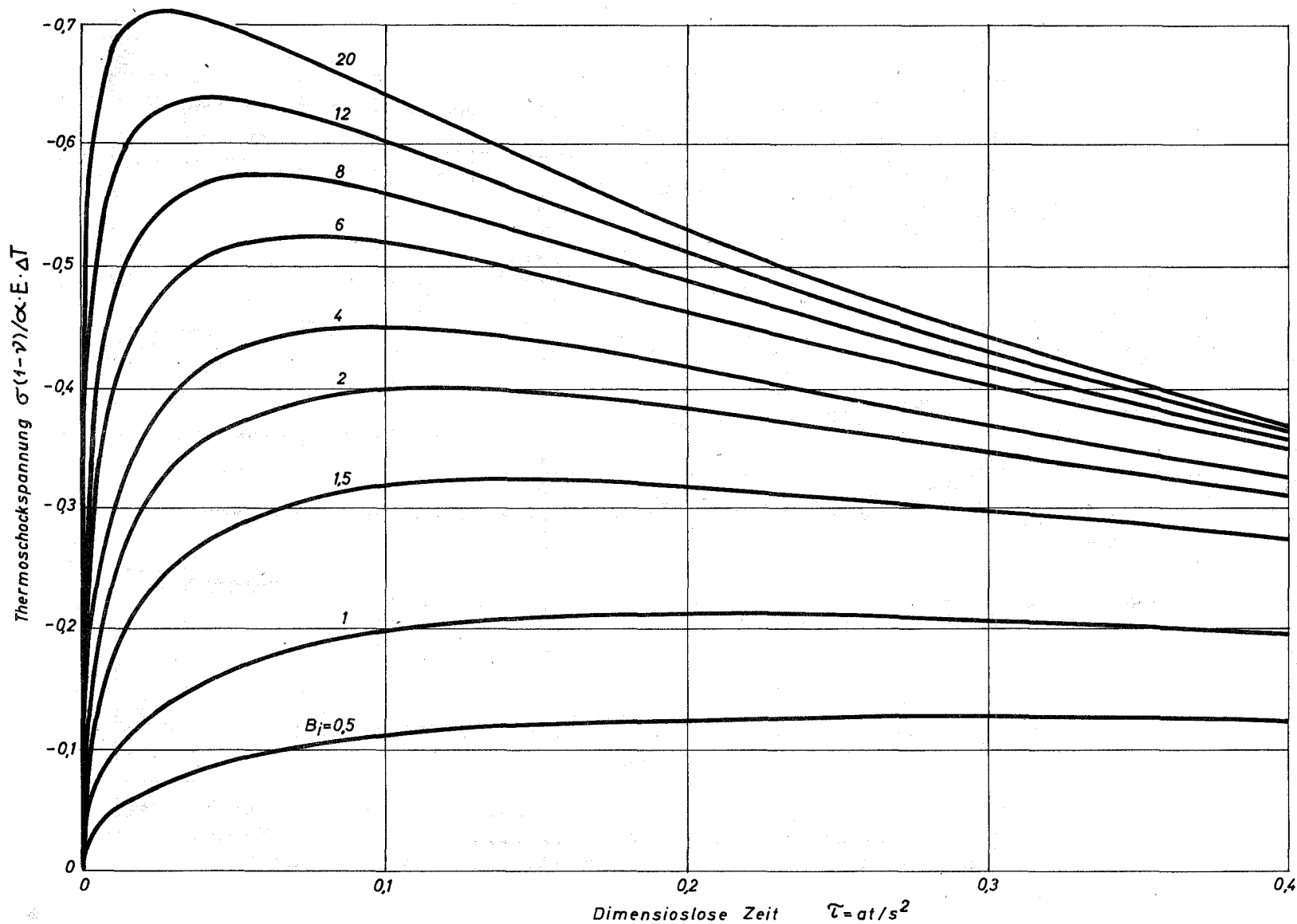


Abb. 34 Verlauf der dimensionslosen Thermoschockspannung an der inneren Oberfläche des Hohlzylinders mit $R = 1,5$ in Abhängigkeit von der Fourierzahl.

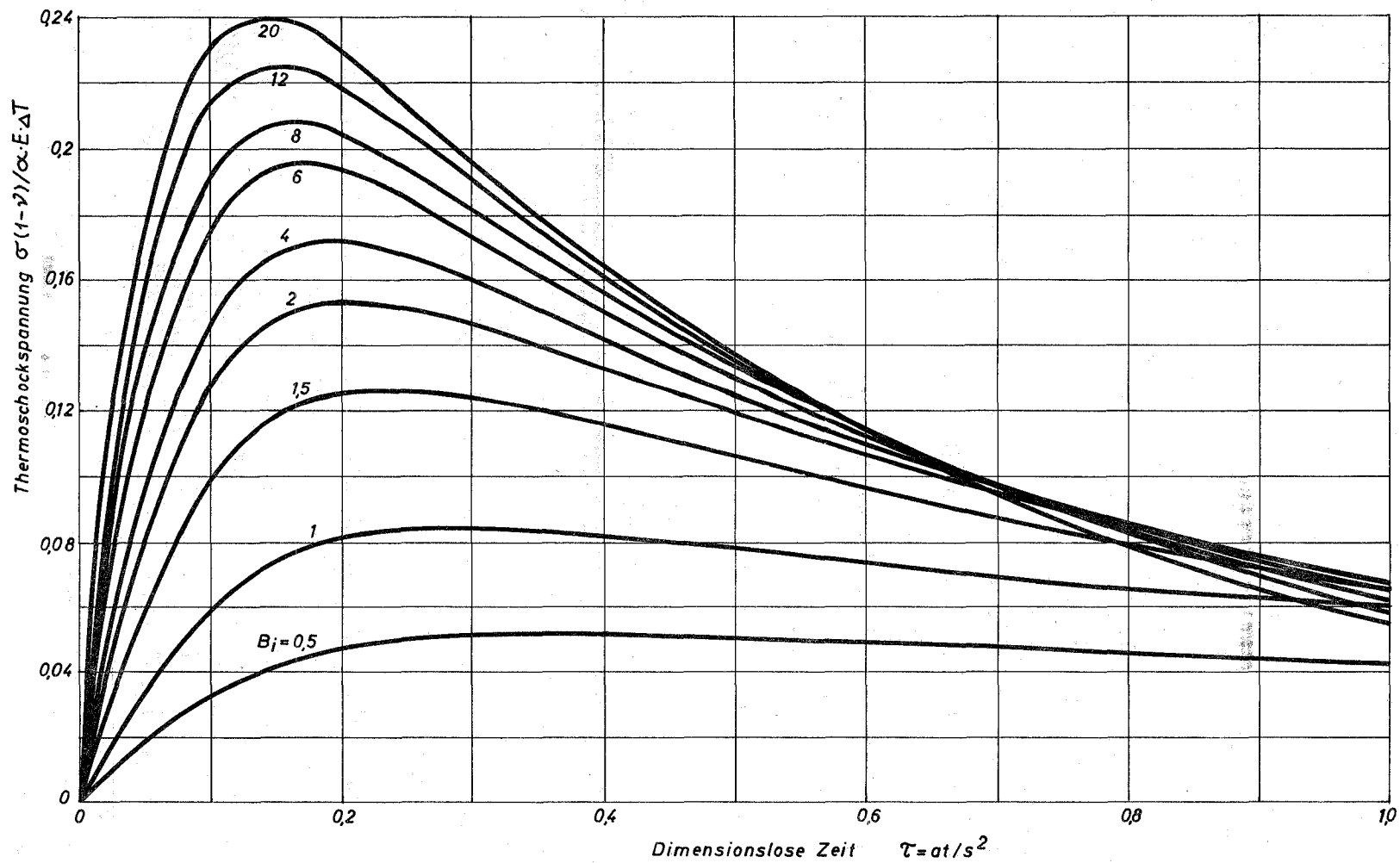


Abb. 35 Verlauf der dimensionslosen Thermoschockspannung an der äußeren Oberfläche des Hohlzylinders mit $R = 1,5$ in Abhängigkeit von der Fourierzahl.

nur die maximalen Thermoschockspannungen von Interesse sind, entfällt die Zeit als zusätzliche Variable und läßt eine einfachere Darstellung zu. In den Abbildungen 36 und 37 sind die maximalen Werte der Thermoschockspannungen über der Biotschen Zahl mit dem Radienverhältnis als Parameter aufgetragen worden. Die maximalen Spannungen sind umso größer, je größer die Biotsche Zahl ist. Selbst für große Werte von $\alpha_1 s / \lambda$ wird die Grenzkurve $B_1 = \infty$ Abb. 34 und 35 nicht annähernd erreicht. Dies geht auch aus Abb. 36 und 37 hervor, in dem für die Radienverhältnisse $R = 1,1; 1,5; 2$ die maximalen Spannungen über der Biotschen Zahl aufgetragen wurden. Der Anstieg der Kurven ist selbst für große Werte von B_1 klein. Für die praktisch große Biotsche Zahl von 20 betragen die maximalen Spannungen nur 70 % von $\alpha E \Delta T / (1 - \nu)$. Die maximalen Spannungen an der inneren Oberfläche nehmen zwar mit dem Radienverhältnis R zu, doch ist sein Einfluß gering. Bezieht man die Spannungen auf ein Radienverhältnis von $R = 1,5$, ergibt sich davon für $R = 2,0$ die größte Abweichung 1,5 % für $R = 1,1$ eine von 1,7 %. Für die praktische Spannungsrechnung dürfen deshalb die drei angegebenen Kurvenzüge genügen.

