



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

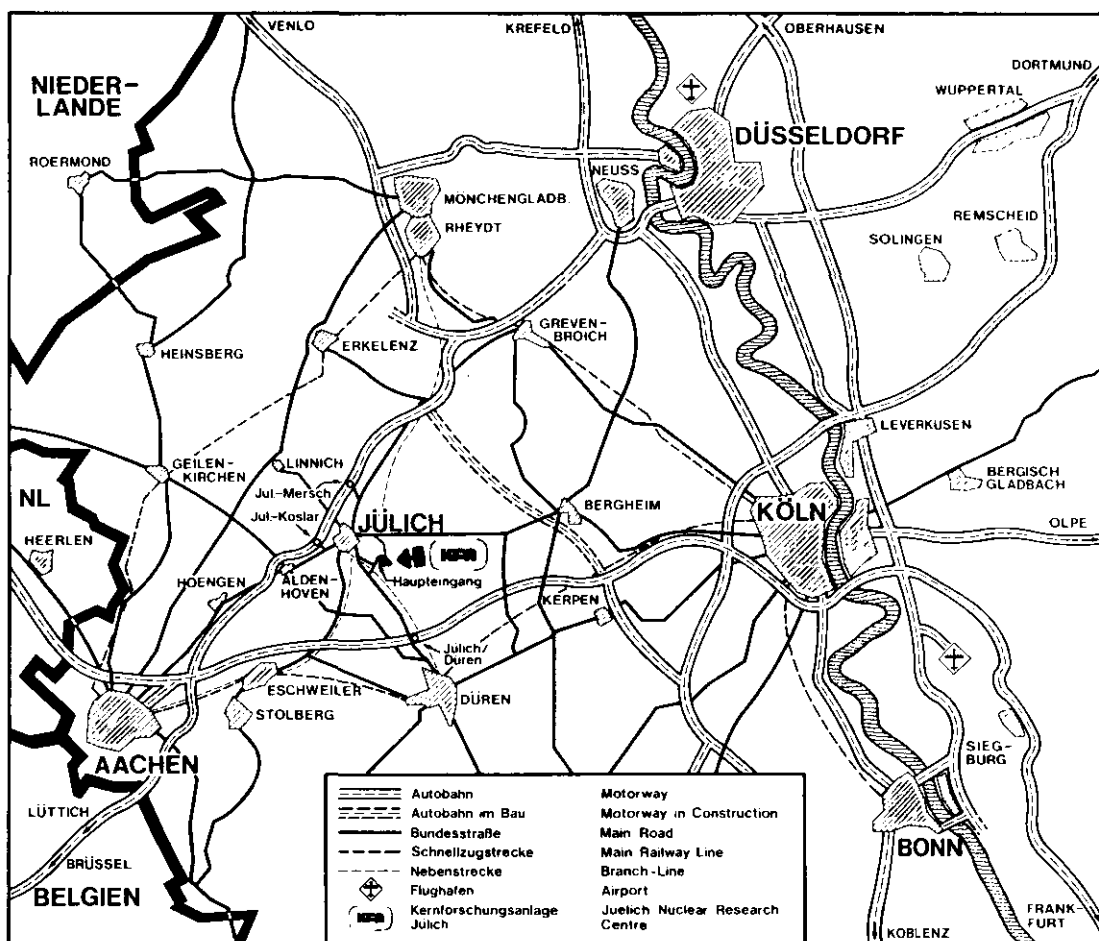
Institut für Reaktorentwicklung

**Auslegung eines neuartigen kompakten
Rekuperators**

von

M. Kleemann

JÜI - Spez - 32
Februar 1979
ISSN 0343-7639



Als Manuskript gedruckt

Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich - Nr. 32

Institut für Reaktorentwicklung Jül - Spez - 32

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

Mit den besten Empfehlungen
With author's compliments
Avec les compliments de l'auteur

Manfred Ullman

PROGRAMMGRUPPE SYSTEMFORSCHUNG
UND TECHNOLOGISCHE ENTWICKLUNG
DER KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH
Postfach 1913 · D-5170 Jülich 1 · Tel. (02461) 616363

Auslegung eines neuartigen kompakten Rekuperators

von

M. Kleemann

D 82 (Diss. T. H. Aachen)

DESIGN OF A NEW COMPACT RECUPERATOR

by

M. Kleemann

ABSTRACT

The presented report describes a new compact plate recuperator in modular design. The matrix of this heat exchanger is formed by to and fro folding of a herringbone corrugated metal sheet and it is made tight by welding.

The dependences of heat transfer and pressure loss on the geometry of the corrugation are determined by experiments and by information in the literature. Reductions of the efficiency caused by internal heat conduction and unequal flowrate distributions are computed and the pressure losses of the headers are estimated. For the main parameters sensitivity analyses are performed to show the influence on the compactness of the matrix and the whole heat exchanger.

Three design studies for large compact heat exchangers up to 1300 MW heat transfer power for chemical and nuclear plants demonstrate that volume and weight are reduced by half compared to conventional tubular heat exchangers.

AUSLEGUNG EINES NEUARTIGEN KOMPAKTEN REKUPERATORS

von

M. Kleemann

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit beschreibt einen neuartigen kompakten Rekuperator in modularer Plattenbauweise. Die Matrix dieses Apparates wird durch Hin- und Herfalten eines wellenförmig geprägten Blechbandes aufgebaut und durch Schweißen abgedichtet.

Die Abhängigkeit des Wärmeübergangs und des Druckverlustes von der Geometrie der Wellenprägung werden durch Auswerten von Meßergebnissen und Literaturangaben geklärt. Die Ausnutzungsgradminderungen durch Wärmeleitung und durch ungleichförmige Massenstromverteilung sowie die Druckverluste in den äußeren Verteilern und Sammlern werden rechnerisch abgeschätzt. Desweiteren wird der Einfluß der Auslegungsparameter auf die Kompaktheit der Matrix und des Apparates durch Parametervariationen untersucht.

Anhand von drei Auslegungsstudien für kompakte Großapparate aus der Verfahrenstechnik und der Kerntechnik mit bis zu 1300 MW Übertragungsleistung wird gezeigt, daß sich Bauvolumen und Gewicht im Vergleich zu konventionellen Apparaten um mehr als die Hälfte verringern.

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
NOMENKLATUR	III
1. EINLEITUNG	1
2. KONSTRUKTIVE MERKMALE	4
2.1. Aufbau der Matrix	4
2.2. Aufbau des Moduls	7
2.3. Pragemuster der Matrixplatten	8
3. WÄRMEBERGANG UND DRUCKVERLUST IN DER MATRIX	13
3.1. Eigenarten der Strömung in der gekreuzten Wellung	13
3.2. Experimentelle Untersuchung einer doppel-flutigen Matrix	15
3.3. Wärmeübergang und Druckverlust nach anderen Autoren	18
3.3.1. Turbulente Strömung bei verschiedenen Kreuzungswinkeln	19
3.3.2. Turbulente Strömung bei unterschiedlichen Wellenlängen	21
3.3.3. Laminare Strömung bei unterschiedlichen Kreuzungswinkeln	22
3.3.4. Übergangsbereich der Strömung	23
3.4. Vergleich der Meßergebnisse	25
4. KOMPAKTIERUNG DER MATRIX	26
4.1. Vereinfachtes Gleichungssystem für die Matrix	26
4.2. Bewertungszahlen für die Kompaktierung der Matrix	31
4.3. Kompaktierung durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers	32
4.4. Kompaktierung durch Vergrößern der Wellenlänge	37
4.5. Günstige Gestaltung der Ein- und Auslaufzonen	41
4.6. Variation des Kreuzungswinkels	42
5. VERGLEICH MIT ANDEREN OBERTRAGUNGSGEOMETRIEN	44
5.1. Voraussetzungen für den Vergleich	44
5.2. Vergleich von gewellter Platte und Rohr	45
5.3. Vergleich von gewellter Platte und berippter Platte	47
6. AUSNUTZUNGSGRADMINDERUNG DURCH WÄRMELEITUNG IN DER MATRIX	50
6.1. Gleichungssystem für die Wärmeleitung	50
6.2. Maßgebende Kennzahlen	54
6.3. Teillastverhalten der Matrix	56
7. MASSENSTROMVERTEILUNG IM MODUL	58
7.1. Gleichungssystem für die Verteilung	58
7.2. Einflüsse auf die Verteilung	62
7.3. Ausnutzungsgradminderung durch ungleichmäßige Verteilung	66

