

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM  
KARLSRUHE**

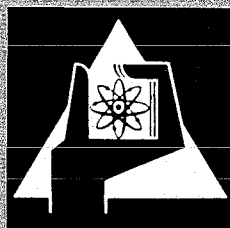
Februar 1972

KFK 1566  
EUR 4725 d

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik  
Projekt Schneller Brüter

Der rekuperative Wärmeaustauscher für einen  
schnellen heliumgekühlten Brutreaktor mit Heliumturbine.

C. Savatteri



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**

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Februar 1972

KFK 1566

EUR 4725 d

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Projekt Schneller Brüter

Der rekuperative Wärmeaustauscher für einen schnellen helium-  
gekühlten Brutreaktor mit Heliumturbine.

von

C. Savatteri\*

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe

---

\*delegiert von EURATOM zum Karlsruher Projekt  
Schneller Brüter



## Zusammenfassung

In einer Anlage mit gasgekühlten schnellen Brutreaktoren und Gasturbine wird im rekuperativen Wärmeaustauscher fast die gleiche Wärmemenge wie im Reaktor übertragen. Sind außerdem die Eintrittstemperaturen von Turbine und Verdichter vorgegeben, so hängt der Wirkungsgrad des Prozesses entscheidend von dem Wärmeaustauscher ab. Um Richtlinien für die endgültige Auslegung des Rekuperators einer 1000 MWe-Anlage zu erhalten, wird eine vorläufige Variationsrechnung durchgeführt. Gegenstand dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses verschiedener Größen (Rohrdurchmesser, Teilungsverhältnis, Druckverlustaufteilung) auf die Baugröße des Wärmeaustauschers. Zum besseren Verhältnis der Zusammenhänge wird die Anlage kurz beschrieben.

## Abstract

In a plant operated by a gas-cooled fast breeder reactor and a gas turbine the amount of heat transferred in the recuperative heat exchanger is almost identical to that in the reactor. In case that the inlet temperatures of the turbine and the condenser are also fixed in advance, the efficiency of the process is decisively dependent on the heat exchanger. In order to obtain guiding lines for the final design of the recuperator of a 1000 MWe plant, a preliminary calculus of variations is carried out. This work investigates the influence various parameters (tube diameter, pitch ratio, loss of pressure distribution) on the size of the heat exchanger. For better understanding of the problems the plant is briefly described.

## Inhalt

1. Einleitung
2. Beschreibung der Anlage
3. Wahl der Bauart des Wärmeaustauschers
4. Berechnungsgrundlagen
5. Ergebnisse der Berechnung
  - 5.1 Grädigkeit
  - 5.2 Druckverlust und Druckverlustaufteilung
  - 5.3 Rohrdurchmesser und Teilungsverhältnisse
  - 5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse
6. Schlußfolgerung

## 1. Einleitung

In einem Gasturbinenkreislauf mit einem gasgekühlten Brutreaktor ist der rekuperative Wärmeaustauscher ein wichtiges Element innerhalb des Kreislaufes wenn wir bedenken, daß für vorgegebene Eintrittstemperatur in Turbine bzw. Verdichter der Wirkungsgrad des geschlossenen Gasturbinenprozesses von dieser Komponente entscheidend abhängt. Der Einfluß des Rekuperators ist in Abb. 1 und 2 dargestellt. Dort ist der Nettowirkungsgrad des Kreislaufes über der Grädigkeit  $\Delta t$  bzw. dem Druckverlust  $\epsilon_{WA}$  des Wärmeaustauschers aufgetragen. Die beiden Diagramme gelten für eine Heliumeintrittstemperatur in die Turbine von  $706^{\circ}\text{C}$ , in den Verdichter von  $30^{\circ}\text{C}$  und für ein Entspannungsverhältnis von 3 [1].

Im Wärmeaustauscher wird das vom Verdichter kommende kalte Helium-Gas durch das von der Turbine kommende entspannte aber noch warme Gas vorgewärmt, bevor es in den Reaktor eintritt. Die übertragene Wärmemenge ist fast gleich der im Reaktor [2]. Das deutet darauf hin, wie wichtig und schwierig die Auslegung dieses Apparates ist.

Aufgabe dieser Arbeit ist es den Einfluß unterschiedlicher geometrischer Parameter auf die Baugröße des Wärmeaustauschers zu untersuchen, um einen Überblick für die Vorauslegung zu erhalten.

## 2. Beschreibung der Anlage

Um die Zusammenhänge besser verstehen zu können, wird die Anlage kurz beschrieben. Es handelt sich um eine Einwellenanlage von 1000 MWe, wobei für die wärmeaustauschenden Apparate je sechs Einheiten parallel geschaltet sind. Die schematische Anordnung der einzelnen Komponenten ist in Abb. 3 (oben) dargestellt, im i-s Diagramm sind die Hauptdaten (Druck und Temperatur) des Kreislaufes enthalten.

Im Punkt 1 (Abb.3) tritt das Arbeitsmedium in den Niederdruckverdichter ein, wird dort verdichtet (von 1 nach 2), im Zwischenkühler rückgekühlt (von 2 nach 3) und im Hochdruckverdichter auf den maximalen Prozeßdruck gebracht (von 3 nach 4). Anschließend wird das Gas im Wärmeaustauscher vorgewärmt (von 4 nach 5) und im Reaktor auf die höchste Temperatur des Prozesses erhitzt (von 5 nach 6). In der Turbine wird das Gas entspannt (von 6 nach 7) und gibt im Wärmeaustauscher einen Teil der noch in ihm enthaltenen Wärme (von 7 nach 8) an das vom Hochdruckverdichter kommende Arbeitsmedium ab. Im Vorkühler wird das Gas schließlich wieder auf die niedrigste Temperatur des Prozesses abgekühlt (von 8 nach 1). Damit ist der Kreislauf geschlossen.

Einen möglichen Aufbau der Anlage zeigt Abb.4. Alle Komponenten sind in einem Spannbetonbehälter untergebracht, in einer vollintegrierten Anordnung. Im Zentrum des zylindrischen Spannbetonbehälters liegt die Reaktorkaverne, die durch einen etwa 4m dicken ausbaubaren Deckel abgedichtet ist. Um das Core befinden sich symmetrisch angeordnet sechs Durchbrüche, in denen sich jeweils ein Wärmeaustauscher (3), ein Vorkühler (4) und ein Zwischenkühler (5) befindet. Unterhalb der Reaktorkaverne befinden sich ein Raum für die Reservespeicherung (11) und zwei Räume für Brennelementlagerung (10), dazwischen ist der Raum für die Brennelementwechsellmaschine. Schließlich ist im unteren Teil des Spannbetonbehälters der Turbosatz (2) untergebracht. Der Aufbau der Anlage ist auch sehr wichtig für die Auslegung des Wärmeaustauschers, weil z.B. bei vollintegrierter Anordnung der Platzbedarf von entscheidender Bedeutung ist.



### 3. Wahl der Bauart des Wärmeaustauschers

Von den möglichen Wärmeaustauschelementen wurden in [3] vor allem Platten, Drahtgeflechte und Rohre untersucht. Aber wegen der großen Druckunterschiede (ca. 70 Kp/cm<sup>2</sup>) sind Platten und aus konstruktiven Gründen sind Drahtgeflechte für einen 1000 MWe gasgekühlten Brutreaktor mit Gasturbine nicht geeignet. Rohre sind das herkömmliche Wärmeaustauschelement. Die Austauscherfläche ist verhältnismäßig teuer, aber ihre Herstellung ist einfacher und bekannter, und was wichtig ist, sie übernimmt große Druckdifferenzen. Die Rohre können in verschiedenen Formen eingesetzt werden. Helixrohre sind besonders geeignet, wegen dem großen Durchtrittflächenverhältnis, wenn die Durchsätze in beiden Seiten sehr unterschiedlich sind. U-Rohre sind gut für Wärmeaustauscher, die nicht so viel Rohre benötigen und wenn das einzelne Rohr zu lang würde, um es in einer technisch sinnvoll dimensionierten Schale unterbringen zu können [3]. Deshalb wurde ein Typ gewählt dessen Konstruktion in Abb.5 skizziert ist. Es handelt sich um einen Rohrbündel-Wärmeaustauscher mit geraden und glatten Rohren, wobei das Arbeitsmedium (Helium) im Kreuzgegenstrom strömt. Wegen Betriebssicherheit, geringem Platzbedarf und einfacher Konstruktion erscheint diese Bauweise für die oben geschriebene Anlage am günstigsten zu sein.

Die Verwendung von Rippenrohren hätte den Wärmeübergang wesentlich verbessert, und demzufolge wäre der Rekuperator kleiner, aber wegen der Gefahr der Kontaminierung und ihrer schlechten Zugänglichkeit, muß von ihrer Verwendung abgesehen werden. Da auf eine betriebssichere Konstruktion viel Wert gelegt wird, wählen wir glatte Rohre. Im Gegensatz zu Gegenstrom wo der äußere Wärmeübergang ungünstig liegt und zu Kreuzstrom wo mit einer kleinen wirksamen mittleren Temperaturdifferenz zu rechnen ist, hat der gewählte Kreuzgegenstrom einen guten Wärmeübergang und eine große wirksame Temperaturdifferenz, die mit der Anzahl der Umlenkungen wächst [4, 5].

Das von der Turbine kommende entspannte Helium tritt bei a in den Mantel des Wärmeaustauschers ein (Abb. 5), wird mehrfach umgelenkt durch die Umlenkbleche und tritt bei b wieder aus. Während das vom HD-Verdichter kommende Helium bei C in den Wärmeaustauscher

eintritt, die Rohre des kreisförmig angeordneten Rohrbündels durchströmt und den Wärmeaustauscher bei d verläßt. Innerhalb des Rohrbündels sind die Rohre jeweils auf den Eckpunkten eines gleichseitigen Dreiecks angeordnet, Abb.5. Würde das Hochdruckgas um die Rohre strömen, dann brauchte man einen sehr dickwandigen und damit sehr teuren Mantel und zum anderen könnte man nicht aus konstruktiven Gründen ein optimales Strömung-Querschnitts-Verhältnis zwischen Hoch- und Niederdruckseite realisieren. Deshalb wurde das Hochdruckgas in die Rohre verlegt.