Die maximalen Spannungen an der äußeren Oberfläche sind auf gleiche Weise in Abb. 36 und 37 dargestellt. Sie sind umso größer, je kleiner das Radienverhältnis ist. Sie verhalten sich damit umgekehrt wie die Spannungen an der inneren Oberfläche. Obwohl sie beträchtlich kleiner als die Spannungen an der inneren Oberfläche sind, sollte man ihnen bei der zusätzlichen Beanspruchung der Zylinders bei hohem Druck und bei Temperaturerhöhungen Beachtung schenken.

Ebenso wie die maximalen Thermoschockspannungen weitgehend von der Biotschen Zahl abhängen, wird auch von ihr der Zeitpunkt bestimmt, an dem die größten Spannungen auftreten. Die maximalen Spannungen treten umso früher auf, je größer die Biotsche Zahl ist, umso später, je kleiner sie ist. In Abb. 38 ist über der Biotschen Zahl B_1 die dimensionslose Zeit τ , zu der die maximalen Spannungen auftreten, für die innere und äußere Oberfläche aufgetragen worden. Die maximalen Spannungen stellen sich innen früh, außen später ein. Das Radienverhältnis hat dagegen kaum Einfluß auf die Vorgänge.

Die Werte für die Zeiten τ erscheinen verhältnismäßig klein zu sein. Sobald man sie aber in Minuten oder Sekunden umrechnet, ergeben sich

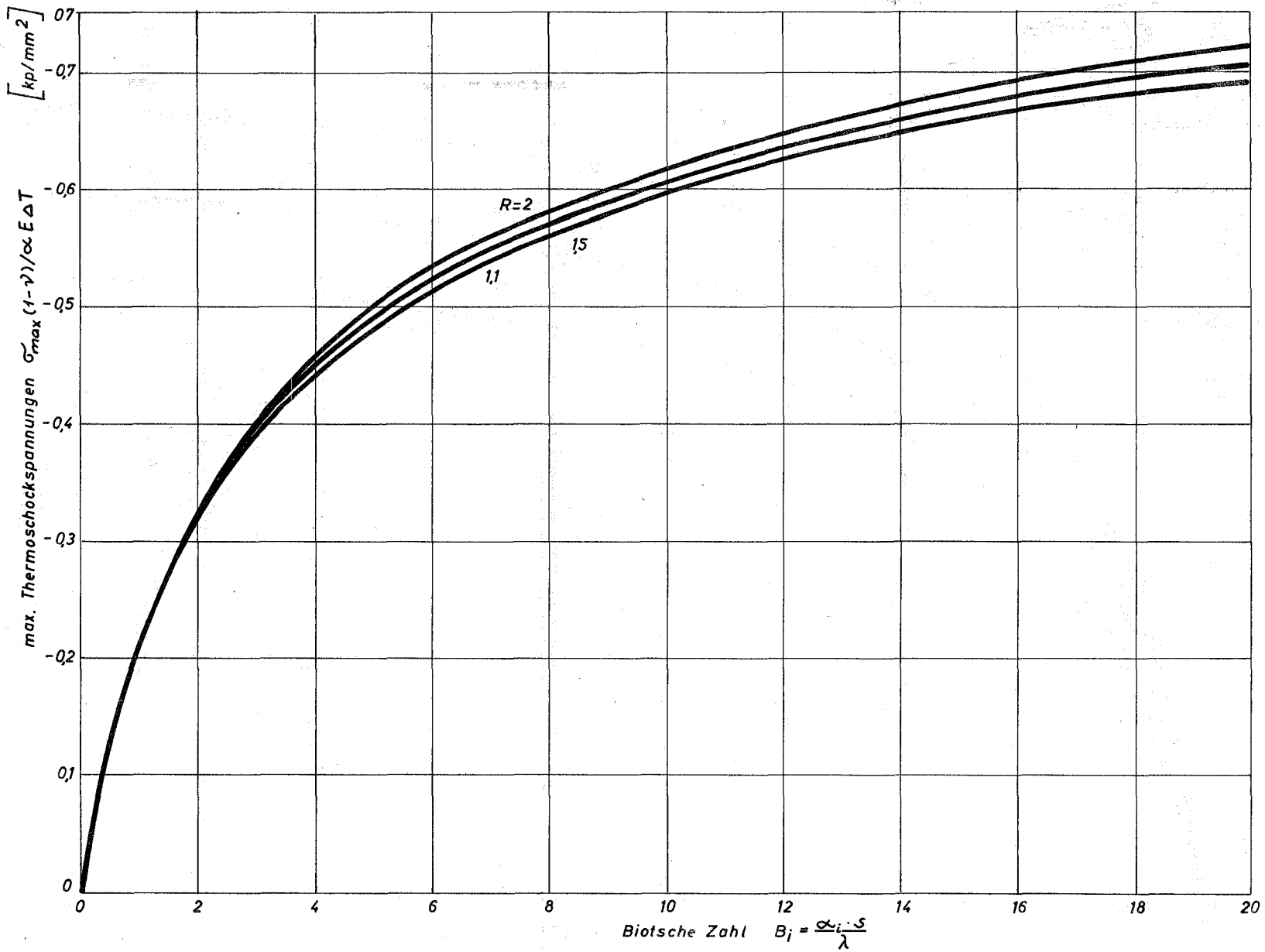


Abb. 36 Dimensionslose maximale Thermoschockspannungen an der inneren Oberfläche des Hohlzylinders als Funktion der Biotschen Zahl.

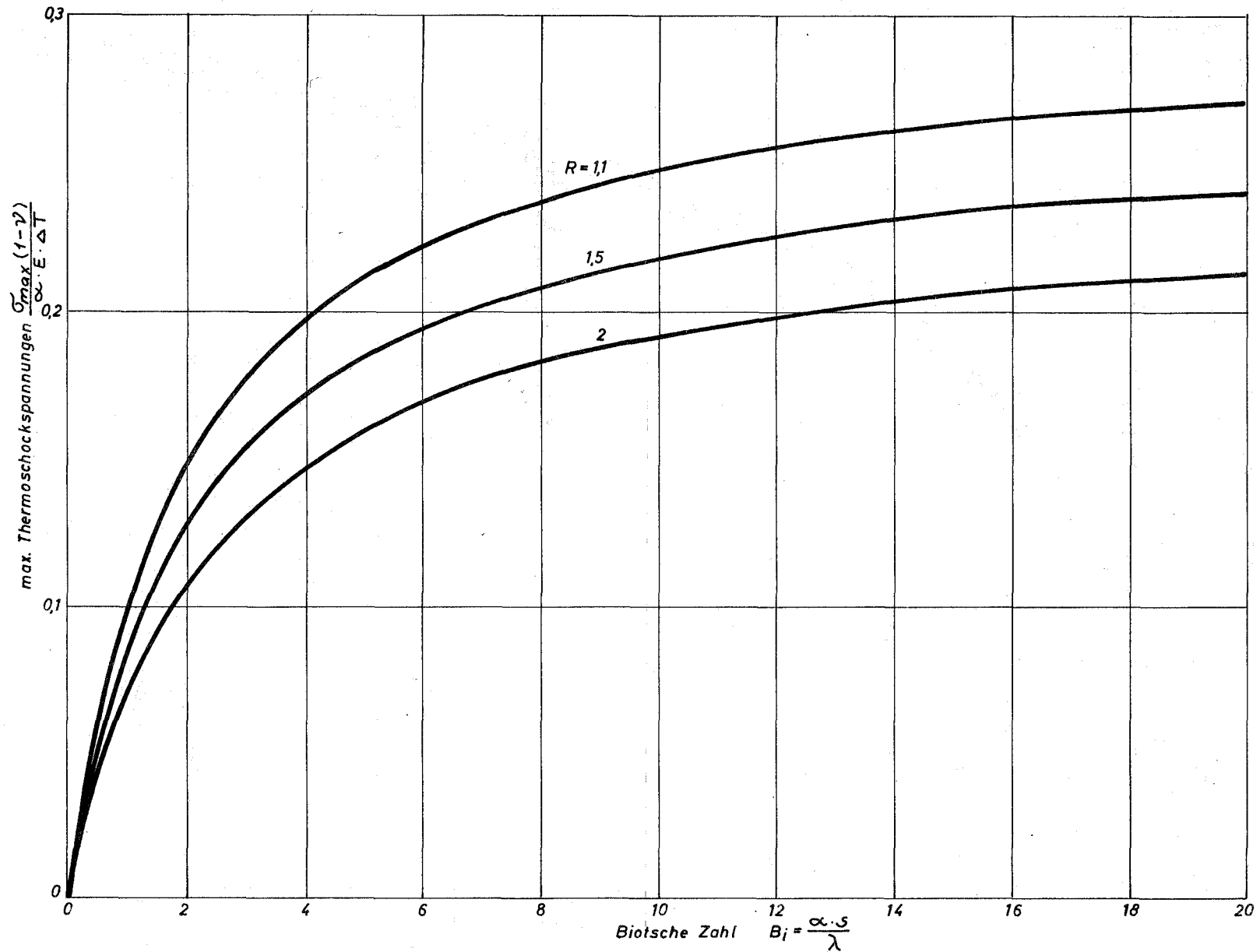


Abb. 37 Dimensionslose maximale Thermoschockspannungen an der äußeren Oberfläche des Hohlzylinders als Funktion der Biotschen Zahl