	Seite
8. DRUCKVERLUST IM MODUL	69
8.1. Druckverlust bei ungleichmäßiger Verteilung	69
8.2. Druckverlust durch Reibung in den Verteilern und Sammlern	70
8.3. Druckverlust durch Umlenkung	73
8.4. Gesamter Druckverlust im Modul	75
9. KOMPAKTIERUNG DES MODULS	77
9.1. Voraussetzungen für die Kompaktierungsrechnungen	77
9.2. Optimale Keilform	80
9.3. Variation der Modulanzahl	81
9.4. Optimaler Ausnutzungsgrad	82
9.5. Optimale Wellenhöhe	83
9.6. Optimale Faltenneigung	84
9.7. Variation des Druckverlustes im Modul	85
9.8. Optimale Druckverlustaufteilung	85
9.9. Variation von Kreuzungswinkel und Wellenlänge	86
10. VERSCHIEDENE ANWENDUNGSFÄLLE	88
10.1. Rekuperator für eine Methanolanlage	88
10.1.1. Rechnerische Auslegung	88
10.1.2. Konstruktiver Entwurf	93
10.2. Rectisol-Rekuperator	98
10.3. Kernkraftwerk mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine	102
10.3.1. Konstruktiver Aufbau	102
10.3.2. Auslegungsdaten	105
10.3.3. Konstruktive Probleme	107
10.3.4. Vergleich mit Röhrenapparat	110
10.4. Rekuperator für drei Fluide	113
11. HERSTELLUNG DER MATRIX	114
11.1. Prägen und Falten	114
11.2. Stirnseitiger Verschluß	116
11.3. Abplatten der Faltenrücken	119
12. WEITERE NOTWENDIGE ENTWICKLUNGSARBEITEN	120
13. ZUSAMMENFASSUNG UND BEWERTUNG	121
14. LITERATURVERZEICHNIS	125

Nomenklatur

Indices

ab	abgelöste Grenzschicht
an	anliegende Grenzschicht
A, E	Auslauf, Einlauf
HD, ND	Hochdruck, Niederdruck
M	Matrix
oW	ohne Wärmeleitung
R	Reibung
Ref	Referenzfall
U	Umlenkung
V, S	Verteiler, Sammler
Wa	Wand
0	Vollast (nur in Kap. 6.3.)
1	wärmeabgebende Seite
2	wärmeaufnehmende Seite

Bezeichnungen

a	m	Kanalbreite an den Matrixenden (Bild 3.2./2., 4.1./2.)
A	m	Breite der doppelflutigen Matrix (Bild 4.1./2., 9.1./1.)
A _{ges}	m	ges. Matrixbreite (Bild 9.1./1., 9.1./2.)
b	m	Breite der Verteiler und Sammler (Bild 7.1./1.)
b ₀	m	engster Matrixabstand (Bild 9.1./1.)
b _H	m	weitester Matrixabstand (Bild 9.1./1., 9.1./2.)
B	m	Breite (Bild 9.1./1., 9.1./2.)
B _{ges}	m	Gesamtbreite des Moduls (Bild 9.1./1.)
C _{Nu}		Koeffizient für die Nusselt-Zahl (Gl. 3.1./1.)
c _p	J/kgK	spezifische Wärme
C _R		Koeffizient für den Widerstandsbeiwert (Gl. 3.1./2.)
d	m	hydraulischer Durchmesser (Gl. 2.3./1., 4.1./18.)
D	m	Moduldurchmesser (Bild 9.1./1.)
D _S	m	hydraul. Durchmesser des Sammlers
D _V	m	hydraul. Durchmesser des Verteilers
f		Durchlaßporosität der Matrix (Gl. 7.1./2.)
F		Verhältnis vom abzweigendem Querschnitt zu maximalen Verteilerquerschnitt (Gl. 7.1./16.)
F _{St}	m ²	freier Strömungsquerschnitt in der Matrix
F _{St ges}	m ²	gesamter Stirnquerschnitt der Matrix
F ₀	m ²	Übertragungsfläche im Bereich der minimalen Strömungsweglänge (Gl. 3.2./1., 4.1./23.)
F ₀	m ²	gesamte Fläche (Gl. 3.2./1., 4.1./22.)
F _{Wa}	m ²	Stirnquerschnitt der Wand (Gl. 4.1./15., 6.1./6.)
h ₀	m	innere Kanalhöhe am Ende (Bild 7.1./1., 9.1./1.)
h _F	m	Faltenhöhe (Bild 4.1./2., 11.1./1.)
h _H	m	innere Kanalhöhe am Anfang (Bild 7.1./1.)
h _W	m	Wellenhöhe (Bild 2.3./1.)

H	m	Matrixhöhe (Bild 4.1./2., 9.1./1.)
H _{ges}	m	Gesamte Apparatehöhe
H'	m	Maximalwert für x' (Gl. 7.1./2.)
k	W/m ² K	Wärmedurchgangszahl
l _{min}	m	minimale Strömungsweglänge (Bild 3.2./2., 4.1./2.)
L		Leistungszahl des Moduls (Gl. 9.1./3.)
L _M		Leistungszahl der Matrix (Gl. 4.2./2.)
ṁ	kg/s	Massenstrom
M		Modulanzahl
N		Wärmeleitwiderstand in Längsrichtung zu Wärmedurchgangswiderstand in Querrichtung (Gl. 6.2./1.)
Nu		Nusselt-Zahl
p	bar	Druck
Pr		Prandtl-Zahl
q	MW/m ³	Leistungsdichte des Moduls (Gl. 9.1./1.)
q _M	MW/m ³	Leistungsdichte der Matrix (Gl. 4.2./1.)
Q	W	übertragene Wärmeleistung
r _a	m	Außenradius der Wellenprägung (Bild 4.1./3.)
Re		Reynolds-Zahl
s		Abweichung von der gleichm. Vert. (Gl. 7.1./22.)
t	°C	Temperatur
t	m	Integrationsvariable (Kap. 7.1.)
u _V	m/s	Geschwindigkeit im Verteiler (Gl. 7.1./20.)
u _S	m/s	Geschwindigkeit im Sammler (Bild 7.1./2.)
u _{S max}	m/s	max. Geschwindigkeit im Sammler (Gl. 7./21.)
v	m/s	mittlere Geschwindigkeit in der Matrix
v _V	m/s	Matrix-Eintrittsgeschwindigkeit Verteilerseite
v _m	m/s	mittlere Matrixgeschwindigkeit bei gleichm. Verteilung
v _S	m/s	Matrix-Austrittsgeschwindigkeit Sammlerseite
V	m ³	Modulvolumen (Gl. 9.1./2.)
V̇	m ³ /s	Volumenstrom
V _M	m ³	Matrixvolumen (Gl. 4.1./16.)
x	m	Längskoordinate
x̄		Längskoordinate in der Matrix (Gl. 6.1./3.)
x'	m	Längskoordinate für offene Matrixbereiche
x̄		dimensionslose Längskoordinate (Gl. 7.1./13.)
y	m	Längskoordinate
z	m	Breite der Randdichtung (Bild 9.1./2.)
α	W/m ² K	Wärmeübergangszahl
β	Grad	Kreuzungswinkel der Wellung (Bild 2.3./1.)
δ	Grad	Umlenkwinkel am Matrixeintritt (Bild 8.3./1.)
δ	m	Blechdicke (Bild 2.3./1.)
δ ₁ , δ ₂ , δ ₃	m	Wanddicken der Stützstruktur (Bild 9.1./2.)
δ _{2V} , δ _{2S}	m	Impulsverlustdicken (Gl. 8.2./6., 8.2./7.)
Δc _w		Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung (Gl. 6.1./33.)

$\Delta \epsilon_v$		Ausnutzungsgradminderung infolge ungleichmäßiger Strömungsverteilung (Gl. 7.3./10.)
(Alle folgenden		Druckverluste sind Totaldruckverluste)
Δp	bar	Druckverlust im Modul (Gl. 8.4./1., 8.4./3.)
Δp_{ges}	bar	gesamter Druckverlust (Tab. 10.1.1./3.)
Δp_M	bar	Druckverlust in der Matrix bei gleichmäßiger Verteilung (Gl. 3.2./2.)
$\Delta p_{M \max}$	bar	max. Druckverlust in der Matrix (Bild 8.1./1.)
$\bar{\Delta p}$		Verhältnis von max. Matrixdruckverlust zu Moduldruckverlust (Gl. 9.1./6.)
Δt_m	°C	mittlere log. Temperaturdifferenz
ϵ		effektiver Ausnutzungsgrad des Wärmeübertragers
ϵ_{th}		Ausnutzungsgrad der Matrix bei gleichmäßiger Massenstromverteilung ohne Wärmeleitung in Matrixlängsrichtung (Gl. 4.1./1., 4.1./2.)
ϵ^*		Ausnutzungsgrad der Matrix, bei Berücksichtigung der Wärmeleitung (Gl. 6.1./34.)
ζ		Widerstandsbeiwert
η	Ns/m ²	Viskosität
θ		dimensionslose Temperatur (Gl. 6.1./2.)
Θ		Verhältnis von Aufheizspanne zu logarithmischer Temperaturdifferenz (4.1./6., 6.1./27.)
κ		Exponent für Widerstandsbeiwert (Gl. 3.1./2.)
λ	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
λ_w		Wellenlänge im Normalschnitt (Bild 2.3./1.)
$\bar{\lambda}$		Wellenlängenparameter (Gl. 3.3.2./1.)
Λ_w	m	gestreckte Wellenlänge (Bild 4.1./19.)
μ		Exponent für Nusselt-Zahl (Gl. 3.1./1.)
ρ	kg/m ³	Dichte
τ_{wa}	N/m ²	lokale Wandschubspannung in der Grenzschicht
ξ	m	Längskoordinate (Gl. 8.2./2.)
φ	Grad	Matrixneigung (Bild 8.3./1.)
ψ	Grad	Neigungswinkel der Matrixfalten (Bild 8.3./3.)