#### 4. Berechnungsgrundlagen

Die Hauptdaten für die Berechnung des Wärmeaustauschers der 1000 MWe-Anlage sind aus [2] entnommen und in Tabelle I zusammengefaßt. Bei der Auslegung des Wärmeaustauschers geht man von der Grundgleichung der Wärmeübertragung

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

aus. Q ist die zu übertragende Wärmemenge, K die Wärmedurchgangszahl, F die notwendige Austauschfläche und  $\Delta t_m$  die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Kreuzgegenstromwärmeaustauschers. Sie ist gegeben von

$$\Delta t_m = \varepsilon^* \frac{\Delta t_h - \Delta t_k}{\ln \Delta t_h / \Delta t_k} \quad (1a)$$

wobei  $\varepsilon^*$  ein Korrekturfaktor für den Kreuzgegenstrom ist. Dieser Faktor wächst mit der Anzahl der Umlenkungen, wie die Näherungsformel von Dingler [5] zeigt:

$$\varepsilon^* = \left( \frac{T_{NE} - T_{HE}}{T_{NA} - T_{HA}} \right)^{-\frac{0.6}{u}} \lg \left( \frac{T_{NE} - T_{HE}}{T_{NE} - T_{HA}} \right) \quad (1b)$$

Für die Wärmedurchgangszahl sind die Gleichungen [4, 6] zu entnehmen. Für die wirklich benötigte Austauschfläche wurde aus Sicherheitsgründen ein Zuschlag von 25% zu der berechneten Wärmeleistung gemacht. Der Berechnung des Druckverlustes  $\Delta P$  im Rohr wurde die folgende Gleichung zugrunde gelegt:

$$\Delta P_i = \lambda \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (2)$$

mit dem dimensionslosen Verlustbeiwert  $\lambda$  [8], dem Verhältnis der Rohrlänge  $L$  zu Durchmesser  $d_i$ , der Dichte  $\rho$  des Heliums und der Strömungsgeschwindigkeit  $w$ .

Bei der Strömung um die Rohre, quer zum Rohrbündel, errechnet sich der Druckverlust aus:

$$\Delta P_M = n \cdot \psi \frac{\rho}{2} w^2 \quad (3)$$

wobei  $n$  die Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen und  $\psi$  ein Faktor, der von der Re-Zahl und dem Teilungsverhältnis abhängt [8], bedeuten. Da die Rohre auf einem Kreisring angeordnet sind und immer eine ganze Zahl von Rohren auf dem Kreisumfang angebracht sein müssen, kann die Teilung  $P$  (Abb.5) natürlich nicht streng eingehalten werden, deshalb ist für diese parametrische Studie die Teilung als Mittelwert zu interpretieren, der zwischen Rohrkorbinnendurchmesser und Rohrkorbaußendurchmesser konstant bleibt.

## 5. Ergebnisse der Berechnung

Für diese Studie wurde der Einfluß verschiedener Parameter (Druckverlust, Rohrdurchmesser, Teilungsverhältnis, Grädigkeit) auf die Baugröße des Wärmeaustauschers untersucht. Alle Ergebnisse, die im Folgenden kurz diskutiert werden, sind in Abb. 6 bis 13 dargestellt. Die Ausgangsdaten für die Berechnung des Wärmeaustauschers sind in Tabelle 1 enthalten.

### 5.1 Grädigkeit des Wärmeaustauschers

Die Grädigkeit des Wärmeaustauschers ist von entscheidender Bedeutung für die Austauschfläche und damit für die Baugröße und die Kosten dieses Aggregats. Mit Grädigkeit bezeichnet man die Temperaturdifferenz des Arbeitsmittels zwischen ND-seitigem Eintritt und HD-seitigem Austritt des Wärmeaustauschers. Mit wachsender Grädigkeit sinkt die Fläche stark ab, andererseits steigt die thermische Leistung des Reaktors und damit erhöhen sich dessen Kosten, ebenso steigen die Betriebskosten durch den erhöhten Brennstoffverbrauch an. In erster Näherung kann man annehmen, daß die Kosten des Wärmeaustauschers proportional der Austauscherfläche sind. Mit dieser Annahme ist in Abb. 6 der Verlauf der relativen Kosten des WA als Funktion der Grädigkeit gezeigt. Man erkennt, daß eine Zunahme der Grädigkeit von 30 bis 60 Grad einer Kostenverminderung in Höhe von 68,5% entspricht aber andererseits der Wirkungsgrad um 2,8 Punkte sinkt (Abb.1). Als Kompromiß wird eine Grädigkeit von 45 Grad für die weitere Variationsrechnung festgelegt. Übrigens führt dieser Wert, wie in [7] erläutert ist, für Anlagen mit schnellen gasgekühlten Brutreaktoren und Gasturbinen zu wirtschaftlichen Stromerzeugungskosten.

## 5.2. Druckverlust und Druckverlустаufteilung

Weiterhin untersucht wird die Aufteilung des Gesamtdruckverlustes des Wärmeaustauschers auf Niederdruck- und Hochdruckseite. In Abb.7 sind über dem Druckverlust auf der Niederdruck- bzw. Hochdruckseite des WA die Austauschfläche, die Anzahl der Rohre, die freie Rohrlänge und der Manteldurchmesser aufgetragen. Die Kennwerte gelten für eine Anzahl der Umlenkung  $U=10$  ein Teilungsverhältnis  $P/da=1,7$  und ein Rohraußendurchmesser  $da=10\text{mm}$ . Da der Druckverlust auf der ND-Seite der Rohrreihenzahl direkt proportional ist (Gleichung 3), steigt die Anzahl der Rohre mit wachsendem  $\epsilon_{ND}$  stark an. Weil der Gesamtdruckverlust im Wärmeaustauscher konstant vorgegeben ist, muß der Druckverlust auf der HD-Seite fallen, womit die freie Rohrlänge abnimmt. Die Austauschfläche, die proportional der Rohrzahl und der freien Rohrlänge ist, weist ein deutliches Minimum auf.

$$F = \pi \cdot d_a \cdot l_F \cdot z_{ges} \quad (4)$$

Zumeist liegt der Bereich minimaler Austauschflächen und damit optimaler Wärmedurchgangszahlen bei einem Anteil von 45 bis 50% vom Gesamtdruckverlust des Wärmeaustauschers auf der ND-Seite.

Höhere Druckverluste im Wärmeaustauscher bedeuten höhere Reynolds-Zahl und damit bessere Wärmeübergangszahl und dadurch kleinere Austauschfläche, wie Abb. 8 zeigt. Aber man kann nicht die Gesamtdruckverluste beliebig hoch wählen, weil gleichzeitig der Wirkungsgrad der Anlage sinkt (Abb.2). Man wählt einen Kompromiß zwischen Anlage-Kosten und Betriebskosten. Hier wurden Gesamtdruckverluste von 3.4% zugrundegelegt.

## 5.3 Variation des Rohrdurchmessers und des Teilungsverhältnisses

Von entscheidender Bedeutung für die Auslegung des Wärmeaustauschers ist der Rohrdurchmesser. Die Ergebnisse einer Variationsrechnung des Rohrdurchmessers sind in Abb.9 bis 13 aufgetragen. Bei Verkleinerung des Rohrdurchmessers steigt die Geschwindigkeit des Gases im Rohr, und bei vorgegebenen Druckverlusten im Rohr sinkt die freie Rohrlänge

stark ab (Abb.9). Die steigende Geschwindigkeit erhöht den Wärmeübergang, und damit nimmt die Austauscherfläche ab (Abb.10) und es ist denkbar, daß das Bauvolumen kleiner wird. Dieses ist definiert als

$$V = \frac{\bar{j}_1}{4} D_M^2 l_F \quad (5)$$

wobei  $D_M$  der Manteldurchmesser und  $l_F$  die freie Rohrlänge ist. Andererseits aber steigt die Anzahl der Rohre und damit der Manteldurchmesser Abb.11 und 12. Wie Abb.13 zeigt, wird die erwartete Verminderung des Volumens des Wärmeaustauschers bei kleinerem Rohrdurchmesser nicht erzielt. Die Verkleinerung des Rohrdurchmessers wirkt sich, wie die Ergebnisse zeigen, ausschließlich dahin aus, daß der Wärmeaustauscher kürzer wird, nicht aber dahin, daß der Manteldurchmesser abnimmt. In den gleichen Diagrammen 9 bis 12 ist der Einfluß des Teilungsverhältnisses aufgezeigt. Die Verringerung der Rohrteilung ist eine Maßnahme bei der die Strömungsgeschwindigkeit auf der ND-Seite erhöht und der Wärmeübergang verbessert wird. Deshalb, wie übrigens zu erwarten, reduziert sich die Austauscherfläche, Abb.10, ziemlich stark, während die Anzahl der Rohre und die Rohrlänge praktisch unabhängig vom Teilungsverhältnis sind (Abb.9 und 11). Gleichzeitig würden sich aber die Druckverluste auf der ND-Seite, die nur von der Rohrreihenzahl abhängen, vermindern, weil die erforderlichen Rohre auf weniger Teilkreisen untergebracht werden müßten. Da aber der Druckverlust auf der ND-Seite vorgegeben ist, wird der Manteldurchmesser und damit das Volumen größer (Abb.12, 13).

#### 5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Um einen Überblick über die Baugröße des Wärmeaustauschers der beschriebenen Art für einen Vorentwurf zu bekommen, sind die Ergebnisse in Abb.14 zusammengefaßt. Dieses Diagramm geht von einem Gesamtdruckverlust im Wärmeaustauscher von 3.4% aus, von denen 50%

auf die ND-Seite und 50% auf die HD-Seite entfallen. Die Druckverluste sind nicht als die absoluten, sondern als die auf den jeweiligen Eintrittsdruck bezogenen relativen Druckverluste zu interpretieren. Die Anzahl der Umlenkungen ist 10 und die Temperaturdifferenz am heißen Ende 45 Grad. Die Größen, die in Abb.14 gezeigt werden, sind bezogen auf eine von den sechs Einheiten, die für die 1000 MWe-Anlage vorgesehen sind. Die übrigen Größen sind der Tabelle 1 zu entnehmen.