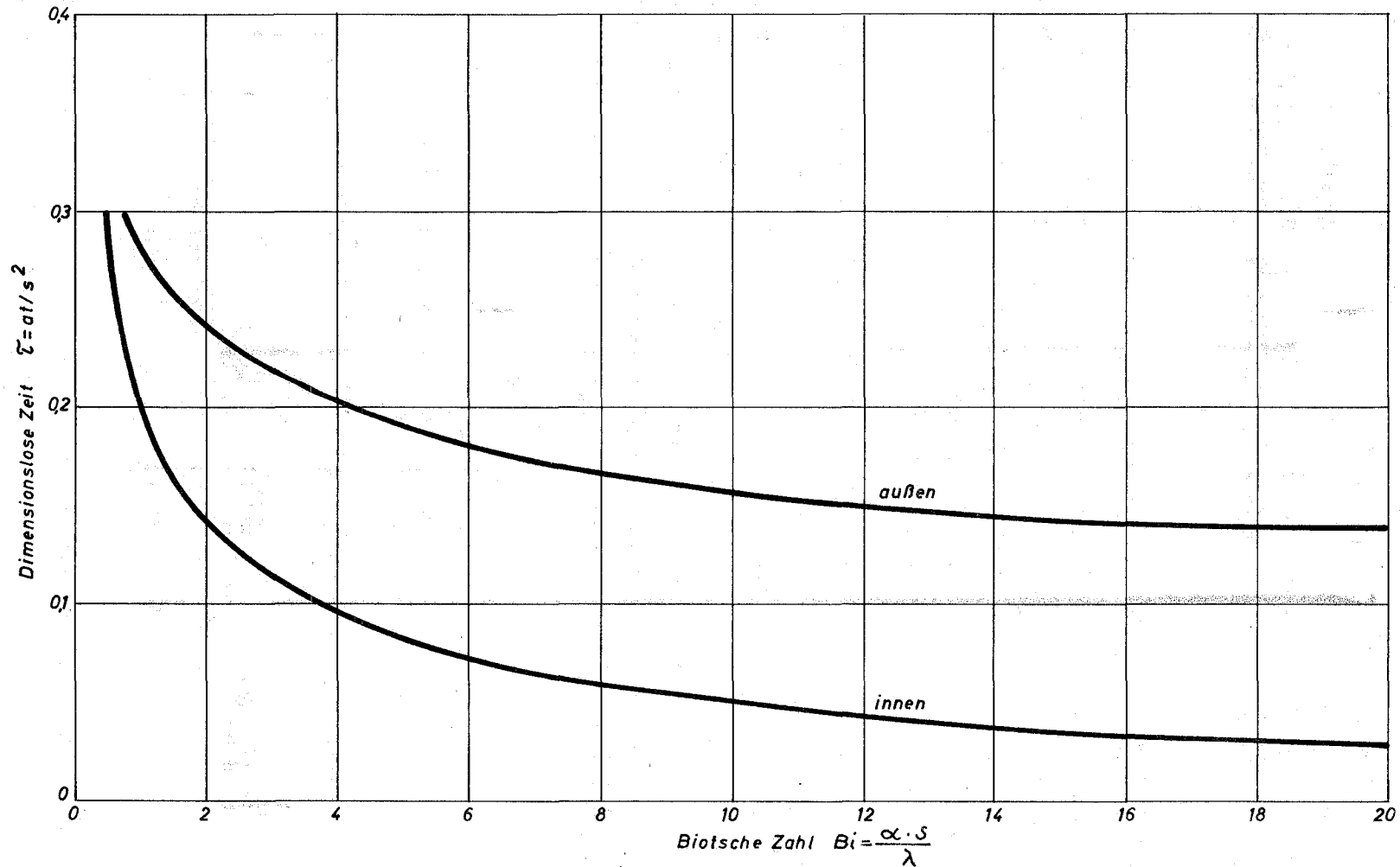


Abb. 38 Dimensionslose Zeit τ , zu der die maximalen Thermoschockspannungen in einem Hohlzylinder mit dem Radienverhältnis $R = 1,5$ auftreten, als Funktion der Biotschen Zahl

verhältnismäßig große Zeiten. Bei dem als Beispiel angeführten Zylinder aus ferritischem Werkstoff sind es 1,5 min; ist er aus austenitischem Material gefertigt, sogar 2 min. (Abb. 32 u. 33). Auch das Abklingen der Spannungen dauert verhältnismäßig lange. Bei der Überlagerung von unterschiedlichen Betriebsbedingungen können unter Umständen noch größere als die maximalen Thermoschockspannungen auftreten.

11.2.6 Thermoimpulsspannungen

Außer dem Thermoschock können Temperaturänderungen eintreten, die nur kurze Zeit andauern. Die Mediumtemperatur ändert sich sprunghaft zur Zeit $t = t_0$ um den Betrag ΔT und hält die Temperatur bis $t = t_1$. Ebenso plötzlich geht sie dann auf ihren Anfangswert zurück. Dieser Vorgang wird im folgenden als Thermoimpuls bezeichnet.

Die Berechnung der durch einen Thermoimpuls verursachten instationären Wärmespannungen kann mit der Gleichung (24) erfolgen. Solange $t_0 \leq t \leq t_1$ ist, handelt es sich um einen Thermoschock. Die plötzliche abermalige Temperaturänderung zur Zeit t_1 kann ebenfalls als Thermoschock angesehen werden, der von entgegengesetzter Wirkung ist. Durch Superposition der Spannungsverläufe erhält man für die Spannungen an der inneren Oberfläche die Beziehungen

$$\begin{aligned}
 t_0 \leq t \leq t_1 : \quad \sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-ak_n^2 t} \\
 t > t_1 : \quad \sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-ak_n^2 t} (1 - e^{-ak_n^2 t_1})
 \end{aligned}$$

dsgl. an der äußeren Oberfläche

(29)

$$\begin{aligned}
 t_0 \leq t \leq t_1 : \quad \sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} B_n e^{-ak_n^2 t} \\
 t > t_1 : \quad \sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E \Delta T}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} B_n (1 - e^{-ak_n^2 t_1}) e^{-ak_n^2 t}
 \end{aligned}$$

Die größten Spannungen treten beim Thermoimpuls auf, wenn die Temperatur zur Zeit t_1 zu ihrem Ausgangswert zurückkehrt. Die Spannungen werden umso größer, je länger der Impuls wirksam ist. Im Grenzfall reicht die Zeit $\Delta \tau = \tau_1 - \tau_0$ gerade aus, die Ausbildung der maximalen Thermoschockspannungen zu gestatten. Sobald $\Delta \tau$ größer als τ^* wird, ist immer mit den max. Thermoschockspannungen nach Abb. 36 u. 37 zu rechnen. Für $\Delta \tau \ll \tau$ sind

die Spannungen $\Delta \tau$ nahezu direkt proportional. Da die dimensionslose Spannung $\sigma(1-\nu)/\alpha E \Delta T$ dann klein ist, erscheinen selbst große Temperaturänderungen kurzzeitig tragbar zu sein.

11.2.7 Instationäre Wärmespannungen bei linearer Änderung der Mediums-temperatur

Die Änderung der Temperatur des Mediums mit konstanter Temperaturänderungsgeschwindigkeit verursacht Wärmespannungen in der Wand des Zylinders. Sobald die Temperaturänderung einsetzt, bauen sich die Spannungen auf. Sie sind nach Gleichung (25) zu berechnen, solange $t \leq t_1$ ist. Für $t > t_1$ überlagert man Spannungen nach dem gestrichelt gezeichneten Temperaturverlauf (Abb. 39). Die Gleichungen zur Berechnung der Spannungen lauten dann

$$\begin{aligned}
 t > t_1 : \sigma_{ti} = \sigma_{zi} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{k_n^2} (1 - e^{-a k_n^2 t_1}) e^{-a k_n^2 t} \\
 \sigma_{ta} = \sigma_{za} &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{v_T}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_n}{k_n^2} (1 - e^{-a k_n^2 t_1}) e^{-a k_n^2 t}
 \end{aligned} \tag{30}.$$

Sie erreichen in der Regel ihre größten Beträge, wenn die Temperaturänderung abgeschlossen ist und nehmen danach wieder ab, wie es aus Abb. 39 für den bereits angeführten Zylinder hervorgeht.

Die Höhe der Spannungen hängt nicht nur von dem Radienverhältnis des Zylinders und der Temperaturänderungsgeschwindigkeit des Vorgangs ab, wie es für die ausschließliche Berechnung quasistationärer Spannungen zutrifft, sondern wird von den Wärmeübergangsverhältnissen und der Zeit, in der sich der Ausgleichsvorgang vollzieht, weitgehend bestimmt. Ein schlechter Wärmeübergang zwischen Medium und Wand bewirkt ein erhebliches Nacheilen der Wandtemperatur gegenüber der Temperatur des Mediums und einen guten Temperatenausgleich innerhalb der Wand. Die Spannungen bleiben während des Anlaufvorganges verhältnismäßig klein. Bei gutem Wärmeübergang ist die Differenz zwischen der Temperatur des Mediums und der inneren Oberfläche des Zylinders kleiner, das Temperaturgefälle innerhalb der Wand größer. Die Spannungen bauen sich entsprechend schnell auf und sind dem Betrage nach größer.