1. EINLEITUNG

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Kompaktierung eines neuartigen rekuperativen Wärmeübertragers. Dabei werden unter dem Begriff Kompaktierung Auslegungsmaßnahmen verstanden, die eine Verringerung des Bauvolumens ermöglichen.

Den Anstoß zur Entwicklung eines kompakten Rekuperators gaben Konzeptstudien zu Kernkraftwerken mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine, die von der Kernforschungsanlage Jülich in Zusammenarbeit mit der Industrie durchgeführt werden /1, 2/. Bei den dort untersuchten Kernkraftwerken mit einem geschlossenen Heliumkreislauf werden zur Verbesserung des Prozeßwirkungsgrades Rekuperatoren in Röhrenbauweise eingesetzt. Diese Apparate sind wegen der großen Übertragungsleistung von 1360 MW sehr groß und schwer. Die Apparatelkosten sind daher entsprechend hoch. Darüber hinaus entstehen aus dem großen Bauvolumen der Wärmeübertrager zusätzliche Kosten und technische Probleme am Spannbetonbehälter, in den alle Komponenten aus sicherheitstechnischen Gründen eingebaut werden müssen.

Konventionelle Röhrenapparate können bis zu einem gewissen Grad sowohl durch die Verringerung des Rohrdurchmessers als auch durch die Verwendung von Rippenrohren kompaktiert werden. Allerdings führen kleine Rohrdurchmesser bei Großapparaten zu Fertigungsproblemen und zu hohen Kosten. Darüber hinaus darf der Rohrdurchmesser nicht so klein werden, daß die Strömung in den turbulent-laminaren Übergangsbereich gerät. Bei der Verwendung von Rippenrohren ergibt sich durch den höheren Widerstandsbeiwert dieser Rohre ein größerer Außendurchmesser des gesamten Apparates. Dies stellt für den Einbau in einen Spannbetonbehälter mit seinen sehr beschränkten Platzverhältnissen ein starkes Hindernis dar.

Um eine wirkungsvolle Kompaktierung zu erreichen ist es notwendig, von der Röhrenbauweise auf die Plattenbauweise überzugehen. Die Plattenbauweise ermöglicht auf einfache und billige Weise durch enge Schichtung der Platten sehr kleine hydraulische Durchmesser. Des weiteren kann durch eine geeignete Prägung der Platten der Übergangsbereich der Strömung zu sehr niedrigen Reynolds-Zahlen hin verschoben werden. Außerdem erlaubt die Plattenbauweise eine leichte Anpassung des Apparates an schwierige Raumverhältnisse.

Eine Verwendung der verschiedenen marktüblichen Plattenapparate in Kernkraftwerken mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine kommt jedoch nicht in Frage, weil erstens die Art der Abdichtung für die hohen Drücke und Temperaturen der Anlage nicht geeignet ist und zweitens, weil diese Apparate für große Volumenströme unbrauchbar sind /3, 4, 5, 6, 7/. Diese Situation machte die Entwicklung eines neuen Baukonzepts notwendig /8, 9, 10, 11/. Dieses Baukonzept ist gekennzeichnet durch:

- hydraulische Durchmesser bis unter 1 mm, um eine wirkungsvolle Kompaktierung zu erreichen,
- gekreuzte Wellenprägung für eine verstärkte turbulente Durchmischung der Strömung und für die Aufnahme hoher Differenzdrücke zwischen den Fluiden,
- Aufbau langer Plattenpakete (Matrizen) mit konventionellen automatisierbaren Umformtechniken,
- Abdichten der Matrizen durch Schweißen, um eine ausreichende Temperaturbeständigkeit bei hohen Drücken zu erhalten,
- doppelströmige Durchströmung der Matrizen zur Verringerung des Fertigungsaufwandes und zur Vermeidung einseitiger thermischer Verkrümmungen,
- Aufbau eines Großapparates aus mehreren standardisierten Elementen (Modulen) zur Erzielung einer wirtschaftlichen Fertigung und einer hohen Verfügbarkeit durch eine schnelle Demontagemöglichkeit einzelner defekter Module.

In der folgenden Arbeit wird zuerst der konstruktive Aufbau erläutert. Anschließend werden die Abhängigkeiten des Wärmeübergangs und des Druckverlustes von den geometrischen Parametern der Prägung durch Auswertung von wärmetechnischen Experimenten und Literaturangaben geklärt und in Form dimensionsloser Kennzahlen dargestellt. Die so gewonnenen Funktionen werden benutzt, um durch Parametervariationen Tendenzaussagen für eine kompakte Auslegung des inneren wärmeübertragenden Apparatekerns (Matrix) zu erhalten. Bei einem Vergleich der hier zugrunde gelegten Wellengeometrie mit anderen gebräuchlichen Übertragungsgeometrien, wie Rohr und ebene berippte Platte, werden die typischen Unterschiede herausgestellt und die Vorteile der Wellung aufgezeigt.

Die bei kompakten Wärmeübertragern in manchen Fällen nicht mehr zu vernachlässigende Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung in der Übertragungswand wird analysiert und in ihrem Betrag bestimmt, so daß sie bei der Auslegung berücksichtigt werden kann.

Des weiteren werden die Verteiler und Sammler untersucht, die für die Zu- und Abführung der Fluide außerhalb der Matrix notwendig sind. Diese Verteiler und Sammler verursachen einen Druckverlust und eine Ausnutzungsgradminderung. Beide Effekte haben einen wesentlichen Einfluß auf die Auslegung des Wärmeübertragers.

Schließlich werden für unterschiedliche Anwendungsfälle aus der Verfahrenstechnik und der Kerntechnik kompakte Wärmeübertrager ausgelegt. Die konstruktiven Entwürfe hierfür werden nur soweit detailliert, wie es notwendig ist, um die prinzipielle Herstellbarkeit des Apparates zu demonstrieren. Diese Entwürfe werden dann - soweit möglich - konventionellen Röhrenapparaten gegenübergestellt.

Zum Schluß wird die fertigungstechnische Realisierbarkeit der vorgeschlagenen Matrixbauweise am Beispiel einer in Zusammenarbeit mit der Industrie hergestellten Matrix demonstriert.

2. KONSTRUKTIVE MERKMALE

2.1. Aufbau der Matrix

Bevor die wärmetechnischen Eigenschaften näher betrachtet werden, ist es zweckmäßig, zuerst die konstruktiven und geometrischen Randbedingungen zu erläutern.

Die Matrix des Plattenwärmeübertragers wird nach einer Faltechnik geschichtet, deren prinzipieller Fertigungsablauf in Bild 2.1./1. dargestellt ist.

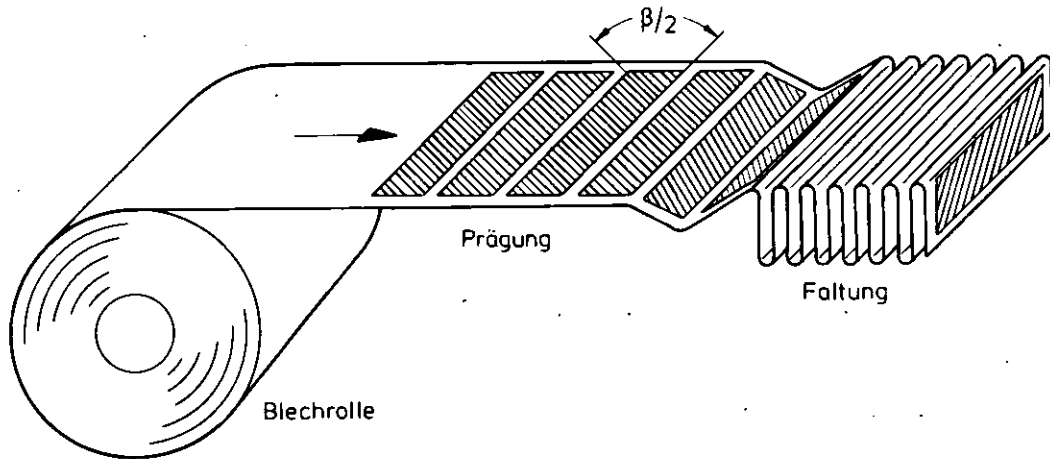


Bild 2.1./1. Prinzipieller Fertigungsablauf für die Schichtung der Matrix

Ausgehend von einer Blechrolle werden rechteckige Felder mit einem Wellenmuster geprägt. Anschließend entsteht das Matrixpaket durch Hin- und Herfalten des Blechbandes an den ungeprägten Querstreifen. Bei wellenförmiger Prägung ist der Schrägungswinkel $\beta/2$ für alle Felder gleich orientiert, so daß nur ein Prägewerkzeug benötigt wird. Durch die Faltung entsteht zwischen den Wellungen sich berührender Platten ein Kreuzungswinkel der Größe β .

Ein Verschuß, der schematisch auf dem folgenden Bild 2.1./2. dargestellt ist, dichtet die Matrix an den beiden stirnseitigen Enden ab. Um hohe Dichtigkeitsanforderungen erfüllen zu können, wird der Verschuß vorzugsweise geschweißt. Der Fertigungsablauf hierfür ist in Kap. 11.2. detailliert beschrieben.

Im mittleren Teil der Matrix verhindern lose auf die Faltenrücken gelegte Abdeckungen, daß die Fluide unkontrolliert aus den Schlitzen strömen. Auf Bild 2.1./2. ist das Strömungsschema für eine einflutige Matrix gezeigt.