Für einen gewählten Rohraußendurchmesser  $d_a$  und ein Teilungsverhältnis  $P/d_a$  kann man sofort die Anzahl der Rohre, die freie Rohrlänge und den Manteldurchmesser ablesen, während man mit der Gleichung 4 die Austauscherfläche errechnen kann. In dem eingezeichneten Beispiel wurde  $d_a=12\text{mm}$  und  $P/d_a=1,4$  gewählt, es ergibt sich ein Wärmeaustauscher mit folgenden Daten:

freie Rohrlänge	15.1 m
Manteldurchmesser	4.38 m
Anzahl der Rohre	$1.3 \times 10^4$
Austauscherfläche	$7400 \text{ m}^2$



## 6. Schlußfolgerung

Die Wahl der Auslegungspunkte eines WA ist ein sehr komplexes Problem, weil verschiedene Gesichtspunkte zu berücksichtigen sind: nämlich Realisierbarkeit und Wirtschaftlichkeit des Wärmeaustauschers selbst und im Rahmen der Anlage. Nehmen wir in erster Näherung an, daß die Kosten des WA proportional der Austauschfläche sind, dann ist nach Abb.10 ein Wärmeaustauscher zu wählen, der ein extrem kleines Teilungsverhältnis und auch einen kleinen Rohrdurchmesser hat. Aus konstruktiven Gründen sollte eine Mindestbreite zwischen den Bohrungen von 4.5mm nicht unterschritten werden, dann muß aber das Teilungsverhältnis größer als 1.4 sein. Andererseits vergrößern kleine Teilungsverhältnisse den Manteldurchmesser des Wärmeaustauschers, während die freie Rohrlänge sich sehr wenig verringert, d.h. der Wärmeaustauscher wird dicker aber nicht kürzer, und damit vergrößert sich der Platzbedarf, wie Abb. 13 zeigt.

Die Wahl des Rohrdurchmessers wird nach unten durch die stark ansteigende Anzahl von Rohren und damit durch die Erhöhung der Herstellungskosten eingeschränkt, nach oben durch Vergrößerung der Rohrlänge, die zu nicht mehr transportablen Baugrößen führt.

Trotz dieser gegensätzlichen Maßnahmen kann man abschließend nach den Ergebnissen dieser ersten vorläufigen Variationsrechnung sagen, daß der günstigste Auslegungspunkt bei einem Teilungsverhältnis  $> 1.4$  und einem Rohrdurchmesser  $\leq 12\text{mm}$  für die vorgegebene Grädigkeit und den Gesamtdruckverlust liegt. Eine genaue Festlegung der oben genannten Größen kann man nur durch eine Wirtschaftlichkeitsrechnung finden.

Ich danke Herrn D.Artz für seine Mitarbeit bei der konstruktiven Zugrundelegung der vollintegrierten Anordnung und Fertigung der Diagramme.

S y m b o l e

$\Delta t$	Grad	Grädigkeit des Wärmeaustauschers
$\epsilon$	%	Relative Druckverluste
d	mm	Rohrdurchmesser
D	m	Manteldurchmesser
l	m	Länge
Z	-	Anzahl der Rohre
F	m <sup>2</sup>	Austauschfläche
K	Kcal/m <sup>2</sup> ·h·Gr	Wärmedurchgangszahl
$\Delta P$	Kg/cm <sup>2</sup>	Druckverlust
V	m <sup>3</sup>	Volumen
Q	kcal/h	Übertragene Wärmemenge
U	-	Anzahl der Umlenkung
T	°C	Temperatur

I n d i z e s

WA	Wärmeaustauscher
i	innen
a	außen
NE	Niederdruckseite Eintritt des WA
NA	" Austritt des WA
HE	Hochdruckseite Eintritt des WA
HA	" Austritt des WA
HD	Hochdruckseite des WA
ND	Niederdruckseite des WA
Ges	Gesamte
M	Mantel
m	Mittlere
h	heißes Ende des WA
K	kaltet Ende des WA

L i t e r a t u r

- [1] Dalle Donne, M.:  
Gasbrüter-Memorandum  
KFK-Bericht 1375 (1971)
- [2] Savatteri, C.:  
Geschlossener Gasturbinenkreislauf für einen 1000 MWe gasgekühlten  
schnellen Brutreaktor  
KFK-Bericht 1409, EUR 4578d (1971)
- [3] Burgmüller, P. und Roduner, H.:  
Der Rekuperator für einen schnellen Leistungsreaktor von  
1000 MWe mit direktem Gasturbinenkreislauf.  
BWK Bd. 21(1969) Nr. 10
- [4] VDI-Wärmeatlas - Düsseldorf:  
VDI-Verlag (1963)
- [5] Dingler, J.:  
Kreuz- und Kreuzgegenstrom bei Lufterhitzen.  
Energie 3 (1951)
- [6] Hausen, H.:  
Neue Gleichungen für den Wärmeübergang bei freier oder er-  
zwungener Strömung.  
Allgemeine Wärmetechnik (1959)
- [7] Frutschi, H.U.:  
Gasturbinen für He-gekühlte Kernreaktoren.  
Technica Nr. 10 (1969) S. 931-935
- [8] Bammert, K., Kläukens, H., Mukherjee, S.K.:  
Auslegung und Konstruktion von Wärmeaustauschern für geschlossene  
Gasturbinenanlagen.  
BWK Bd. 22 (1970)

T a b e l l e 1

Ausgangsdaten des Wärmeaustauschers der 1000 MWe-Anlage  
(Je 6 Einheiten)

Durchsatz innen	kg/sec	264.8
Durchsatz außen	"	265.7
Gaseintrittstemperatur Niederdruckseite	°C	388.7
" Hochdruckseite	"	122.1
Gasaustrittstemperatur Niederdruckseite	"	168.15
" Hochdruckseite	"	343.7
Gesamtdruckverlust	%	3.4
Grädigkeit	Grd	45
Übertragene Wärmemenge	Gcal/h	262.8
Druck an Niederdruckseite Eintritt	kp/cm <sup>2</sup>	32.03
" " Hochdruckseite Eintritt	"	101.73