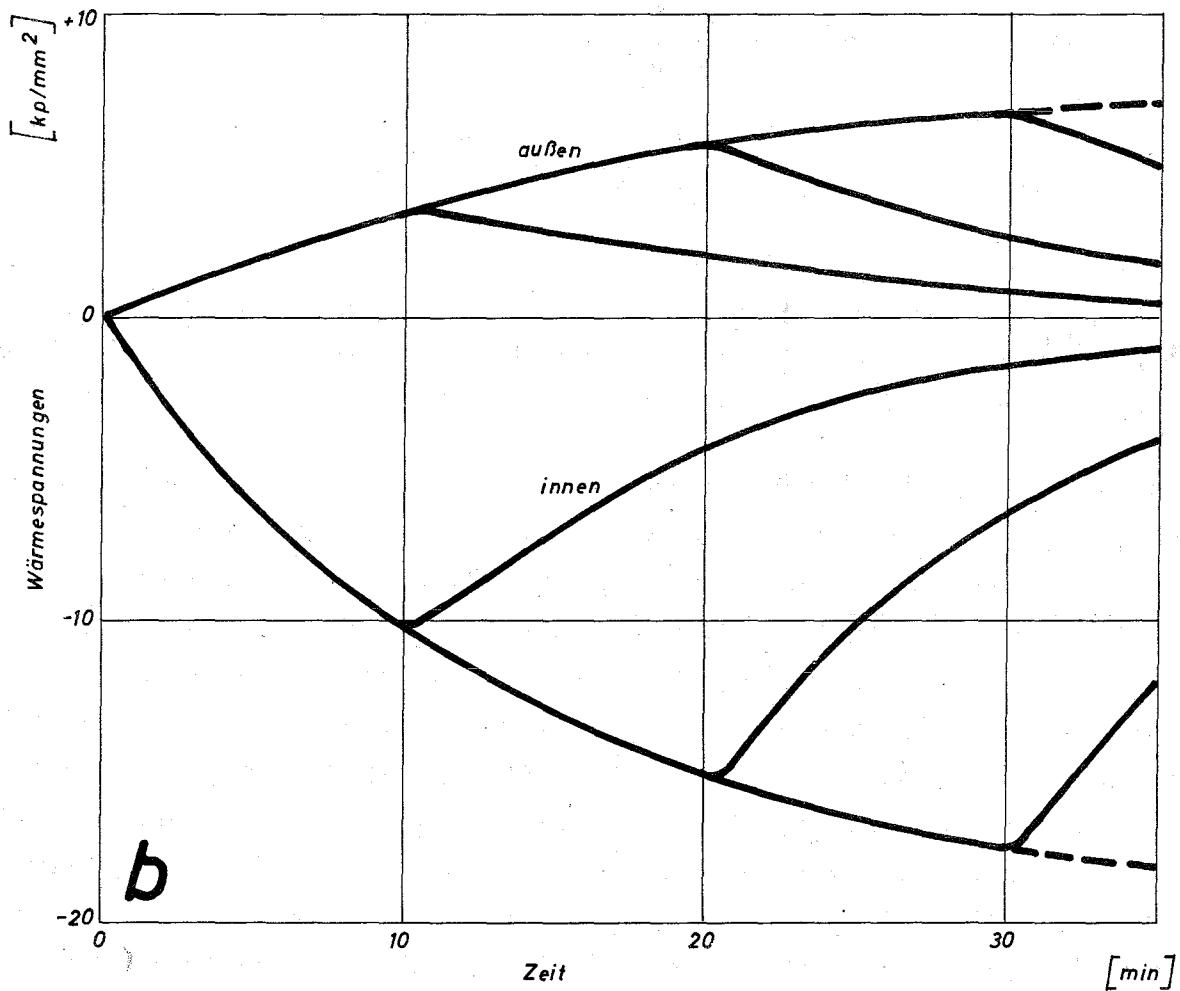
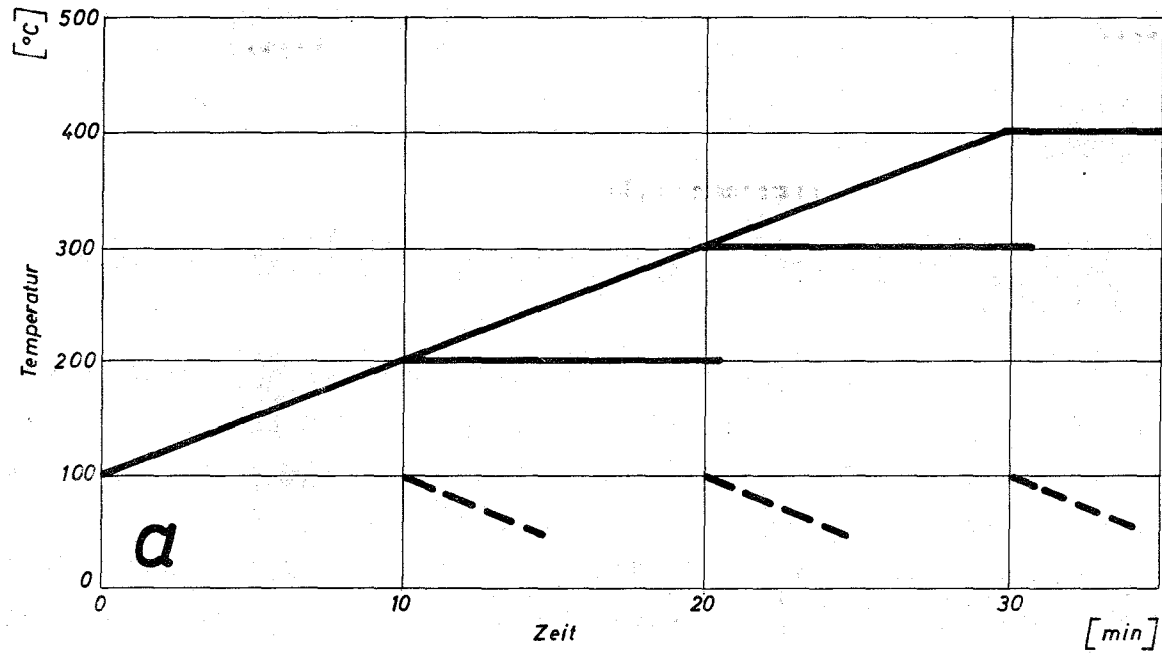


Abb. 39 Instationäre Wärmespannungen in einem Hohlzylinder 350 x 75 mm aus 10 Cr Mo 9 10 beim Aufheizen mit gleicher Temperaturänderungsgeschwindigkeit v_T nach verschiedenen Anfahrzeiten
a) Temperaturverlauf des heizenden Mediums für die Anfahrzeiten 10, 20 und 30 Minuten
b) Zeitlicher Verlauf der Wärmespannungen an der inneren und äußeren Oberfläche des Zylinders

Ist der Anfahrvorgang kurz, bleiben die Spannungen bei gleicher Temperaturänderungsgeschwindigkeit ebenfalls kleiner, als wenn er länger andauert. Wird für die Temperaturänderung ein großer Zeitraum benötigt, stellt sich im Grenzfall der quasistationäre Zustand ein. Die Dauer des Ausgleichvorganges ist deshalb für die Höhe der Spannungen auch maßgebend. Die Berechnung der instationären Spannungen ist unvergleichlich aufwendiger als die Bestimmung der quasistationären Spannungen. Sie erfaßt jedoch im Gegensatz zu dieser alle Einflußgrößen und gewährt einen tieferen Einblick in die Anlaufvorgänge.

In Abb. 34, 35, 36 und 37 lassen sich die dargestellten Thermoschockspannungen als das Verhältnis der wahren Spannungen zu denen bei plötzlicher Änderung der Oberflächentemperatur deuten. Die Thermoschockspannungen bei plötzlicher Änderung der Oberflächentemperatur sind leicht zu errechnen, so daß daraus mit Hilfe von Abb. 34, 35, 36, 37 die wahren Spannungen an den Oberflächen sofort zu bestimmen sind. Es liegt deshalb nahe, die instationären Spannungen bei konstanter Temperaturänderungsgeschwindigkeit auf die in der Gleichung (26) gegebenen quasistationären Spannungen zu beziehen. In ihrer dimensionslosen Form

$$\frac{\sigma_i}{\alpha E \nu_T s^2 / (1-\nu)_a} = \frac{1}{8} \frac{(r_a^2/r_i^2 - 1)(3 r_a^2/r_i^2 - 1) - 4 r_a^4/r_i^4 \ln r_a/r_i}{(r_a^2/r_i^2 - 1)(r_a/r_i - 1)^2} \quad (31)$$

$$\frac{\sigma_a}{\alpha E \nu_T s^2 / (1-\nu)_a} = \frac{1}{8} \frac{(r_a^4/r_i^4 - 1) - 4 r_a^2/r_i^2 \ln r_a/r_i}{(r_a^2/r_i^2 - 1)(r_a/r_i - 1)^2}$$

sind die quasistationären Spannungen nur noch von dem Radienverhältnis des Hohlzylinders abhängig. Abbildungen 40 und 41 zeigen ihren Verlauf. Im Gegensatz zu den Thermoschockspannungen sind sie dem Quadrat der Wandstärke proportional. Zur schnellen Berechnung der instationären Spannungen bildet man ebenfalls das Verhältnis der wahren Spannungen zu den quasistationären Spannungen unter Benutzung der Parameter (28). Für die Spannungen an der inneren u. äußeren Oberfläche führt dies zu der Beziehung: für die Radienverhältnisse $R = 1,1; 1,5; 2,0$ zu den Abb. 42-44.