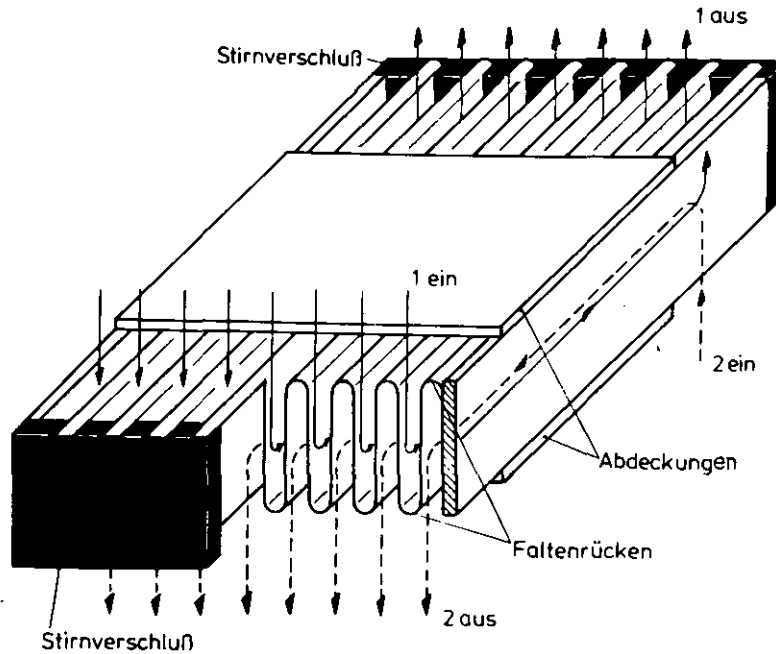


Bild 2.1./2. Strömungsschema für eine einflutige Matrix

Durch den Stirnverschluß und die beidseitige Abdeckung ist die Strömungsführung so geschaltet, daß Fluid 1 von oben in die zwischen den Faltenrücken offenen Schlitze strömt, rechtwinklig umgelenkt wird, den aktiven Teil der Matrix durchläuft und dann nach einer weiteren Umlenkung auf der gleichen Seite der Matrix nach oben abströmt. Fluid 2 tritt auf der gegenüberliegenden Seite von unten ein, wird dann im Gegenstrom zu Fluid 1 durch die Matrix geführt und strömt schließlich wieder nach unten aus. Durch diese Art der Strömungsführung wird eine einfache Trennung der beiden Massenströme im Bereich der Ein- und Auslaufzonen gewährleistet.

Der Verschluß an der heißen Stirnseite einer einflutigen Matrix dehnt sich stärker aus als derjenige an der kalten Seite. Hieraus resultiert eine einseitige Verkrümmung der Matrix, wie Bild 2.1./3. zeigt. Dies führt bei längeren Matrizen auf erhebliche konstruktive Probleme.

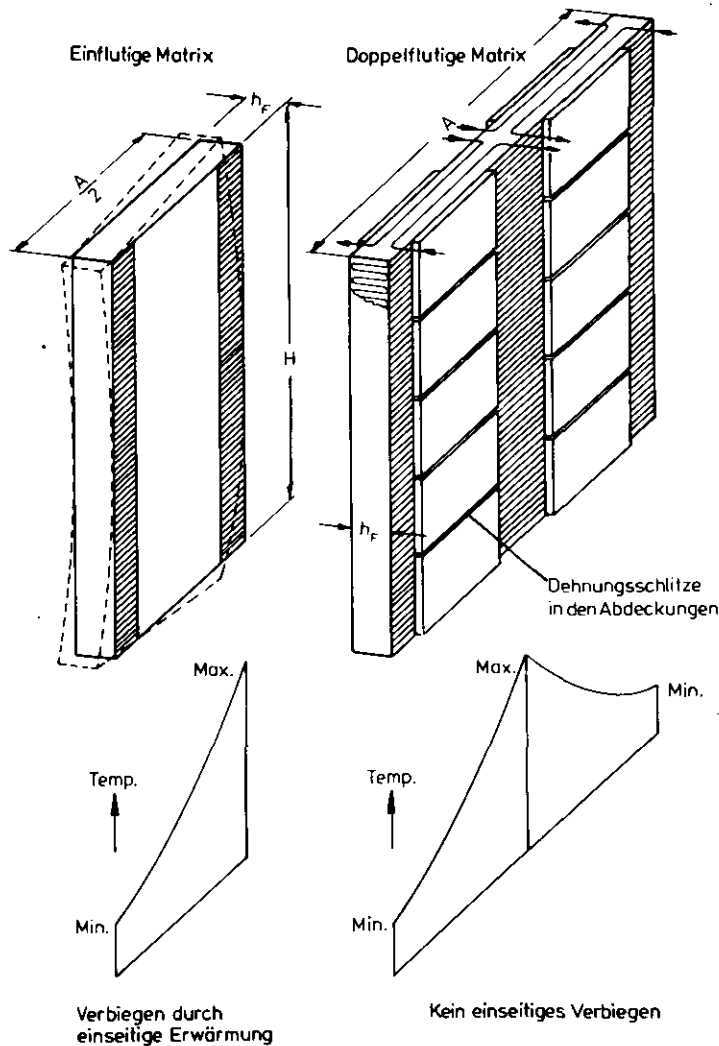


Bild 2.1/3. Einflutige und doppelflutige Matrix

Eine vorteilhafte Lösung ist die rechts in Bild 2.1./3. dargestellte doppelflutige Matrix, die durch eine spiegelbildliche Zusammenfassung von zwei einflutigen Matrizen entsteht. Die Fertigung erfolgt mit einem Blechband der doppelten Breite, so daß zwei Stirnverschlüsse und der dazugehörige Schweißaufwand eingespart werden. Bedingt durch die spiegelbildliche Strömungsführung liegt die heiße Zone in der Mitte der Matrix, während die beiden Stirnverschlüsse mit der niedrigeren Gastemperatur beaufschlagt sind. Diese symmetrische Temperaturverteilung verursacht kein einseitiges Verbiegen der Matrix und bringt gleichzeitig die geringste thermische Beanspruchung für die Schweißverbindungen der Verschlüsse mit sich. Die in der heißen Mittelzone in senkrechter Richtung auftretende Dehnung wird weitgehend durch die Formelastizität der geprägten Wellenstruktur oder durch pla-

stische Verformungen an den Stützpunkten kompensiert. Die Abdeckungen besitzen viele enge Dehnungsschlitze, die eine Verkrümmung und ein unerwünschtes Abheben von der Matrix weitgehend verhindern.

2.2. Aufbau des Moduls

Bei dem hier vorgeschlagenen Wärmeübertragerkonzept werden jeweils zwei doppel-flutige Matrixpakete zu einer Einheit zusammengefaßt, die als Modul bezeichnet wird. Die beiden Matrixpakete eines solchen Moduls sind V-förmig angeordnet, so daß sich keilförmige Kanäle für die Verteilung und Sammlung der Fluide ergeben, wie Bild 2.2./1. zeigt. Größere Wärmeübertrager sind aus mehreren Modulen aufgebaut, die nebeneinander angeordnet und strömungstechnisch parallel geschaltet werden.

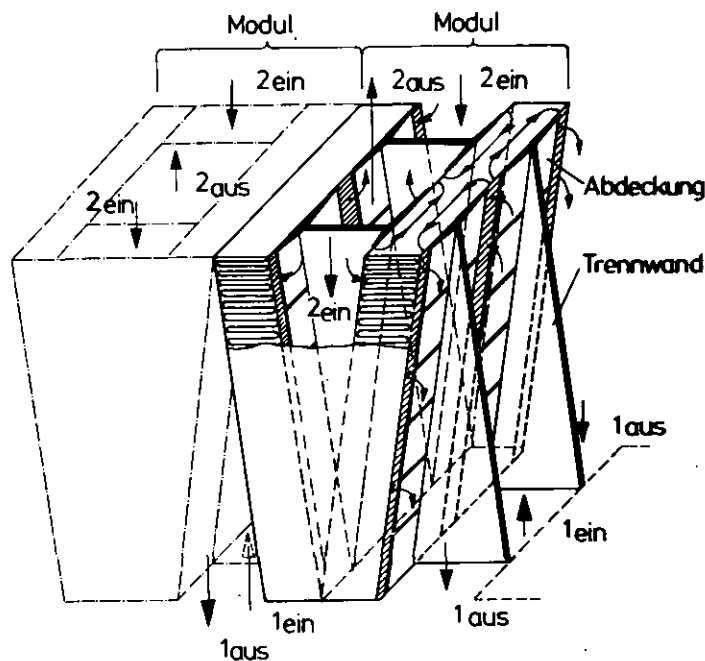


Bild 2.2/1. V-Anordnung der Plattenelemente

Das wärmeabgebende Fluid 1 strömt von unten in den mittleren Verteilkanal zwischen den Matrixpaketen. Nach doppel-flutiger Durchströmung der beiden Matrizen wird es in den beiden Kanälen an den Matrixseiten gesammelt und wieder nach unten abgeführt. Das wärmeaufnehmende Fluid 2 strömt oben in die beiden seitlichen Kanäle und wird im mittleren Kanal gesammelt und wieder nach oben abgeführt.