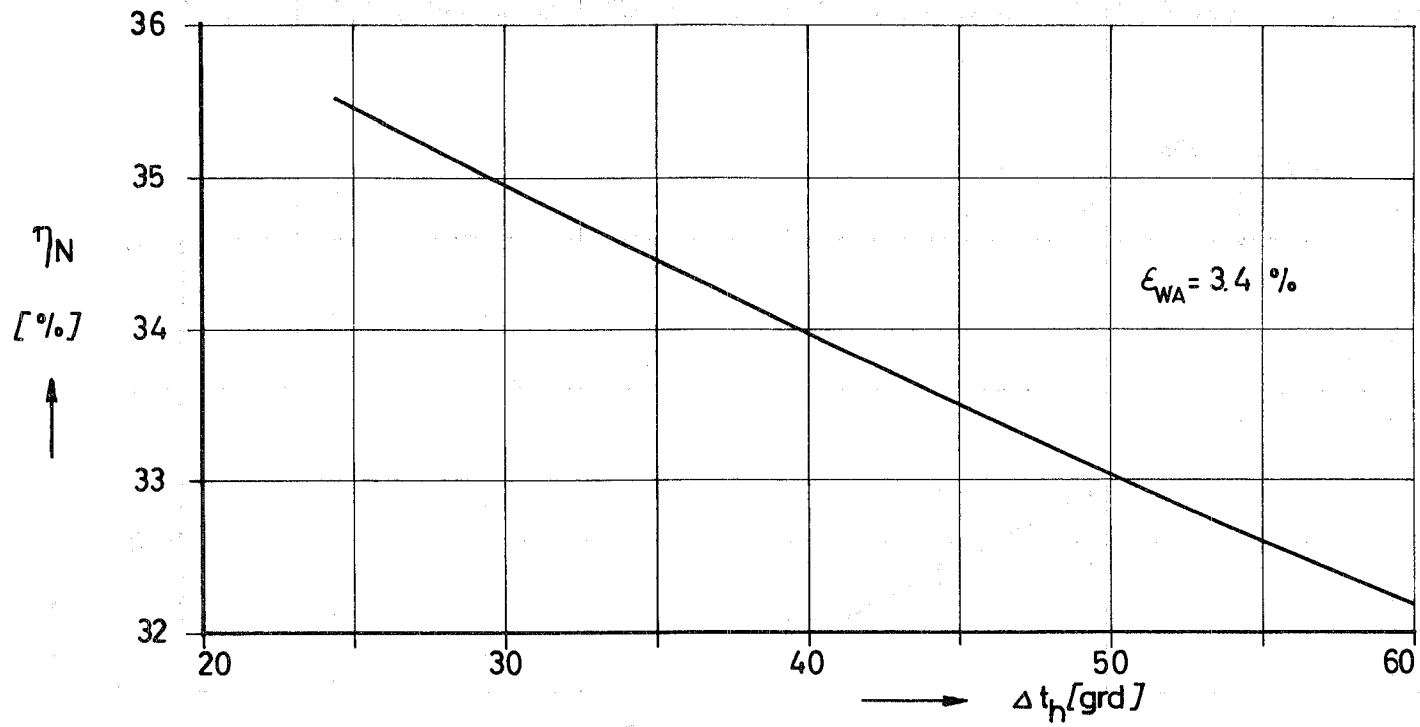


Abb.1 Nettowirkungsgrad  $\eta_N$  als Funktion der Grädigkeit  $\Delta t_h$

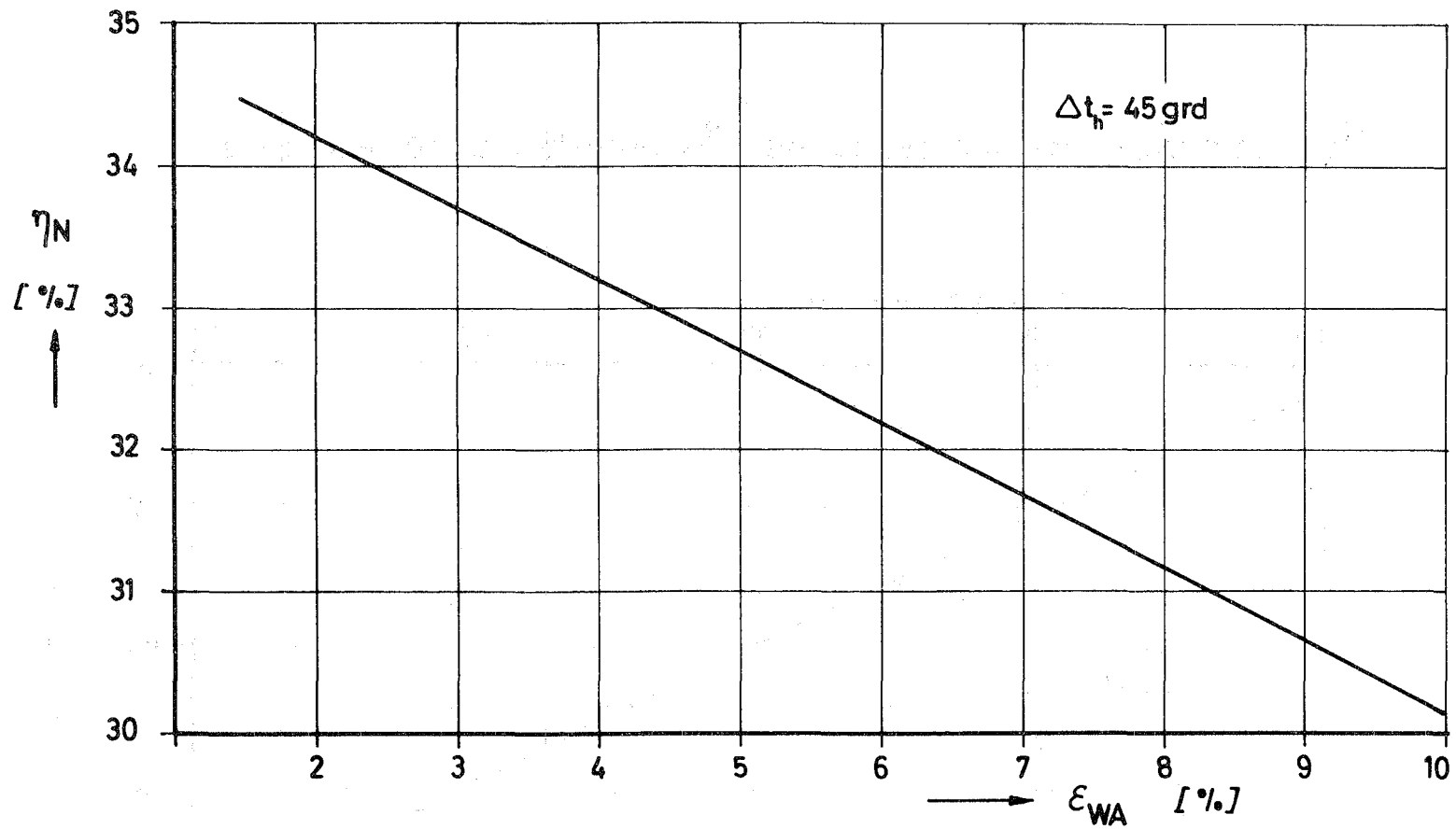
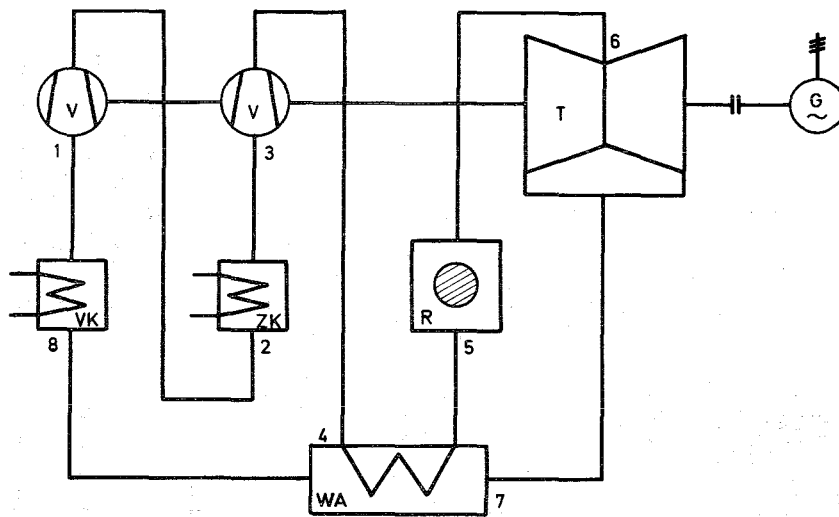


Abb. 2 Nettowirkungsgrad  $\eta_N$  als Funktion des Druckverlustes  $\epsilon_{WA}$





Kreislaufschema einer 1000-MWe - Heliumturbinenanlage

R = Reaktor      VK = Vorkühler      V = Verdichter  
 T = 2-flutige Turbine      ZK = Zwischenkühler      WA = Wärmeaustauscher

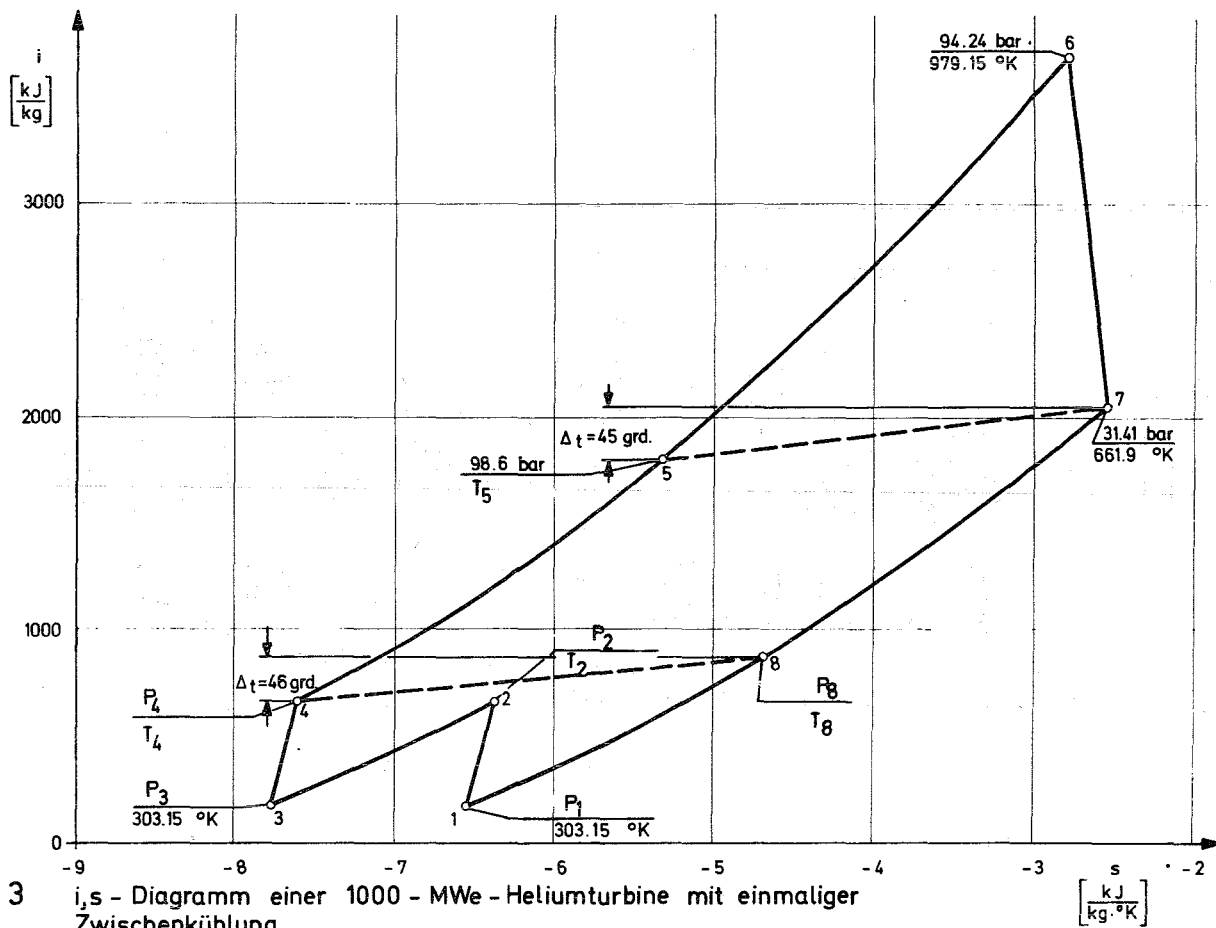
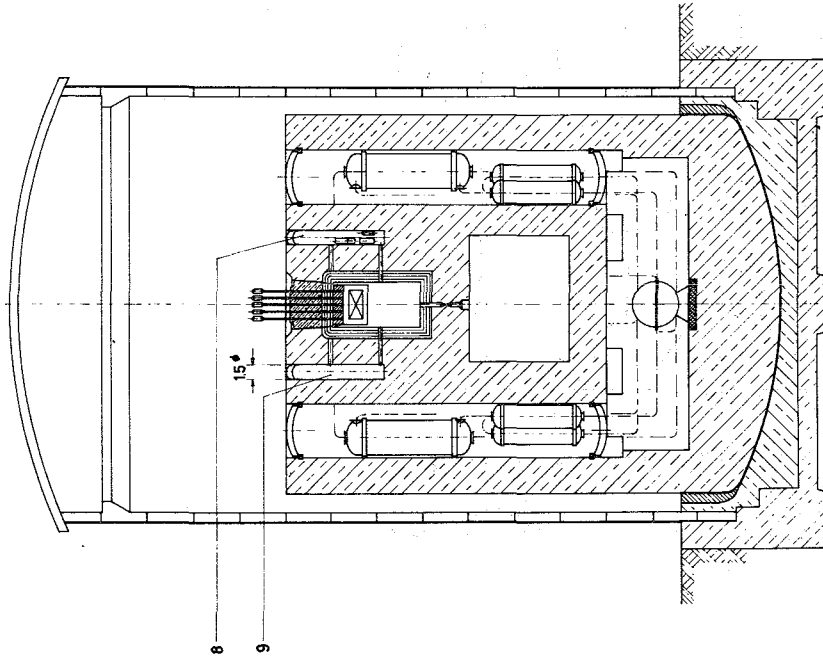
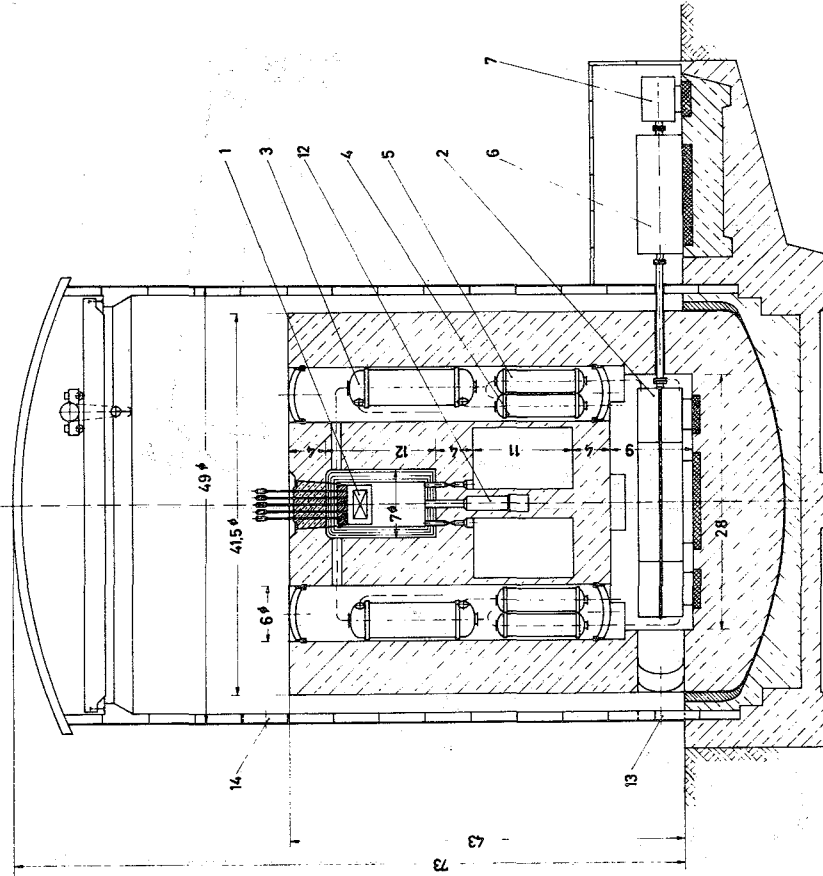