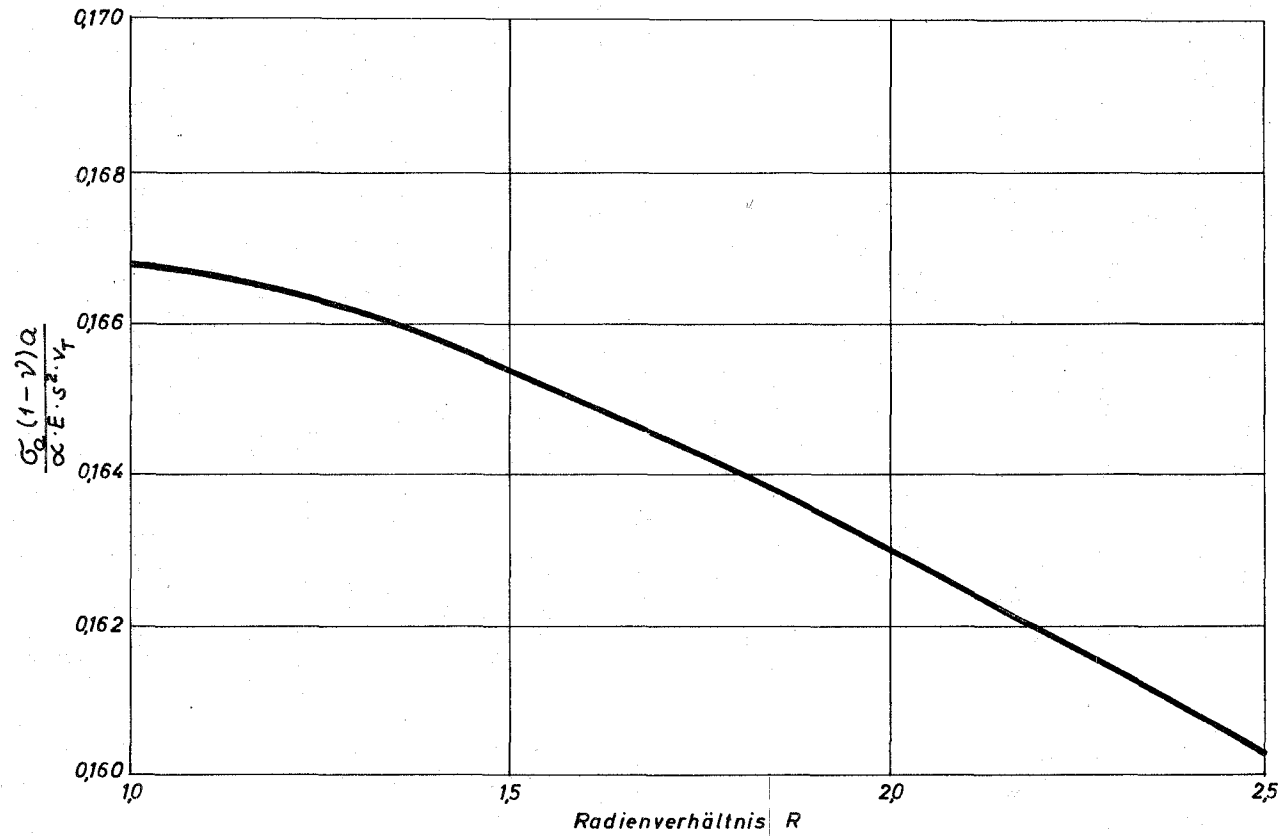


Abb. 40 Dimensionslose quasistationäre Wärmespannungen an der äußeren Oberfläche eines Hohlzylinders als Funktion des Radienverhältnisses

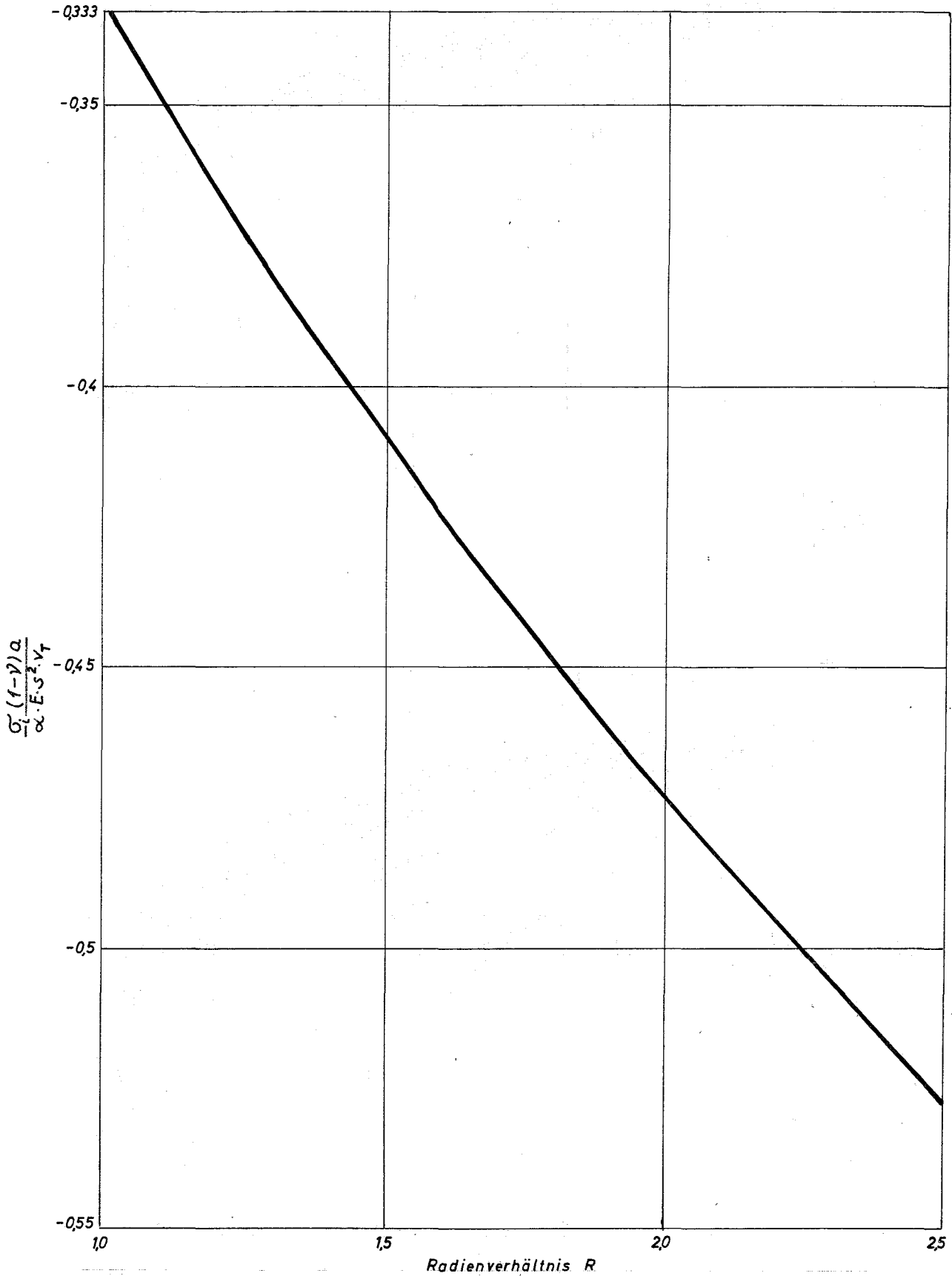


Abb. 41 Dimensionslose quasistationäre Wärmespannungen an der inneren Oberfläche eines Hohlzylinders als Funktion des Radienverhältnisses

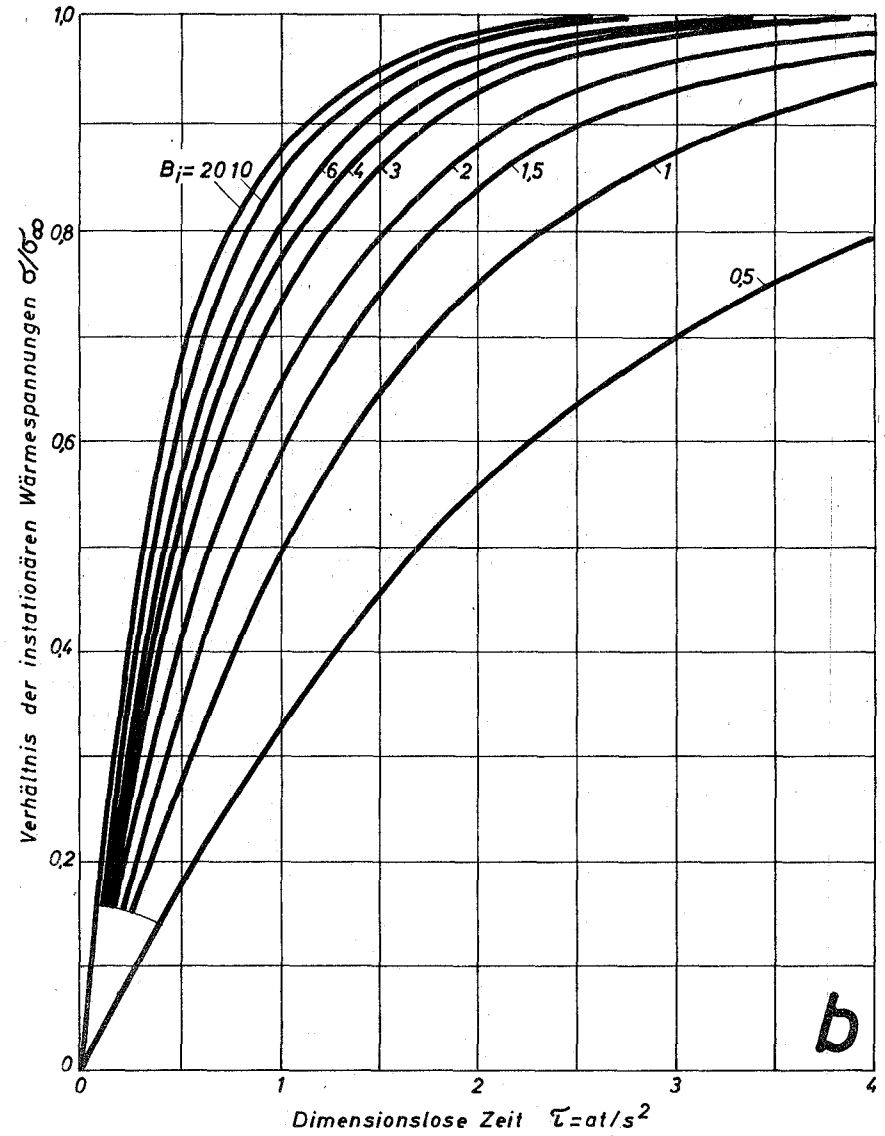
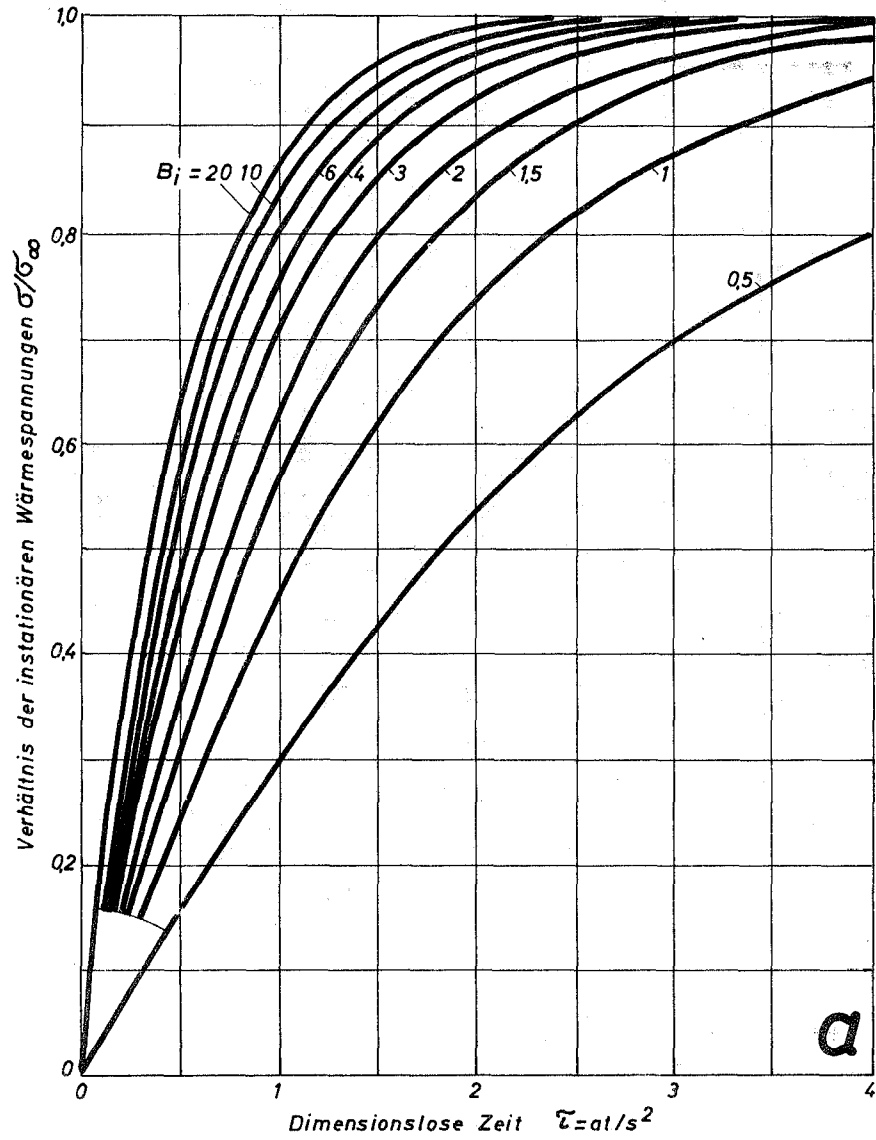