Die Bildung von separaten Verteil- und Sammelkanälen erfolgt durch Trennwände, die dichtend mit den Abdeckungen der Matrizen verbunden sind. Diese Trennwände übernehmen zusammen mit den Abdeckungen die Stützfunktion. Hat ein Fluid einen höheren Druck, so wirkt der Differenzdruck auf die ganze Fläche des Matrixpaketes. Die hieraus resultierenden Kräfte werden von der Stützkonstruktion auf der Niederdruckseite aufgenommen.

Die Keilform der Kanäle ergibt ein kleines Bauvolumen für den Modul. Darüber hinaus kann durch einen leichten Druck in axialer Richtung ein sicherer Kontakt von Abdeckung und Matrix erreicht werden. Die Keilform bedingt, daß Ein- und Austritt für ein Fluid am gleichen Ende des Moduls liegen. Dies kann konstruktive Erleichterungen bei Fluiden mit größeren Differenzdrücken bedeuten, weil man die Anschlußstellen für die äußeren Zu- und Abführungen an den Enden des Moduls nur gegen die kleine Druckdifferenz, die aus dem Druckverlust resultiert, abzudichten braucht.

Die Modulbauweise, bei der ein Apparat aus vielen gleichen Einheiten aufgebaut ist, hat einige grundsätzliche Vorteile. So erlaubt sie eine sehr gute Raumausnutzung, eine billige Herstellung und eine leichte Standardisierung. Im Hinblick auf den Betrieb ergibt die Modulbauweise eine hohe Verfügbarkeit, weil ein einzelner defekter Modul schnell ausgewechselt werden kann.

2.3. Prägemuster der Matrixplatten

Das Prägemuster im wärmeübertragenden Bereich der Platten sorgt für eine verstärkte turbulente Durchmischung der Strömung und verhindert ein Zusammendrücken der niederdruckseitigen Schlitze. Als Prägemuster wird hier die schräge Wellung untersucht, die mit benachbarten Platten einen Kreuzungswinkel β bildet. Die Abbildung 2.3./1. zeigt einen Ausschnitt aus dem Prägemuster aufeinanderliegender Matrixplatten.

Die Form der Wellung setzt sich aus Kreisbögen und verbindenden Geradenstücken zusammen. Ein solches Wellenmuster ist leicht zu prägen.

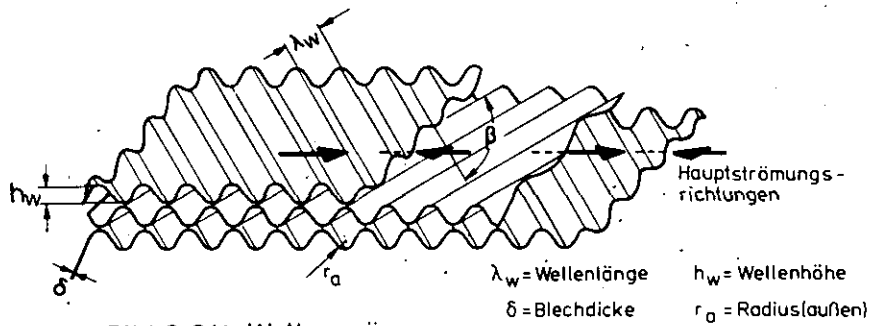


Bild 2.3/1. Wellenprägung

Die symmetrische Wellung der Platten ergibt auf beiden Seiten den gleichen hydraulischen Durchmesser d . Er wird aus dem Volumen zwischen den Platten V_p und der benetzten Plattenfläche F_p berechnet.

$$d = \frac{4 V_p}{F_p} \quad 2.3./1.$$

Der hydraulische Durchmesser hängt nur von den Wellenabmessungen λ_W, h_W, δ und r_a ab, nicht jedoch vom Kreuzungswinkel, wie Gleichung 4.1./18. zeigt.

Die Prägung der Platten hat außer der verstärkten turbulenten Durchmischung der Strömung zwei den Wärmeübergang verbessernde Nebeneffekte. Es sind die Verringerung des hydraulischen Durchmessers und die Vergrößerung der Übertragungsflächendichte gegenüber ebenen Platten, die im gleichen mittleren Abstand angeordnet sind.

Auf Bild 2.3./2. ist der hydraulische Durchmesser d in Abhängigkeit von der Blechdicke δ mit der Wellenlänge λ_W als Parameter dargestellt. Dabei sind alle Größen auf die Wellenhöhe h_W bezogen. Gegenüber ebenen Platten wird der hydraulische Durchmesser umso kleiner, je kleiner die Wellenlänge wird. Die Punkte I und II kennzeichnen zwei für diese Arbeit hergestellte Wellenprofile. Erst spätere Untersuchungen haben gezeigt, daß für λ_W/h_W höhere Werte im Hinblick auf einen geringeren Widerstandsbeiwert günstiger sind. Dies wird in Kapitel 3.3.2. noch ausführlicher erläutert. Die Festlegung der Blechstärke richtet sich nach der Beanspruchung. Größere Blechdicken ergeben bei sonst gleichen Wellenabmessungen zwar geringere hydraulische Durchmesser, aber im Hinblick auf einen möglichst geringen Materialaufwand ist bei der Auslegung die dünnste zulässige Blechdicke zu wählen.

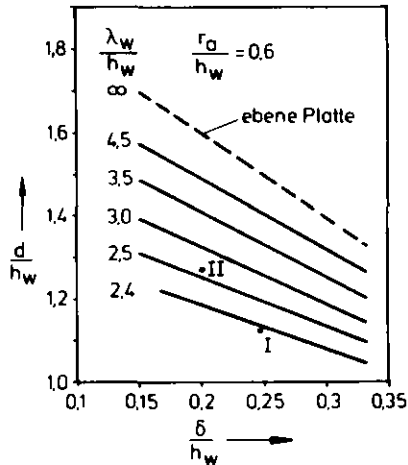


Bild 2.3/2. Hydraulischer Durchmesser für gewellte Bleche

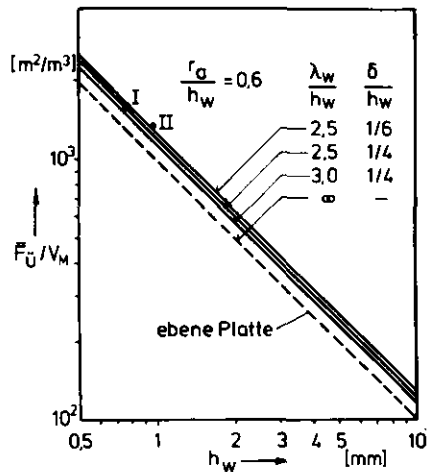


Bild 2.3/3. Volumetrische Übertragungsflächendichte für gewellte Bleche

Das Bild 2.3./3. zeigt die Übertragungsfläche der Matrix \bar{F}_0 bezogen auf das Matrixvolumen V_M in Abhängigkeit von der Wellenhöhe h_w mit den Parametern λ_w/h_w und δ/h_w . Diese Abhängigkeit ist in Gleichung 4.1./21. aufgeschrieben.

Gegenüber ebenen Platten wird durch die Wellenprägung eine Vergrößerung der Übertragungsflächendichte um max. 22 % erreicht. Die Übertragungsflächendichte ist umgekehrt proportional der Wellenhöhe. Kompakte Apparate mit einer hohen Übertragungsflächendichte erfordern also kleine Wellenhöhen und damit kleine hydraulische Durchmesser.

In Bild 2.3./4. ist ein Wellenprofil für unterschiedliche hydraulische Durchmesser auf beiden Seiten dargestellt. Durch die unsymmetrische Prägung wird der Querschnitt für die HD-Seite (schraffiert) zugunsten der ND-Seite verkleinert. Dieses Wellenprofil soll hier nur als alternative Möglichkeit aufgezeigt werden. Es wird in den folgenden Untersuchungen nicht weiter berücksichtigt.

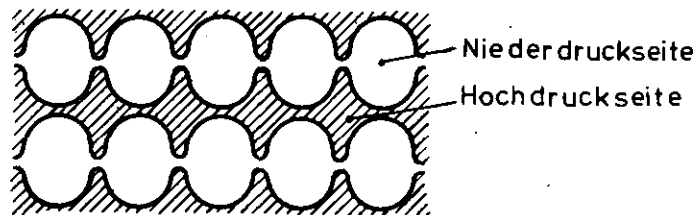


Bild 2.3./4. Prägung für unterschiedliche hydraulische Durchmesser

Durch die Wellenkreuzung benachbarter aufeinanderliegender Platten entstehen viele Berührungspunkte. Auf diesen Berührungspunkten stützen sich jeweils zwei von den Hochdruckseiten her zusammengedrückte Platten gegeneinander ab. Die Anzahl der Stützpunkte je Flächeneinheit n_{Sp} folgt aus:

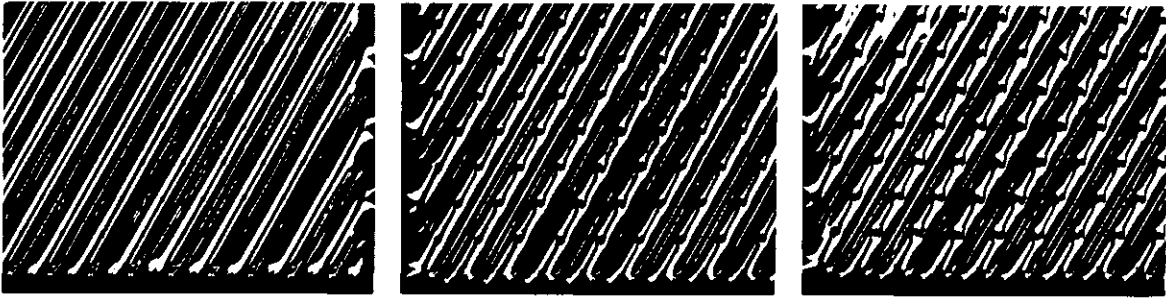
$$n_{Sp} = \frac{\sin \beta}{\lambda_W^2} \cdot 2.3./2.$$

Bei Verkleinerung der Wellenlänge λ_W nimmt die Stützpunktzahl stark zu, und die pro Stützpunkt zu übertragende Kraft nimmt stark ab.