Abb. 3  $i,s$  - Diagramm einer 1000 - MWe - Heliumturbinen mit einmaliger Zwischenkühlung

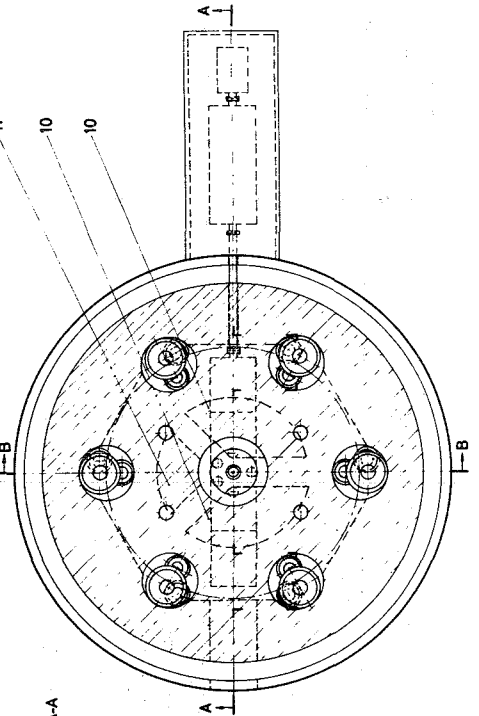


Schnitt B-B

- |   |                  |       |                    |
|---|------------------|-------|--------------------|
| 1 | REAKTOR          | 7     | ANWURFMOTOR        |
| 2 | TURBOSATZ        | 8,9   | NOTKÜHLSYSTEM      |
| 3 | WÄRMEAUSTAUSCHER | 10    | RESERVEGASSPEICHER |
| 4 | VORKÜHLER        | 11    | BE-LAGER           |
| 5 | ZWISCHENKÜHLER   | 12    | BE-WECHSELMASCHINE |
| 6 | GENERATOR        | 13,14 | MONTAGEÖFFNUNG     |