Abb. 42 Verhältnis der instationären Wärmespannungen als Funktion der dimensionslosen Zeit an den inneren (a) und äußeren (b) Oberflächen von Hohlzylindern für das Radienverhältnis $R = 1,1$

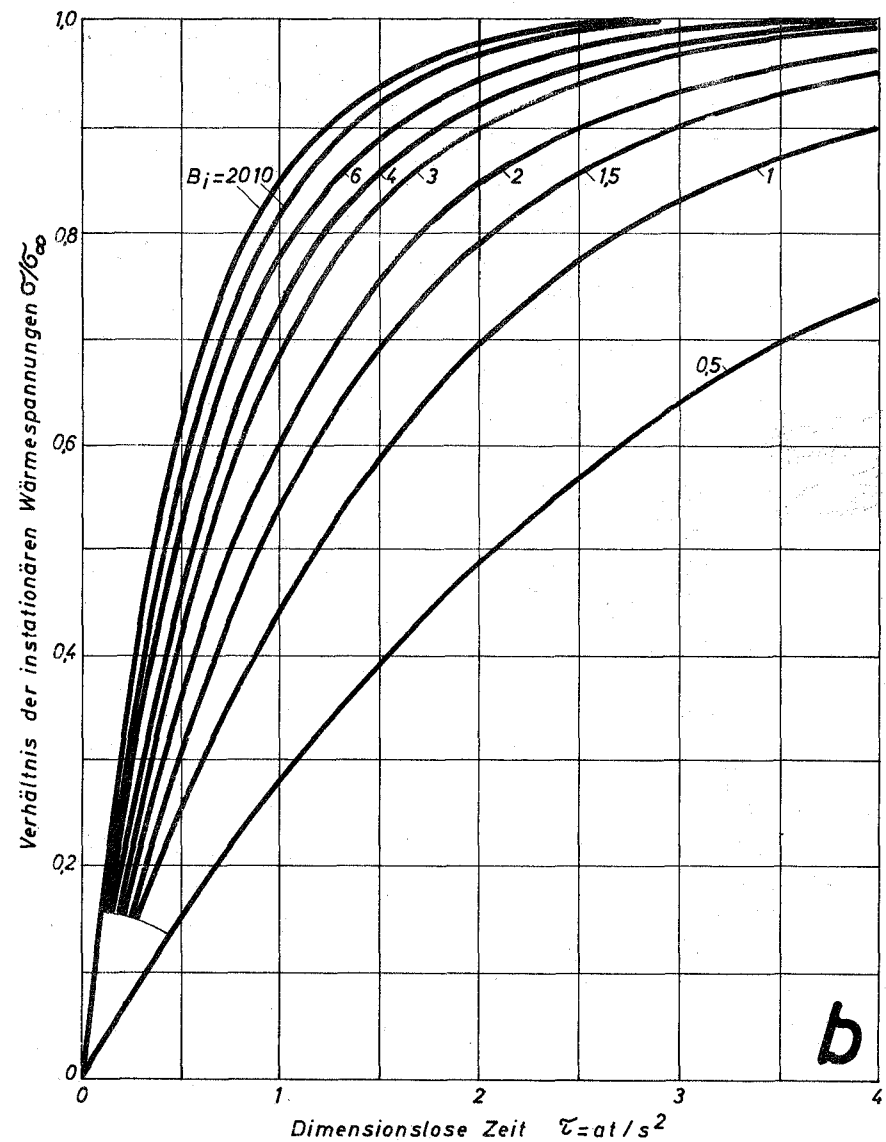
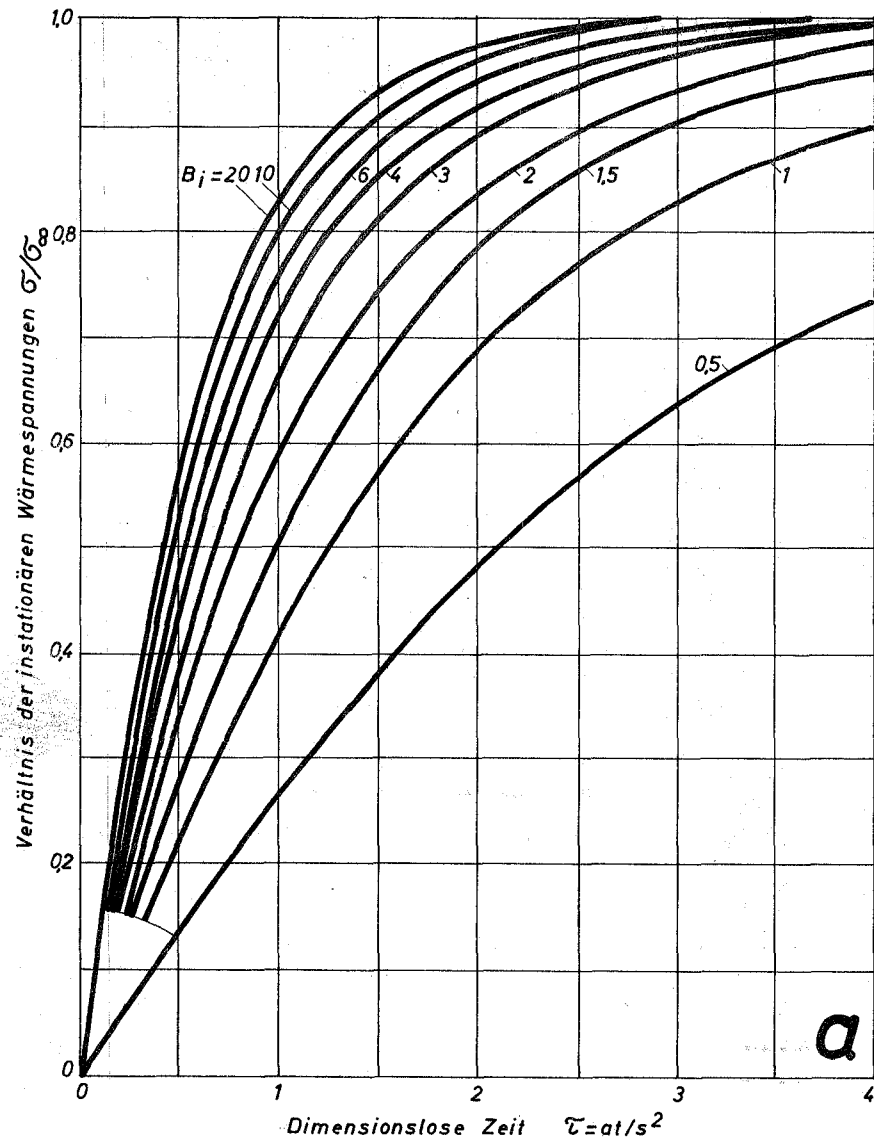