Die Tragfähigkeit der gewellten Struktur demonstriert ein einfacher Versuch mit zwei aufeinander gelegten Matrixblechen, die unter einer hydraulischen Presse bei 20° C belastet wurden. Die Daten der geprüften Wellung Nr. I sind:

Blechdicke:	δ	= 0,2 mm
Wellenhöhe:	h_W	= 0,85 mm
Wellenlänge:	λ_W	= 2 mm
Kreuzungswinkel:	β	= 120°
Anzahl der Stützpunkte:	n_{Sp}	= 21,7 cm ⁻²
Werkstoff:		Chromnickelstahl X 12 CrNiTi 18 9

In Bild 2.3./5. sind die bleibenden Verformungen an den Stützpunkten für drei Laststufen gezeigt. Die Preßkraft ist einmal auf die projizierte Plattenfläche bezogen und zum anderen auf den einzelnen Stützpunkt. Bei einer Druckbelastung von 100 kp/cm², das entspricht 4,6 kp/Stützpunkt, sind die eingedrückten Dellen erst ganz schwach als kleine Punkte sichtbar. Mit steigender Belastung wird die bleibende Eindringtiefe größer.



100Kp/cm²
4,6 Kp/Stützpunkt

310Kp/cm²
14,3 Kp/Stützpunkt

470Kp/cm²
21,7 Kp/Stützpunkt

Bild 2.3./5. Bleibende Verformung an den Stützpunkten

Bild 2.3./6. zeigt die maximale bleibende Eindrücktiefe Δh_w an den Stützpunkten, bezogen auf die ursprüngliche Wellenhöhe h_w , in Abhängigkeit von der Belastung. Wegen der elastischen Rückfederung im unteren Lastbereich geht die Kurve nicht durch den Nullpunkt.

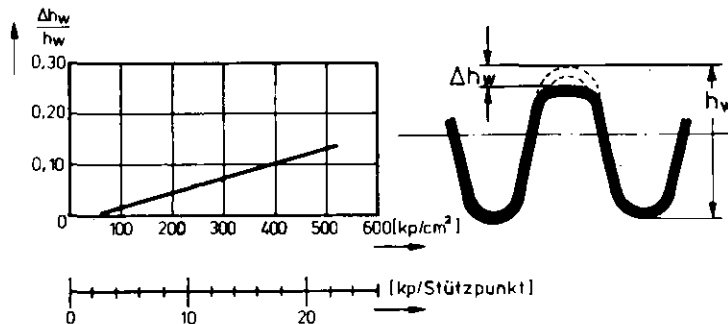


Bild 2.3./6. Eindrücktiefe an den Stützpunkten

Bei der gewählten Versuchsanordnung wird wegen der linienförmigen Krafteinleitung die Beanspruchung für das Wellblech größer als bei entsprechenden Gasdrücken, die eine flächenförmige Krafteinleitung ergeben.

Die Ergebnisse des Versuchs machen deutlich, daß die Wellenstruktur aufgrund ihrer hohen Formsteifigkeit in der Lage ist, selbst bei sehr geringen Blechstärken große Differenzdrücke aufzunehmen. Um aber für unterschiedliche Wärmeübertragungsaufgaben eine optimale Werkstoffauswahl durchführen zu können, sind weitere Versuche bei erhöhter Temperatur und mit wechselnden Differenzdrücken über längere Zeitabschnitte notwendig.

3. WARMEÜBERGANG UND DRUCKVERLUST IN DER MATRIX

3.1. Eigenarten der Strömung in der gekreuzten Wellung

Die Strömung zwischen Platten mit sich kreuzender Wellung ist durch dauernde Umlenkungen längs des Strömungsweges gekennzeichnet, weil das Fluid laufend von den Rillen der einen Platte in diejenigen der benachbarten überwechselt. Die Stromfäden verlaufen im Mittel ähnlich wie eine Schraubenlinie /12/. Durch die starke Störung der Strömung ergibt sich eine lebhaftere Wärme- und Impulsübertragung, die bis zu kleinen Reynolds-Zahlen hin turbulent bleibt. Diese turbulente Durchmischung der Strömung ist umso stärker, je größer der Kreuzungswinkel β ist und je kleiner die Wellenlänge λ_W ist.

Die Zusammenhänge zwischen Nusselt-Zahl und Reynolds-Zahl sowie zwischen Widerstandsbeiwert und Reynolds-Zahl können für eine solche Strömung nur durch Ähnlichkeitstheoretische Potenzfunktionen erfaßt werden:

$$Nu = C_{Nu} Re^\mu Pr^{0.4}, \quad 3.1./1.$$

$$\zeta_M = C_R Re^{-x}. \quad 3.1./2.$$

Nu = Nusselt-Zahl

Pr = Prandtl-Zahl

Re = Reynolds-Zahl

ζ_M = Widerstandsbeiwert der Matrix

Die Koeffizienten und Exponenten dieser Potenzfunktionen müssen mittels Experiment bestimmt werden. Sie gelten im Rahmen des Ähnlichkeitsgesetzes für alle Übertragungsgeometrien, die der experimentell untersuchten Geometrie ähnlich sind.

Mit Hilfe der in Kap. 4.1. eingeführten Vereinfachungen gelten für die Wärmedurchgangszahl k und den Druckverlust in der Matrix Δp_M die folgenden Proportionalitäten:

$$k \sim C_{Nu} Re^\mu, \quad 3.1./3.$$

$$\Delta p_M \sim C_R Re^{2-x}. \quad 3.1./4.$$

Untersuchungen von Okada /16/, die in den Kapiteln 3.3.1. und 3.3.2. dargestellt sind, zeigen, daß sich bei einer Vergrößerung des Kreuzungswinkels oder einer Verkleinerung der Wellenlänge die Exponenten der Reynolds-Zahlen μ und κ nur wenig ändern, während die Koeffizienten C_{Nu} und C_R zum Teil stark ansteigen.

Damit hat man zwei prinzipielle Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung zur Verfügung, um bei konstanten hydraulischen Durchmessern die Wärmeübergänge durch Vergrößerung der Wärmedurchgangszahlen zu verbessern. Die erste Möglichkeit ist die Erhöhung der Reynolds-Zahl durch Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit und die zweite die Vergrößerung der Koeffizienten C_{Nu} und C_R durch eine Veränderung der Übertragungsgeometrie. Beide Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung sind aber mit einem höheren Druckverlust verbunden.

Die vorstehenden Proportionalitäten zeigen, daß bei einer Erhöhung der Reynolds-Zahl der Druckverlust sehr viel stärker steigt als die Wärmedurchgangszahl, weil $\mu \approx 0,7$ und $2-\kappa \approx 1,8$ ist. Die Strömungsbeeinflussung durch Erhöhung der Reynolds-Zahl ist also wegen des rapide ansteigenden Druckverlustes in der Praxis nur sehr beschränkt durchführbar.

Die folgende Abbildung 3.1./1. zeigt, wie sich eine Vergrößerung des Kreuzungswinkels auf die Widerstandsbeiwerte und die Nusselt-Zahlen auswirkt.

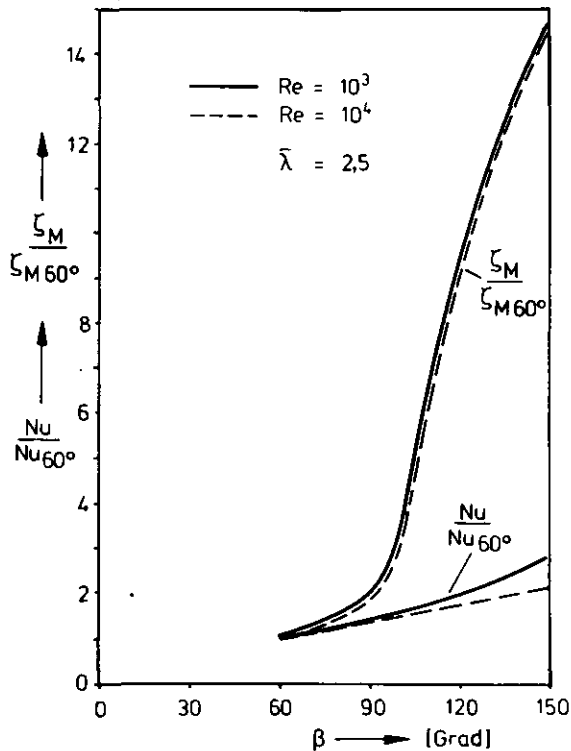


Bild 3.1./1. Anstieg der Widerstandsbeiwerte und der Nusselt-Zahlen mit dem Kreuzungswinkel

Da die Nusselt-Zahlen und die Widerstandsbeiwerte auf die jeweiligen Beiträge bei $\beta = 60^\circ$ bezogen sind und da sie außerdem im gleichen Maßstab dargestellt sind, erkennt man sehr leicht die relativen Änderungen. Bis zu einem Kreuzungswinkel von $\beta = 100^\circ$ steigen die Widerstandsbeiwerte und die Nusselt-Zahlen etwa gleichmäßig an. Ab $\beta > 100^\circ$ steigen die Widerstandsbeiwerte plötzlich sehr viel stärker an als die Nusselt-Zahlen. Hier hat man dann die besseren Nusselt-Zahlen mit überproportional hohen Widerstandsbeiwerten zu bezahlen.