Schnitt A-A



1000MWe-Kraftwerk

Abb. 4

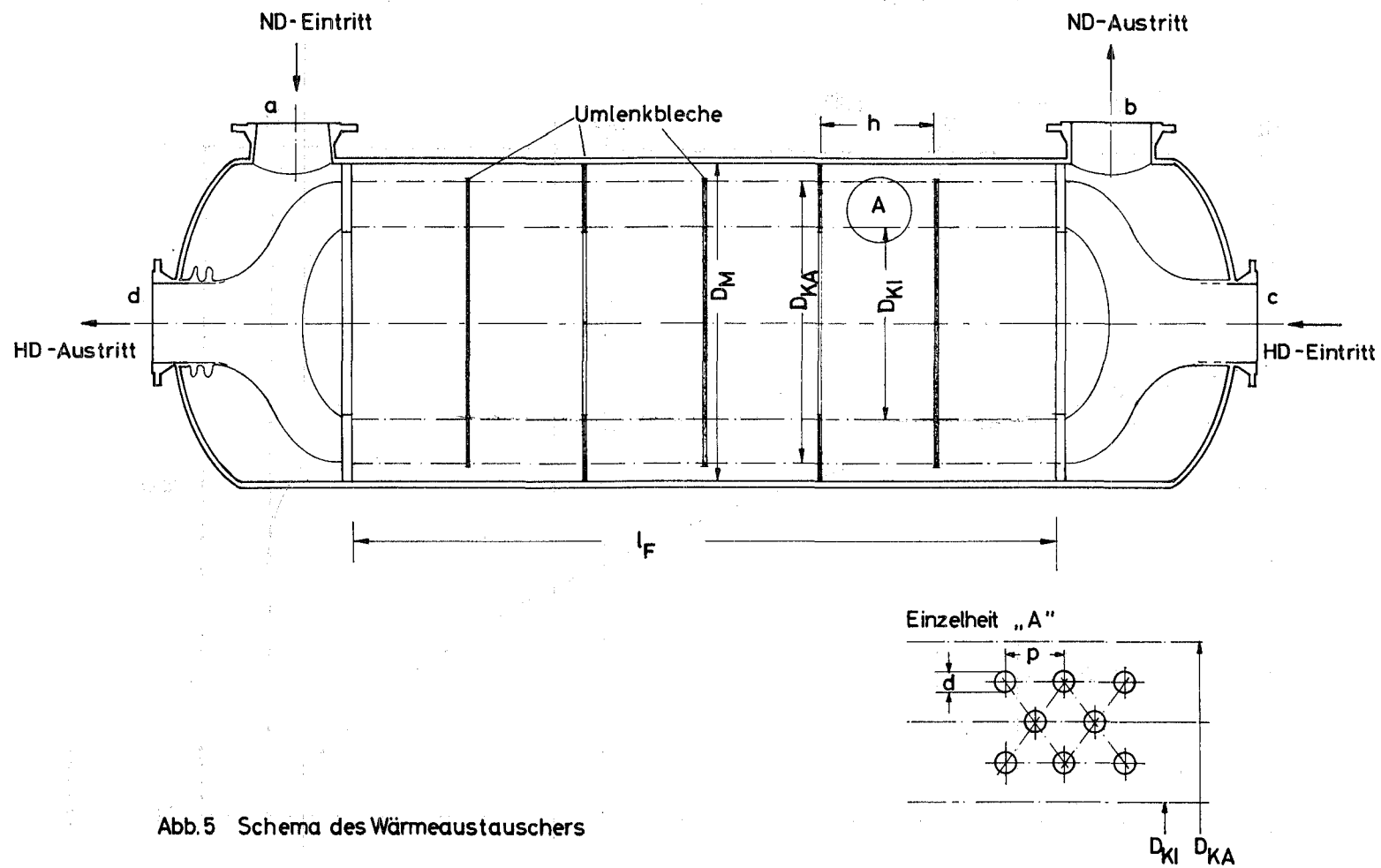


Abb.5 Schema des Wärmeaustauschers

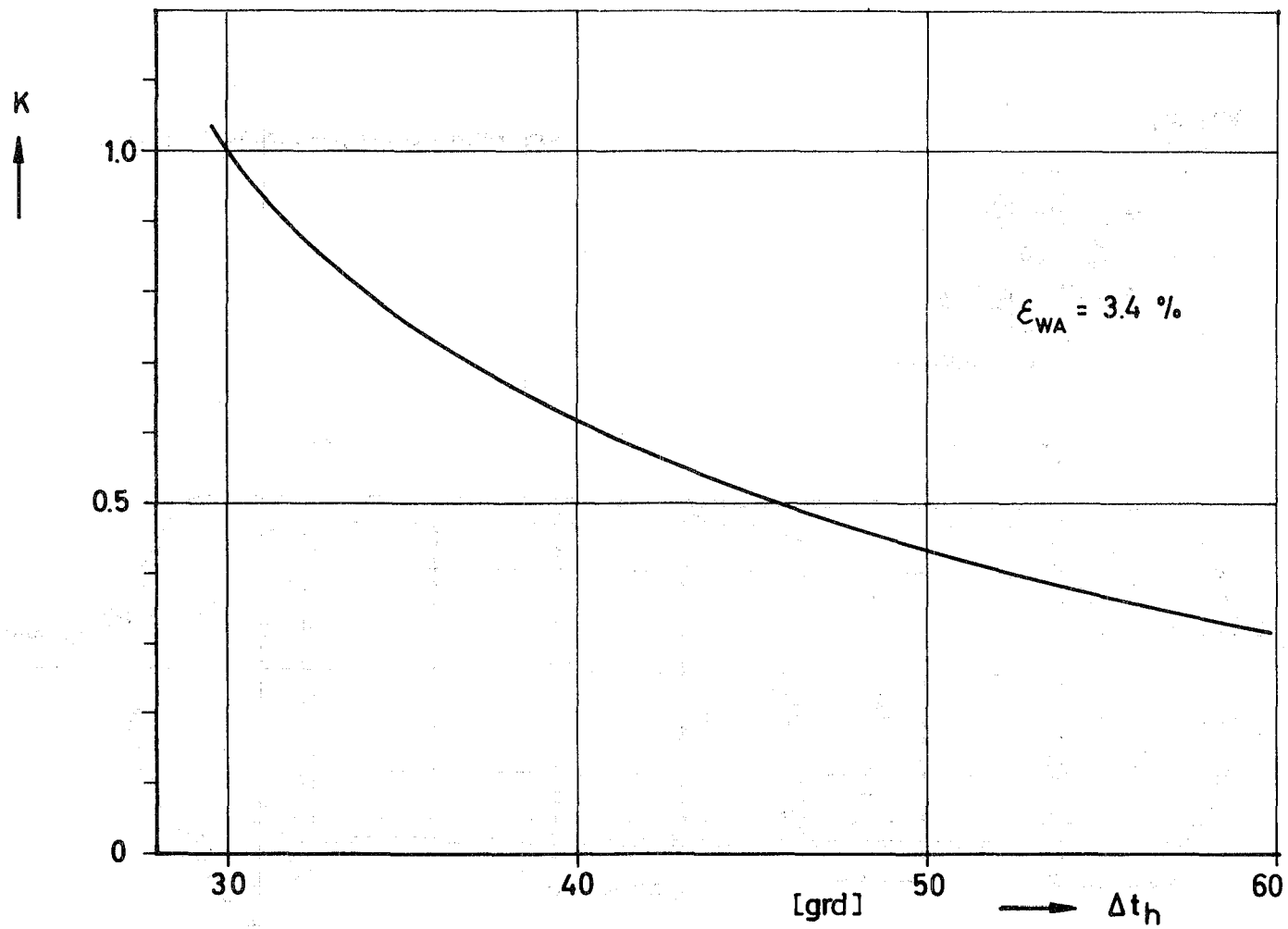


Abb.6 Relative Kosten  $K$  des WA als Funktion der Gradigkeit  $\Delta t_h$

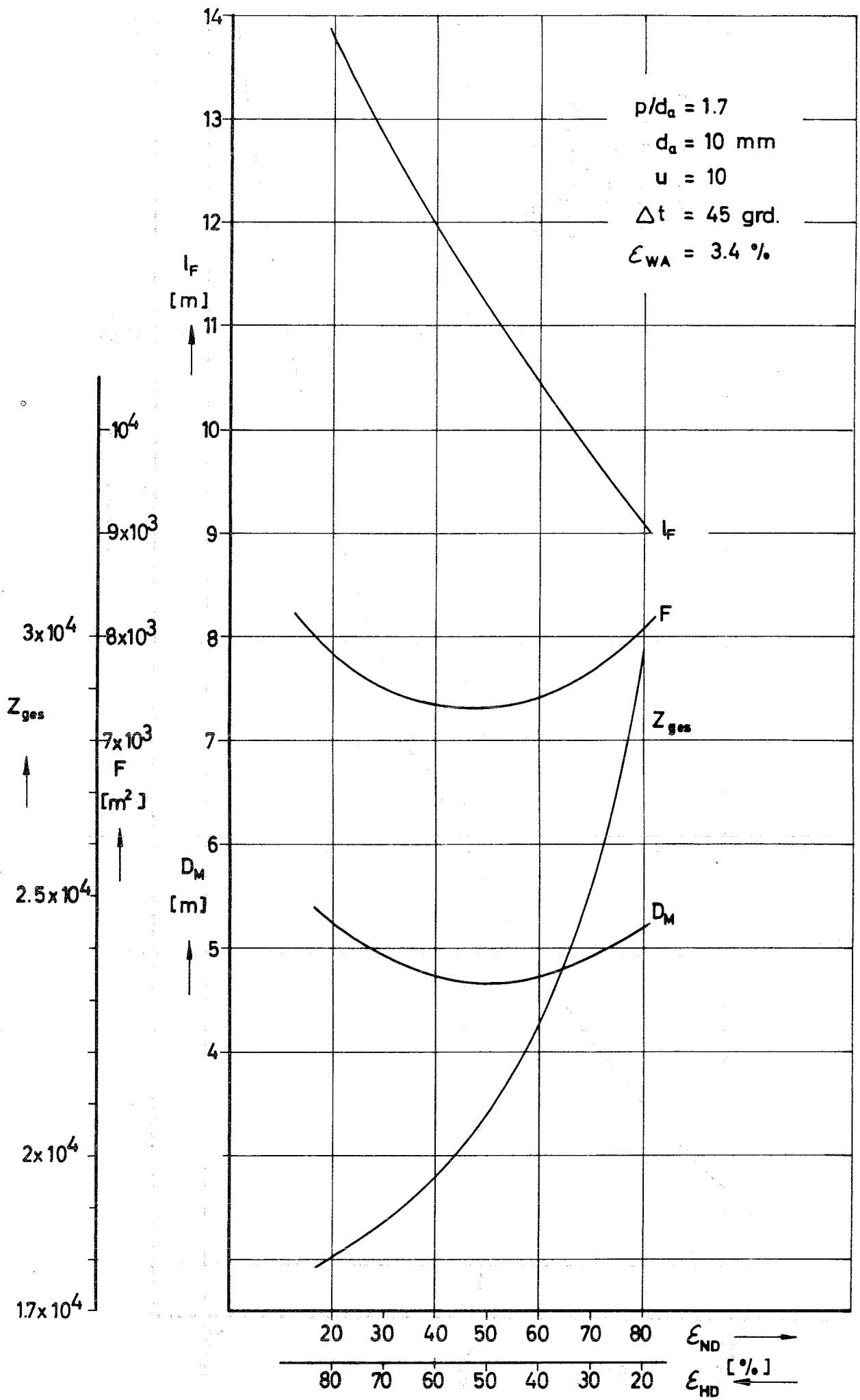


Abb.7 Baugröße als Funktion der Druckverlustaufteilung im WA

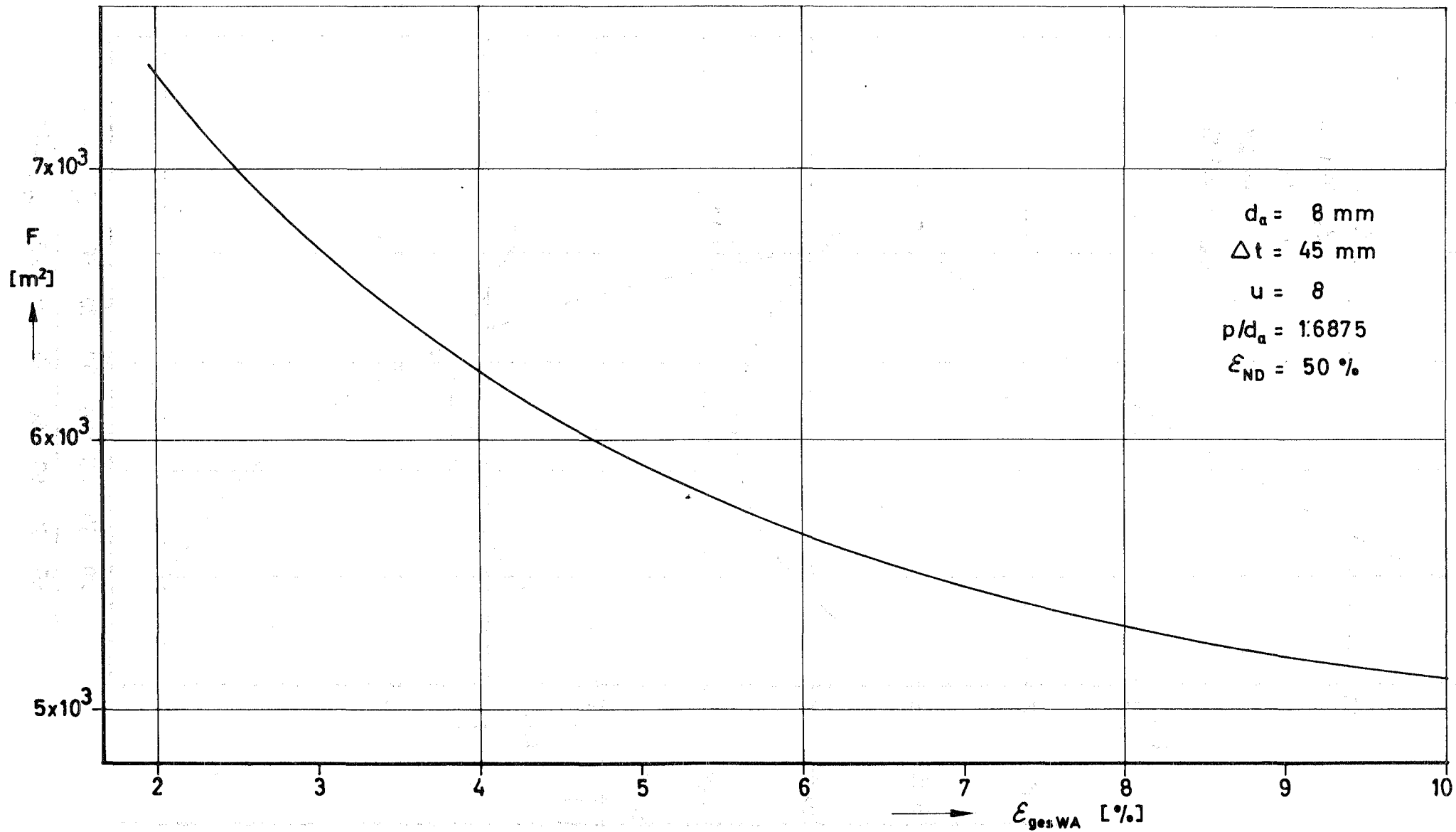


Abb. 8 Austauschfläche als Funktion des Gesamtdruckverlustes

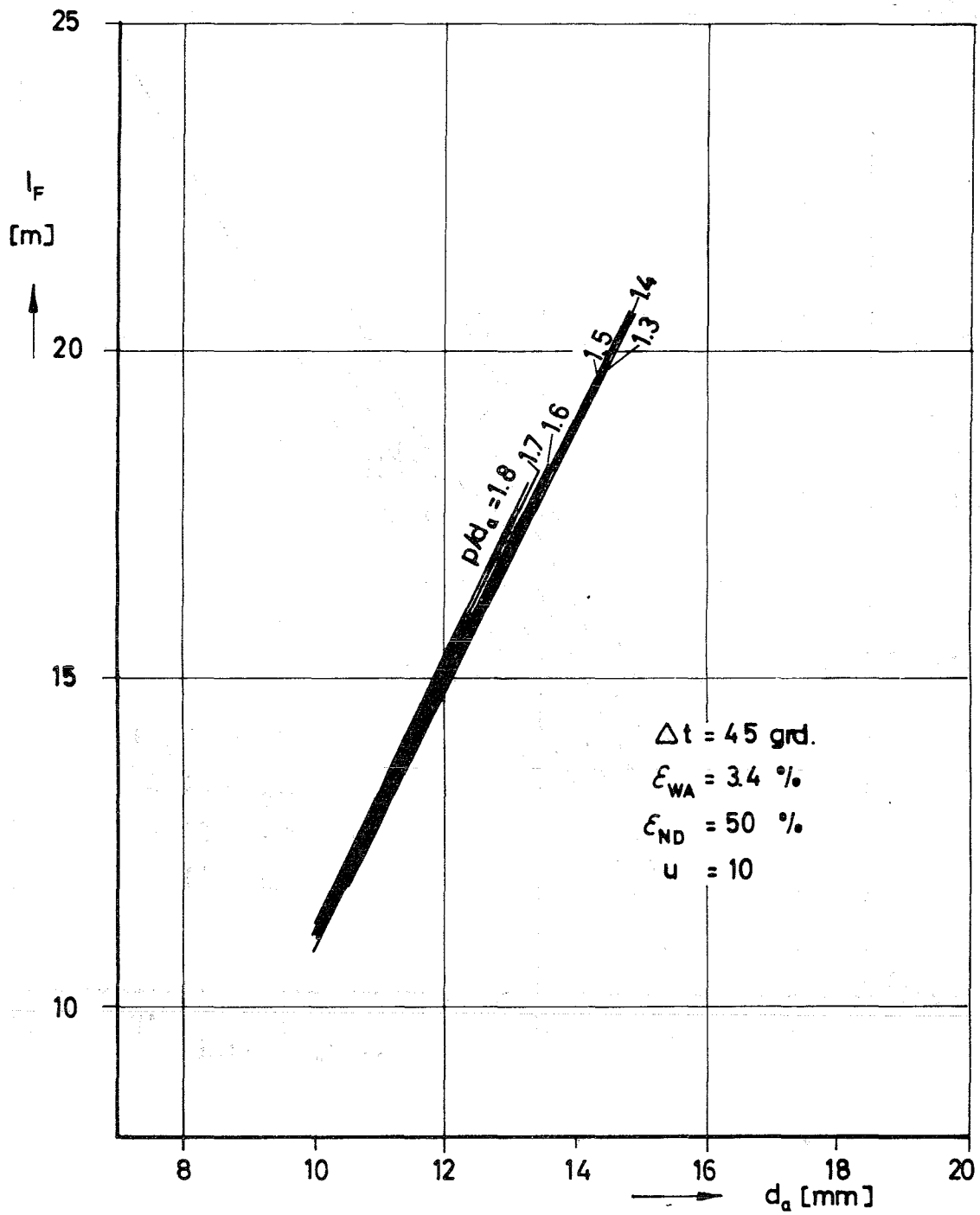


Abb.9 Freie Rohrlänge als Funktion des Rohrdurchmessers bei konst. Teilungsverhältnis