Abb. 43 Verhältnis der instationären Wärmespannungen als Funktion der dimensionslosen Zeit an den innern (a) und äußeren (b) Oberflächen von Hohlzylindern für das Radienverhältnis $R = 1,5$

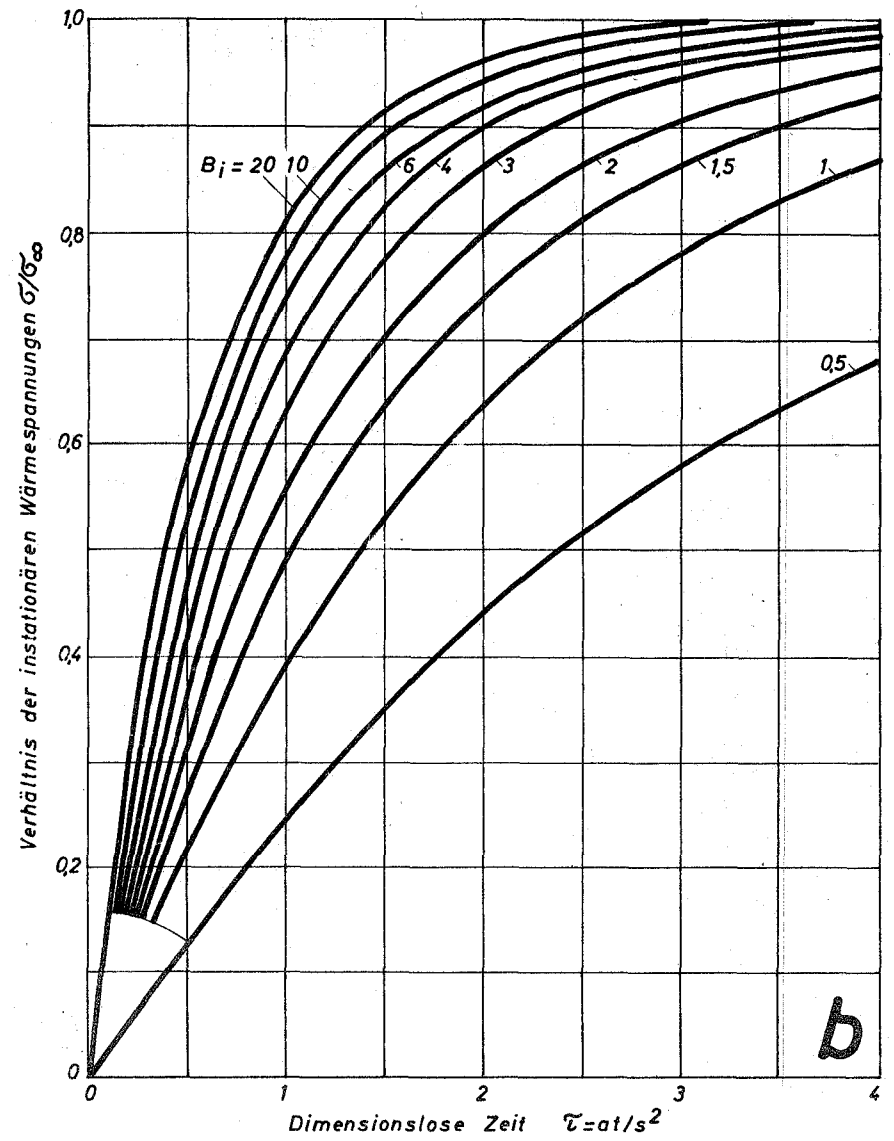
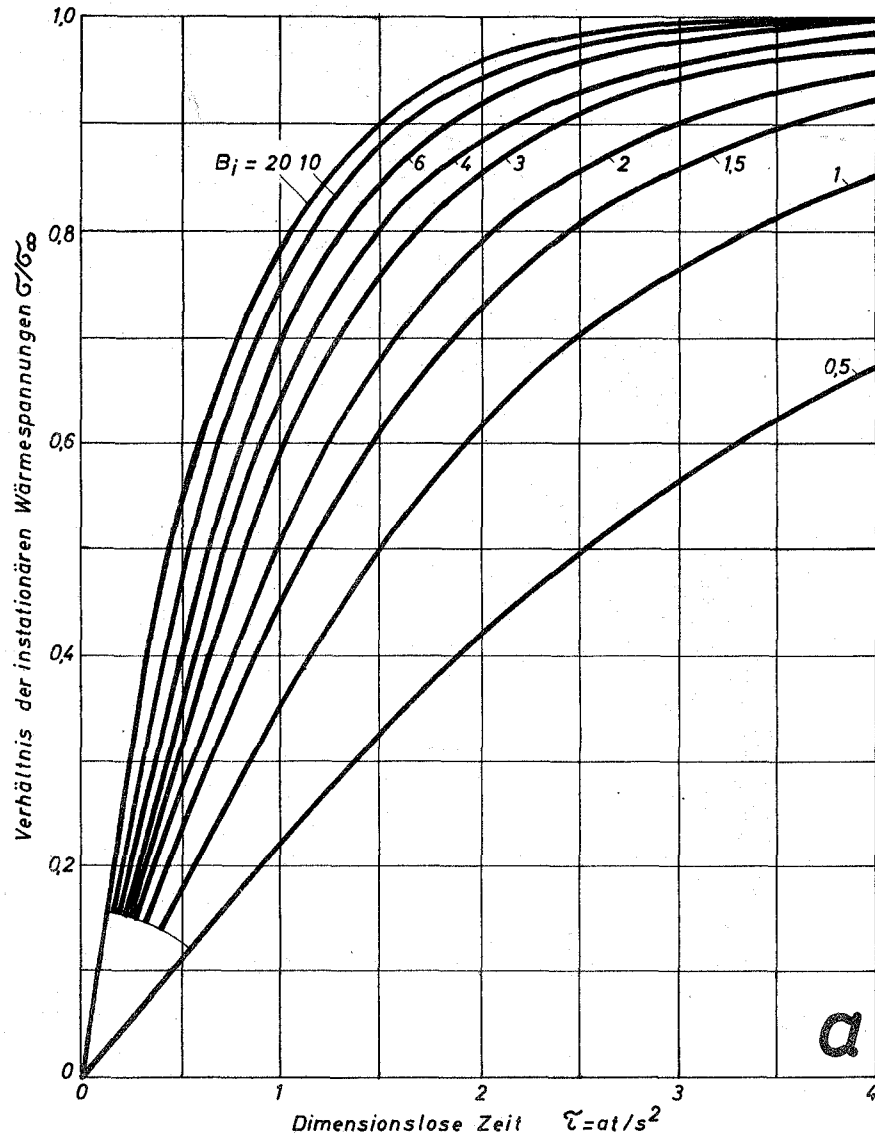


Abb. 44 Verhältnis der instationären Wärmespannungen als Funktion der dimensionslosen Zeit an den inneren (a) und äußeren (b) Oberflächen von Hohlzylindern für das Radienverhältnis $R = 2$

Während für die quasistationären Spannungen die Spannungen mit dem Radienverhältnis nahezu linear ansteigen, zeigt sich bei dem Verhältnis der Spannungen σ/σ_∞ der umgekehrte Einfluß. Für die gleiche dimensionslose Zeit $\tau = 1,0$ ist σ/σ_∞ für ein Radienverhältnis von $r_a/r_i = 1,5$ um 9,2 % kleiner, für $r_a/r_i = 2,0$, 18,4 % kleiner als für $r_a/r_i = 1,1$. Dies erklärt sich aus der Tatsache, daß mit zunehmendem Radienverhältnis der Temperatenausgleich länger dauert und den Beginn des quasistationären Zustandes hinauszögert.

Die Frage nach zulässigen Temperaturänderungsgeschwindigkeiten wird oft gestellt. Sie ist berechtigt, wenn der quasistationäre Zustand mit Sicherheit eintritt. In allen anderen Fällen ist es vor allem die Zeitspanne $\Delta t = t_1 - t_0$, in der sich die Temperaturänderung vollzieht, die für die Höhe der Spannungen wesentlich ist. Um dies zeigen zu können ersetzt man in Gleichung (26) die Temperaturänderungsgeschwindigkeit durch $\Delta T/t_0$ und erhält

$$\frac{\sigma_i}{\alpha E \Delta T / (1 - \nu)} = \frac{1}{\tau_1 (R^2 - 1)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\bar{A}_n}{\bar{k}_n^2} \left[1 - e^{-\bar{k}_n^2 (R-1)^2 \cdot \tau_1} \right] \quad (32).$$

$$\frac{\sigma_a}{\alpha E \Delta T / (1 - \nu)} = \frac{1}{\tau_1 (R^2 - 1)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\bar{B}_n}{\bar{k}_n^2} \left[1 - e^{-\bar{k}_n^2 (R-1)^2 \cdot \tau_1} \right]$$

Durch Gleichung (32) sind die Spannungen, die am Ende eines Anlaufvorganges auftreten, bestimmt. Wählt man verschiedene Anfahrzeiten für einen auszugleichenden Temperaturunterschied ΔT , gibt Abb. 45 den Zusammenhang zwischen den Spannungen und der Anfahrzeit wieder. Man erkennt, wie eine Verkürzung der Anfahrzeit mit einer Vergrößerung der Spannungen verbunden ist. Während für die quasistationären Spannungen eine Verkürzung der Anfahrzeit um die Hälfte eine Verdopplung der Wärmespannungen bedeutet, trifft dies für die instationären Spannungen nicht mehr zu. Verkürzt man den Anfahrvorgang z.B. von $\tau = 1$ auf $\tau = 0,5$, nehmen die Spannungen innen um 29 %, außen um 21 % zu. Abbildung 42 zeigt aber auch, daß die Wirkung eines Thermoschocks nur geringfügig gemildert wird, wenn sich die Temperaturänderung über eine verhältnismäßig kurze Zeitspanne erstreckt.