Auch bei verschiedenen anderen Verwirbelungsgeometrien wie Blenden, Spiralen, Scheiben und künstlichen Rauigkeiten hat man festgestellt, daß mit steigender Intensität der Strömungsverwirbelung die Widerstandsbeiwerte und die Nusselt-Zahlen anfangs in etwa gleichem Maße ansteigen und daß plötzlich nach Erreichen eines bestimmten Grades der Strömungsstörung die Widerstandsbeiwerte sehr viel schneller steigen als die Nusselt-Zahlen /13, 14, 15/.

Im Hinblick auf ein möglichst großes Verhältnis von Nusselt-Zahl zu Widerstandsbeiwert scheint die Erzeugung einer künstlichen Turbulenz mit Kreuzungswinkeln, die größer als 100° sind, offensichtlich nicht sinnvoll. Andererseits kann aber durch die Auslegung einer Matrix mit solch großen Kreuzungswinkeln die Anpassung an bestimmte geometrische Randbedingungen erreicht werden, denn eine solche Matrix hat bei kleinem Bauvolumen eine sehr kurze aktive Strömungsweglänge, wie in Kap. 4.6. noch gezeigt wird. Der höhere Widerstandsbeiwert einer solchen Auslegung wird durch eine kleinere mittlere Geschwindigkeit und damit durch eine kleinere Reynolds-Zahl in der Matrix kompensiert.

3.2. Experimentelle Untersuchung einer doppelströmigen Matrix

Erste experimentelle Untersuchungen einer doppelströmigen Matrix mit gekreuzter Wellung, deren Herstellung in Kap. 11. beschrieben ist, wurden in Zusammenarbeit mit dem Institut für Reaktorbauelemente der Kernforschungsanlage Jülich durchgeführt /17/. Es wurden der Massenstrom, die Temperaturen und die Drücke gemessen. Mit Hilfe dieser Daten konnten die dimensionslosen Kennzahlen berechnet werden.

Die Abbildung 3.2./1. zeigt die Schaltung des Versuchsaufbaus. Von einem Gebläse wurde Umgebungsluft in die Matrix gesaugt und dort erwärmt. Nach Verlassen der Matrix erfolgte in einer anschließenden Heizung eine Tempe-

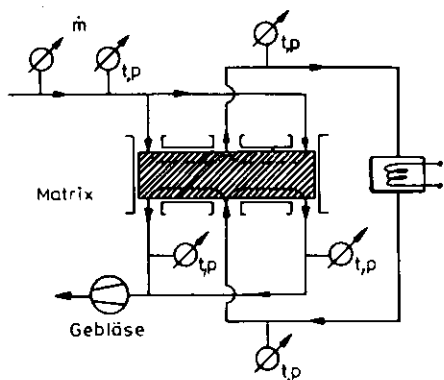


Bild 3.2/1. Schaltung des Versuchs

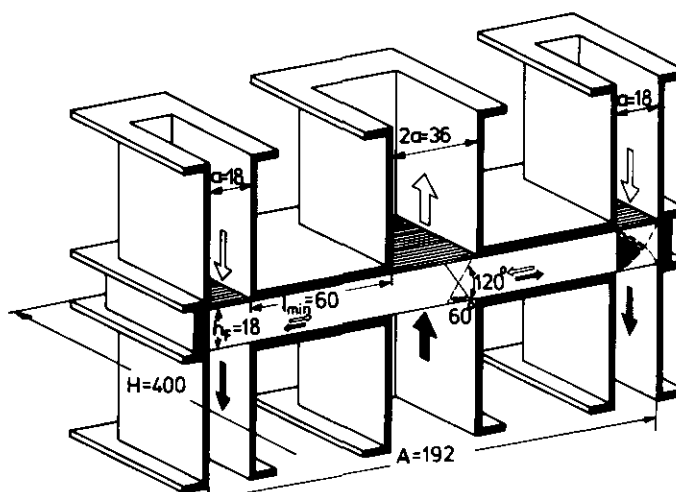


Bild 3.2/2 Schnitt durch die eingespannte Matrix

raturerhöhung, so daß beim Durchströmen der anderen Matrixseite ein Wärmeübergang stattfinden konnte. Die Lufttemperatur hinter der Heizung betrug etwa 100°C . Diese Temperatur dürfte zur Ermittlung der Ähnlichkeitstheoretischen Kennzahlen ausreichen. Wie auf dem Schaltbild zu erkennen ist, wurde die Matrix im Gegenstrom doppelflutig durchströmt. Dabei befand sich in der Mitte der Matrix die warme Zone, während an den beiden stirnseitigen Enden die niedrigere Temperatur auftrat. Im Versuch wurde der Massenstrom variiert, so daß die Nusselt-Zahl und der Widerstandsbeiwert als Funktion der Reynolds-Zahl erfaßt werden konnten.

Die Abbildung 3.2./2. zeigt einen Ausschnitt der Matrix mit den zugehörigen Anschlüssen für die Zu- und Abführungen der Luft. Die Zu- und Abströmung erfolgte senkrecht zur Matrix mit einer gleichmäßigen Verteilung auf der ganzen Matrixlänge H .

Die wichtigsten Daten der Matrix und der Wellung sind:

- d = 1,24 mm hydraulischer Durchmesser,
- λ_W = 2,6 mm Wellenlänge der Prägung,
- δ = 0,2 mm Blechdicke,
- h_W = 1 mm Wellenhöhe der Prägung,
- $\bar{\lambda}$ = 3,25 Wellenlängenparameter ($\bar{\lambda} = \lambda_W / (h_W - \delta)$),
- β = 120° Kreuzungswinkel,
- \bar{F}_0 = $1,68\text{ m}^2$ gesamte Fläche der gewellten Platten,
- \bar{F}_0 / V_M = $1215\text{ m}^2 / \text{m}^3$ Übertragungsflächendichte (ohne Rahmen).

Tabelle 3.2./1. Daten der experimentell untersuchten Matrix

Für die Übertragungsflächen gilt die Proportion

$$\frac{F_{\dot{U}}}{F_{\dot{U}}} = \frac{2l_{\min}}{A} \quad 3.2./1.$$

Da der Wärmeübergang an eine Fläche und der Druckverlust an eine Strömungsweglänge gebunden sind, muß bei der Auswertung der Versuchsergebnisse eine entsprechende Zuordnung vorgenommen werden.

Eine sinnvolle Zuordnungsmöglichkeit besteht darin, Druckverluste und Wärmeübergang auf die minimale Strömungsweglänge l_{\min} zu beziehen. Hierbei wird dann angenommen, daß die Ein- und Auslaufzonen keinen Beitrag zum Wärmeübergang und zum Druckverlust liefern.

Wie die Abbildung 3.2./2. zeigt, beträgt der Kreuzungswinkel für die Hauptströmungsrichtung 120° , während für die senkrechte Ein- und Ausströmung in der Mitte und an den Enden der Matrix nur ein Kreuzungswinkel von 60° auftritt. Nach /16/ verhalten sich die Widerstandsbeiwerte für eine Wölbung mit 120° und eine entsprechende mit 60° etwa wie 10 : 1. Obwohl noch eine Umlenkung von 90° in den Ein- und Auslaufbereichen der Matrix stattfindet, kann angenommen werden, daß der größte Teil des Druckverlustes in dem Matrixbereich entsteht, der durch die Länge l_{\min} abgegrenzt wird, weil die Strömung dort den Widerstand des großen Kreuzungswinkels zu überwinden hat. Bezieht man nun aufgrund dieser Überlegungen den Druckverlust auf die minimale Strömungsweglänge, so gilt:

$$\Delta p_M = \zeta_M \frac{l_{\min}}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad 3.2./2.$$

Der Wert für Δp_M enthält die Ein- und Austrittsverluste für senkrechte Zu- und Abströmung an der Matrix, weil die Meßstellen für den Druck außerhalb der gewellten Matrix in den Zu- und Abströmkanälen lagen.

Bei diesem Druckverlust und allen folgenden handelt es sich um Totaldruckverluste.