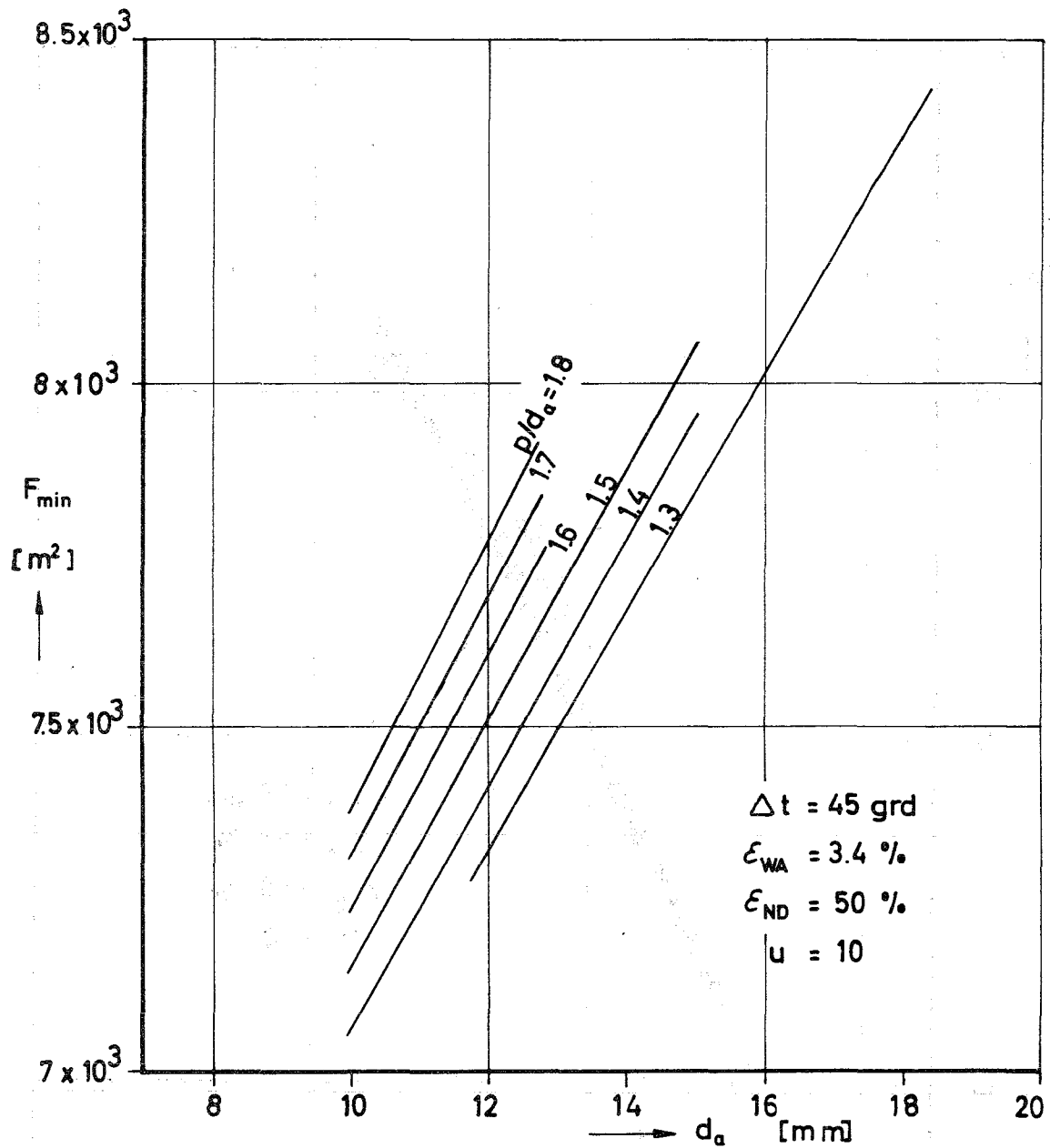


Abb.10 Austauschfläche als Funktion des  
 Rohrdurchmessers bei konst. Teilungsverhältnis