Da bei einer gewählten Anfahrzeit τ_1 die größten zur Zeit τ_1 auftretenden Spannungen interessieren, muß Gleichung (32) für sehr kleine Anfahrzeiten τ_1 versagen, weil die maximalen Spannungen in diesen Fällen ge-

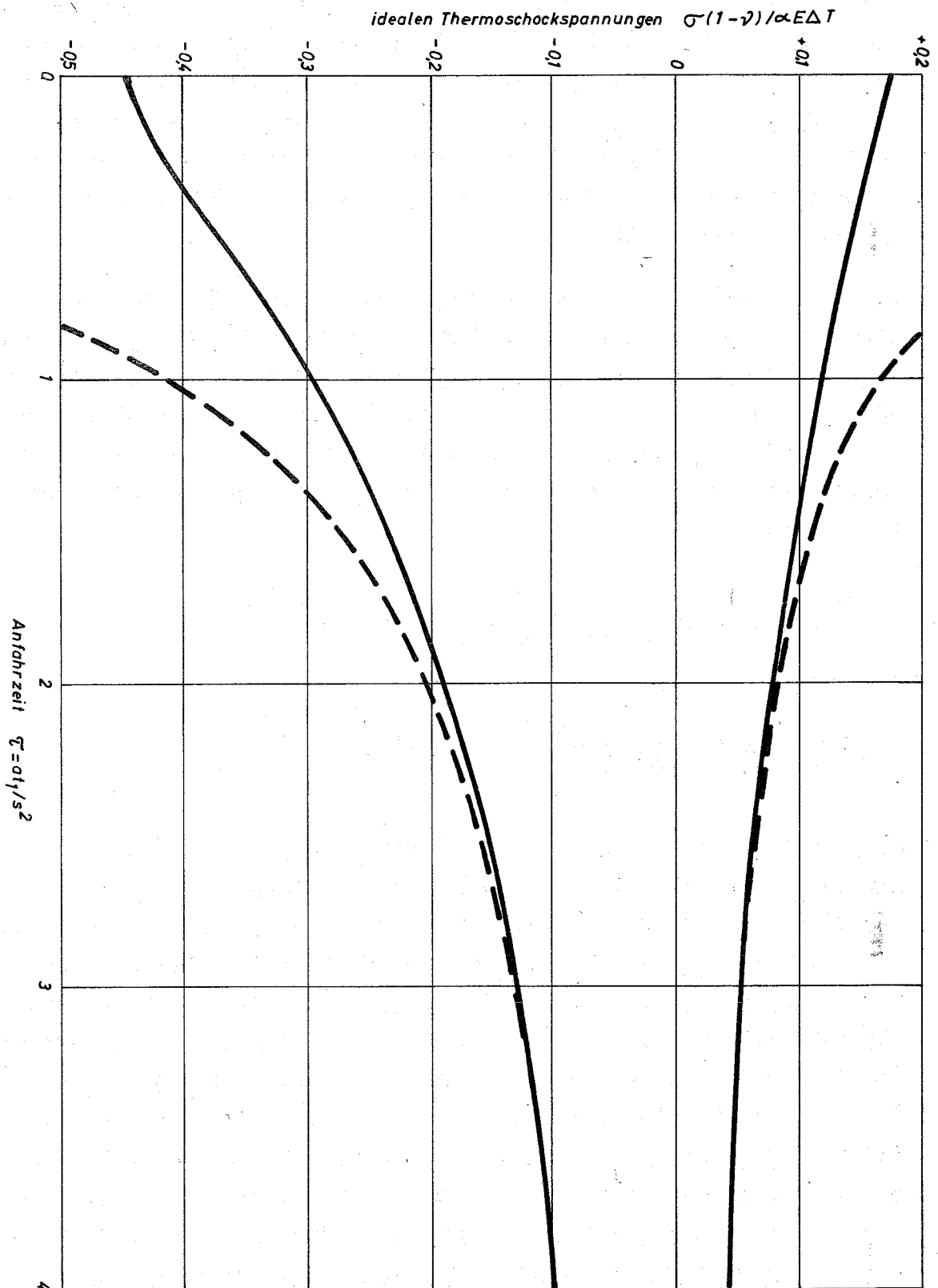


Abb. 45 Auf die idealen Thermoschockspannungen bezogene instationäre Wärmespannungen als Funktion der Anfahrzeit τ
Radienverhältnis $R = 1,5$; $B_1 = 4$

genüber der Temperaturänderung nacheilen. Bei der Behandlung des Thermoschocks wurde bereits darauf hingewiesen. Die einer Anfahrt $\tau_1 \ll 1$ zugeordneten maximalen Spannungen sind deshalb durch die strichpunktierte Linie dargestellt worden. Die Punkte auf der Ordinate gelten für die Anfahrtzeit Null- den Thermoschock- und stellen die nach Abb. 36 und 37 zu erwartenden Thermoschockspannungen dar.

11.2.8 Beispiel

Am Beispiel eines Hohlzylinders 300 x 50 mm aus dem Werkstoff X 8 Cr Ni Nb 16 13 soll die Berechnung der Wärmespannungen mit Hilfe der Abb. 36, 37, 40, 41 und 43 erläutert werden. Der Zylinder hat eine Anfangstemperatur von 200 °C.

Die Temperatur des heizenden Mediums soll

1. sprunghaft von 200 °C auf 400 °C ansteigen.
2. sprunghaft von 200 °C auf 400 °C ansteigen und nach einer Minute ebenso plötzlich auf den Ausgangswert wieder zurückkehren.
3. stetig mit einer Temperaturänderungsgeschwindigkeit von $v_T = 20$ °C/min von 200 °C auf 400 °C erhöht werden.

Die Wärmeübergangszahl wird zu $\alpha_i = 2000$ kcal/m² h °C angenommen.

Für die Stoffwerte werden 300 °C als Bezugstemperatur gewählt. Nach Pich [2] erhält man:

$$\lambda = 19,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \quad ; \quad \frac{\alpha E}{1-\nu} = 0,476 \text{ kp/mm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$a = 0,0163 \text{ m}^2/\text{s} \quad ; \quad \frac{\alpha E}{8a(1-\nu)} = 17 \cdot 10^{-4} \text{ kp min/}^\circ\text{C mm}^4$$

11.2.8.1 Thermoschockspannungen

Die für die maximalen Spannungen ausschlaggebende Biotsche Zahl hat den Wert

$$Bi = \frac{2000 \times 50 \times 10^{-3}}{19,2} = 5,21$$

ist so groß, daß mit Sicherheit der quasistationäre Zustand erreicht wird. Die instationären Spannungen liegen zwischen beiden Extremen. Zu ihrer schnellen Berechnung dienen drei Diagramme in denen das Verhältnis der instationären Spannungen zu den quasistationären Spannungen in Abhängigkeit von der dimensionslosen Zeit τ mit der Biotschen Zahl als Parameter aufgetragen ist.

Obwohl in vielen Fällen die Berechnung der quasistationären Spannungen ausreicht, wird der Bestimmung der instationären Wärmespannungen in Zukunft größere Bedeutung zuzumessen sein, weil größere Wärmespannungen als bisher üblich als zulässig betrachtet werden können. Dehnungswechsel-
festigkeitsversuche bei überelastischer Beanspruchung des verwendeten Werkstoffs haben ergeben, daß selbst große Dehnungsamplituden viele Male wiederholt werden konnten, ohne zu Anrissen zu führen [12, 13, 14]. Die Berechnung der instationären Wärmespannungen stellt eine wesentliche Grundlage für die dann erforderliche Lebensdauerberechnung dar.

11.3 Literaturangabe

- [1] Timoshenko, S.:
Theory of Plates and Shells, Mc Graw-Hill, New York (1959)
- [2] Girkmann, K.:
Flächentragwerke - Springer Verlag, Wien (1959)
- [3] Timoshenko, S.:
Strength of Materials (Part II), D. van Nostrand, Princeton,
(3. Aufl.)
- [4] Dusinberre, G.M.:
Heat Transfer Calculations by Finite Differences.
International Textbook Comp., Scranton, Pen.
- [5] Endres, W.:
Wärmespannungen beim Aufheizen dickwandiger Hohlzylinder.
BBC Mitteilungen 45 (1958), S. 21-28
- [6] Pich, R.:
Die Berechnung der elastischen, instationären Wärmespannungen
in Platten, Hohlzylindern und Hohlkugeln mit quasistationären
Temperaturfeldern. Mitt. VGB, Heft 87/88 (1964)
- [7] Szabo, I.:
Höhere Technische Mechanik, Springer Verlag, Berlin, Göttingen,
Heidelberg (1960)
- [8] Timoshenko, S.:
Theorie of Elasticity, New York Mc Graw-Hill Book Company (1951)
- [9] Melan, E., Parkus, H.:
Wärmespannungen. Wien 1953, Springer Verlag
- [10] Carslaw, H.S. u. Jaeger, J.C.:
Conduction of Heat in Solids. London, Oxford, At the Clarendon
Press (1959)
- [11] Heisler, M.P.:
Transient Thermal Stresses in Slabs and Circular Pressure
Vessels. Journal of Appl. Mech. (June 1953)

- [12] Coffin, L.F.:
A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile
Material. Trans. ASME, vol 76, 1954
- [13] Johansson, A.:
Fatigue of Steels at Constant Strain Amplitude and Elevated
Temperature. Proceedings Colloquium on Fatigue, Stockholm.
Springer Berlin, 1965
- [14] Langer, B.F.:
Design of Pressure Vessels for Low-Cycle Fatigue,
Journal of Basic Engineering, Sept. 1962.