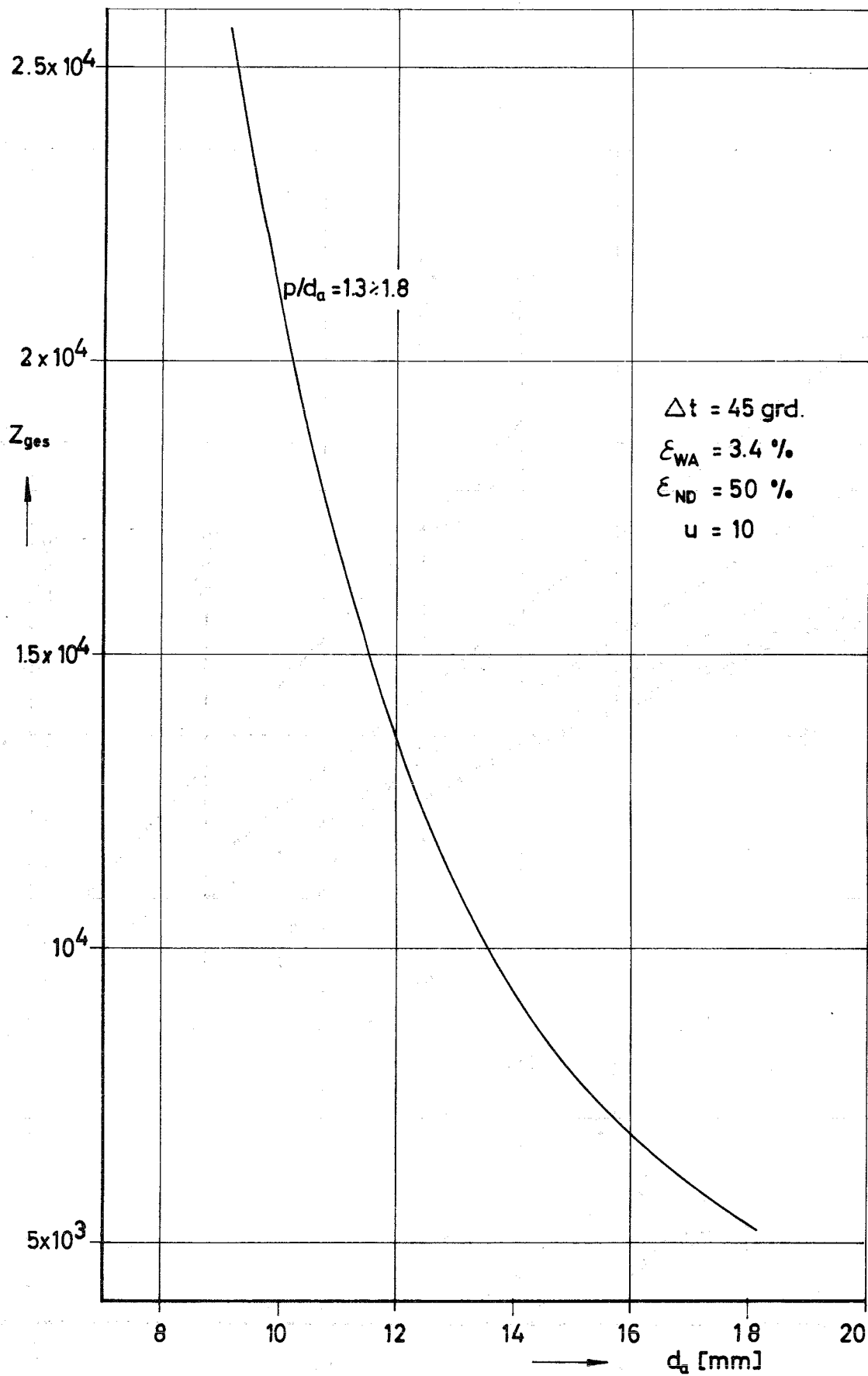


Abb.11 Anzahl der Rohre als Funktion des Rohrdurchmessers

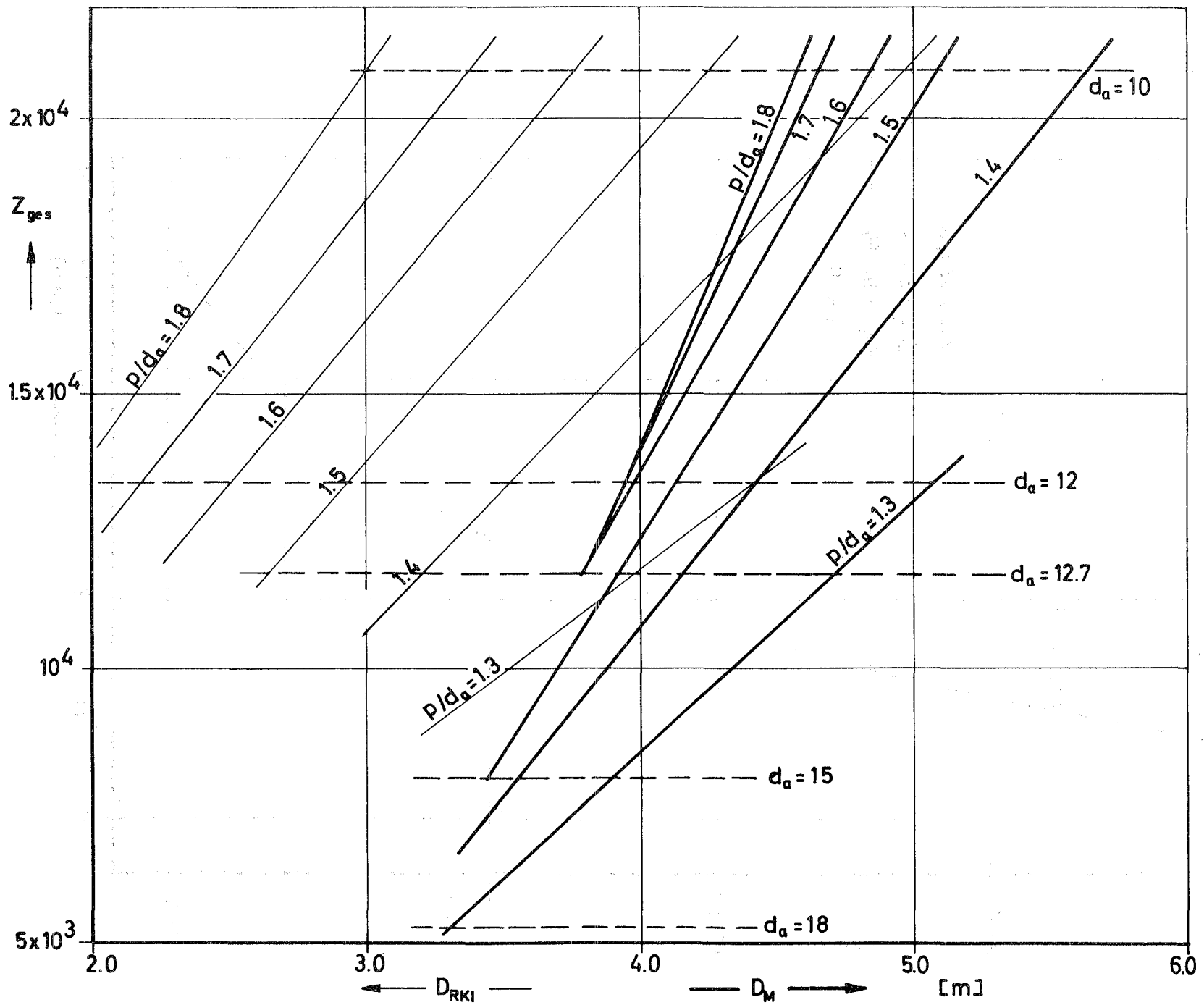


Abb.12 Anzahl der Rohre als Funktion des Mantel- bzw. Rohrkorbinnendurchm.

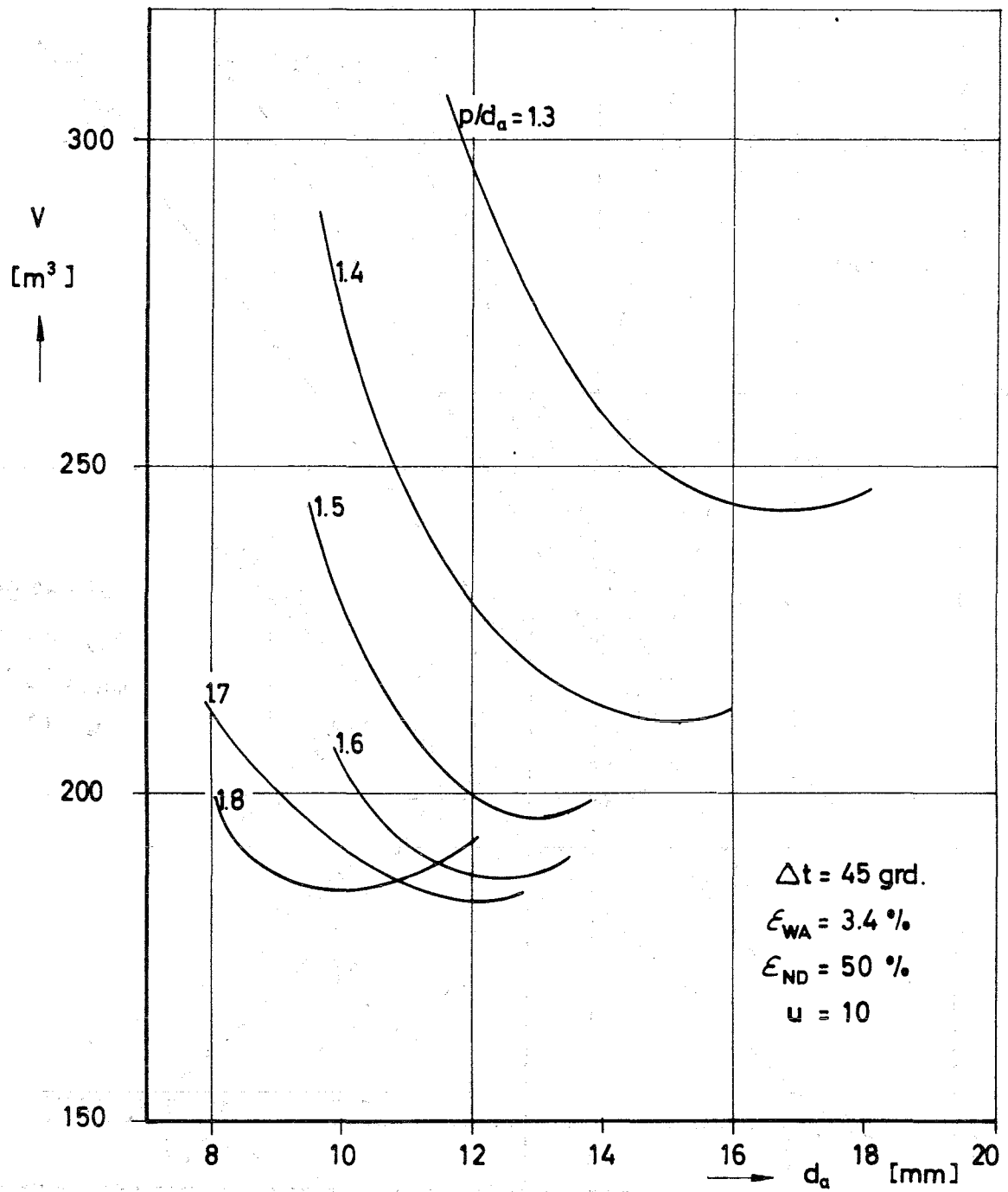


Abb.13 Bauvolumen als Funktion des Rohrdurchmessers bei konst. Teilungsverhältnis

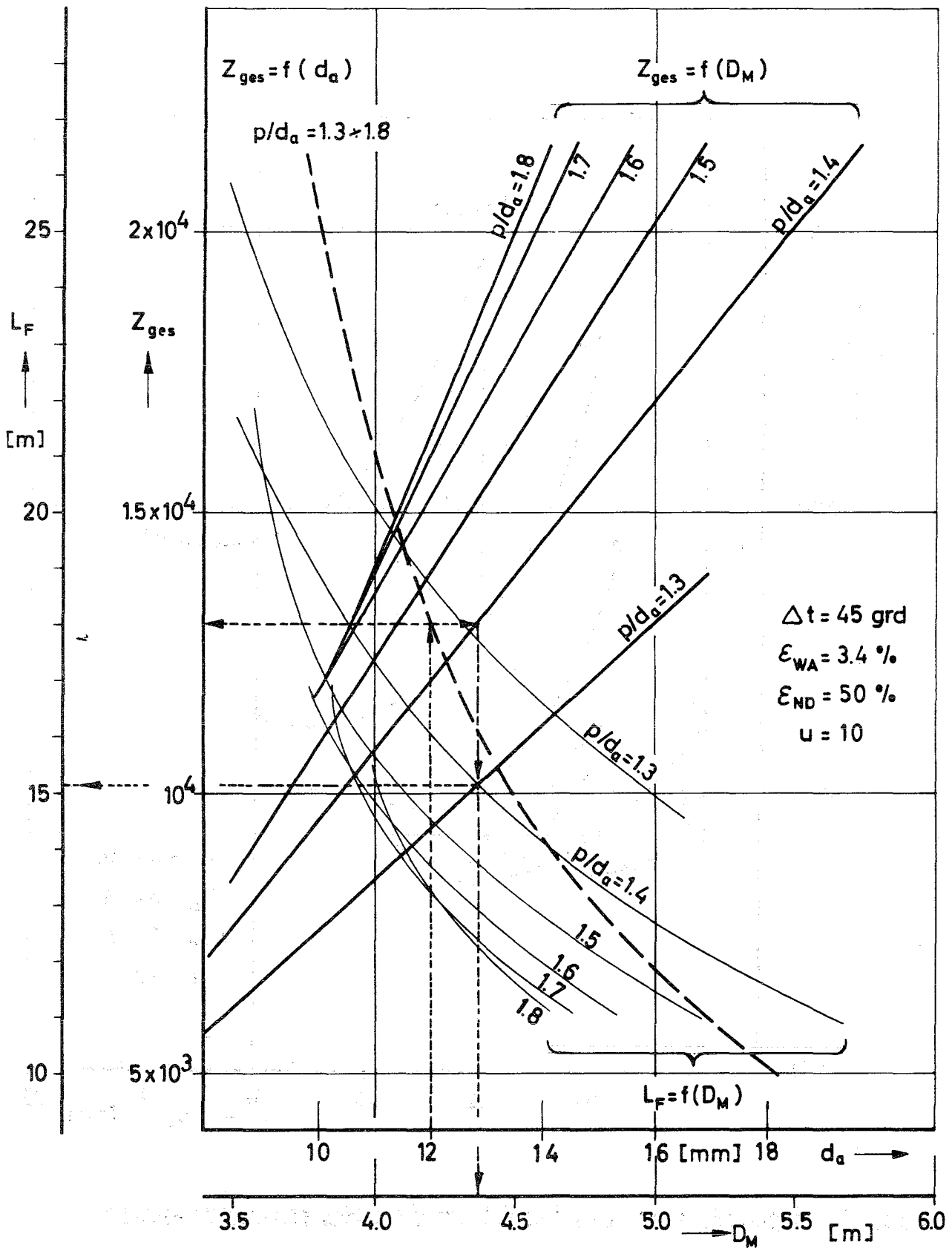


Abb.14 Baugröße des WA der 1000 MWe-Anlage (je 6 Einheiten)