Bei der Auswertung der thermischen Messungen kann angenommen werden, daß der Wärmeübergang zur Hauptsache in dem Matrixbereich erfolgt, der durch die Länge l_{\min} begrenzt ist, weil dort reine Gegenströmung herrscht. Von den Flächenstücken für den Ein- und Auslauf entsprechend der Breite a werden tatsächlich nur kleine Zwickel als Wärmeübergangsfläche genutzt, weil die beiden Fluide seitlich zu- und abströmen. Darüber hinaus tritt in diesen Zwickeln kein Gegenstrom auf, sondern eine Art Kreuzstrom, der weniger effektiv ist.

Die Gleichung für die übertragene Wärmeleistung lautet:

$$\dot{Q} = k F_{\bar{U}} \Delta t_m. \quad 3.2./3.$$

Dabei gilt für die Übertragungsfläche die Gleichung 3.2./1. Die Auswertung auf dieser Basis ergibt die nachfolgenden Koeffizienten und Exponenten für die Nusselt-Zahl und den Widerstandsbeiwert gemäß Gleichungen 3.1./1. und 3.1./2.:

$$\begin{aligned} C_{Nu} &= 0,11 \\ \mu &= 0,795 \\ C_R &= 9,37 \\ \kappa &= 0,229 \end{aligned} \quad 3.2./4.$$

Es handelt sich um mittlere Werte für einen Reynolds-Zahlenbereich von $100 \leq Re \leq 2000$. Bei allen Umrechnungen muß berücksichtigt werden, daß l_{\min} die Bezugslänge für den Strömungsweg und die Übertragungsfläche ist.

3.3. Wärmeübergang und Druckverlust nach anderen Autoren

Die Meßergebnisse, die an der doppelstutigen Matrix ermittelt wurden, gelten nur bei turbulenter Strömung und bei bestimmten geometrischen Parametern für die Wellung. Um darüberhinausgehende Tendenzaussagen für den Einfluß von Kreuzungswinkel und Wellenlänge auf die Strömung zu erhalten, werden Meßergebnisse aus der Literatur herangezogen und interpretiert.

3.3.1. Turbulente Strömung bei verschiedenen Kreuzungswinkeln

Über den Einfluß des Kreuzungswinkels auf Wärmeübergang und Druckverlust scheinen nur zwei Veröffentlichungen zu existieren. In der ersten Arbeit /18/ wird der Kreuzungswinkel für verschiedene Prägeformen besonders im Hinblick auf den Druckverlust variiert. Das sinusförmige Wellenmuster ist dabei allerdings nicht berücksichtigt. Die zweite Arbeit /16/ ist systematischer und umfassender. Hier werden gerade für das sinusförmige Wellenmuster Wärmeübergang und Druckverlust in Abhängigkeit von Reynolds-Zahl, Kreuzungswinkel und Wellenlänge untersucht.

Der Versuchsaufbau nach /16/ besteht aus drei gewellten Platten, zwischen denen zwei Kanäle im Gegenstrom durchströmt werden, wie in Bild 3.3.1./1. dargestellt ist. Die Fluide werden in diesem Aufbau über runde Öffnungen in den Platten zu- und abgeführt.

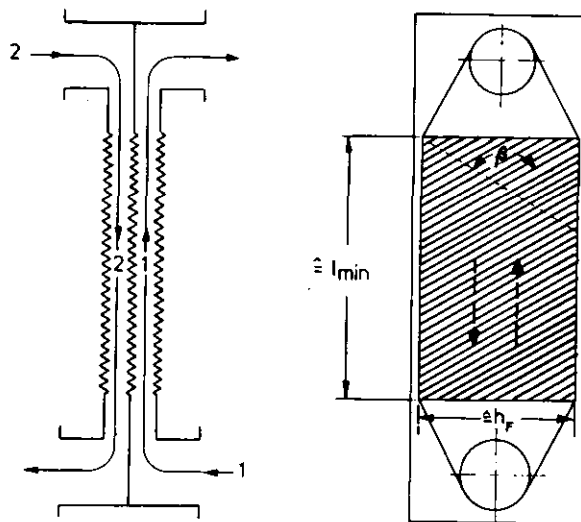


Bild 3.3.1./1. Versuchsaufbau mit gewellten Platten nach /16/

Die folgende Tabelle 3.3.1./1. zeigt, daß die Abmessungen des aktiven geprägten Plattenbereiches und der freien Wellenhöhe für die Platte nach /16/ den entsprechenden Abmessungen der doppelflutigen Matrix proportional sind.

	l_{min} mm	h_F mm	$h_w - \delta$ mm
Platte nach /16/	340	100	4
Doppelflutige Matrix	60	18	0,8

Tabelle 3.3.1./1. Plattenabmessungen

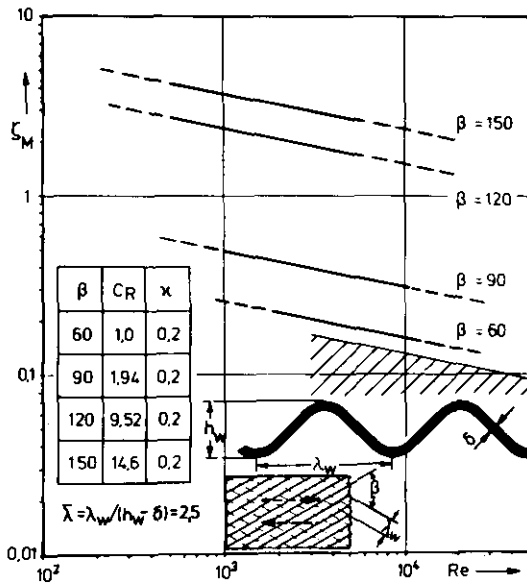


Bild 3.3.1/2. Widerstandsbeiwerte der gekreuzten sinusförmigen Wellenprägung für verschiedene Kreuzungswinkel bei turbulenter Strömung nach /16/

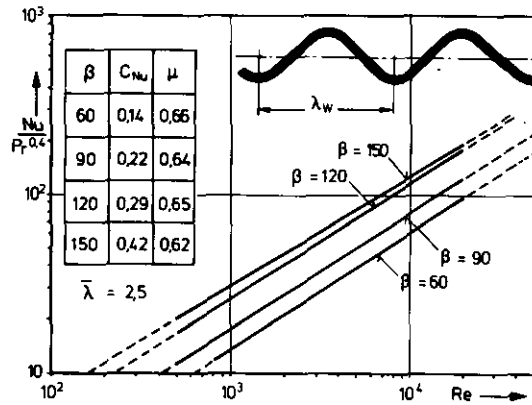


Bild 3.3.1/3. Nusselt-Zahlen der gekreuzten sinusförmigen Wellenprägung für verschiedene Kreuzungswinkel bei turbulenter Strömung nach /16/

Auf den Bildern 3.3.1./2. und 3.3.1./3. sind die Widerstandsbeiwerte und die Nusselt-Zahlen der turbulenten Strömung in Abhängigkeit von den Reynolds-Zahlen und den Kreuzungswinkeln nach /16/ eingetragen. Wie bei der turbulenten Rohrströmung fallen die ζ_M -Werte mit steigenden Reynolds-Zahlen, während die Nusselt-Zahlen ansteigen. Die Steigerung der künstlichen Turbulenz bei größer werdendem Kreuzungswinkel bewirkt eine Vergrößerung der Koeffizienten C_R und C_{Nu} . Die beiden Exponenten μ und κ sind praktisch unabhängig vom Kreuzungswinkel.

Die Werte für ζ_M nach Bild 3.3.1./2. enthalten Ein- und Austrittsdruckverluste, bedingt durch die runden Plattenöffnungen und die Strömungsumlenkungen, entsprechend dem Versuchsaufbau nach Bild 3.3.1./1. Ein ζ_M -Wert setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Ein Teil wird direkt für den Wärmeübergang genutzt. Dieser aktive Anteil muß dem Kreuzungswinkel der Wellung zugeordnet werden. Der andere Teil kennzeichnet den Verlust, der von der Ein- und Auslaufgeometrie der Platten verursacht wird.

$$\zeta_M = \zeta_{\text{aktiv}} + \zeta_{EA} \quad 3.3.1./1.$$

ζ_{aktiv} für den gewellten Plattenbereich

ζ_{EA} für Ein- und Auslauf

Da diese Ein- und Auslaufgeometrie im Versuch für alle β -Werte gleich war, kann man annehmen, daß der Beitrag, den ζ_{EA} zum gesamten Widerstandsbeiwert ζ_M liefert, näherungsweise konstant und unabhängig von β ist. Damit läßt sich aus der Differenz der ζ -Werte des kleinsten gemessenen Kreuzungswinkels von 60° und des geraden glatten Rohres ein oberer Grenzwert für ζ_{EA} abschätzen.

Wird der Kreuzungswinkel auf $\beta = 0^\circ$ verkleinert, so ist der hierzu gehörende aktive Widerstandsbeiwert gleich dem Widerstandsbeiwert für das gerade glatte Rohr ζ_{Rohr} . Da nun der aktive Widerstandsbeiwert für einen Kreuzungswinkel von 60° wegen der zusätzlichen Turbulenzerzeugung größer ist als derjenige des glatten Rohres, gilt:

$$\zeta_{EA} < \zeta_{60^\circ} - \zeta_{Rohr}, \quad 3.3.1./2.$$

$$\zeta_{EA} < \frac{1}{Re^{0,2}} - \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad 3.3.1./3.$$

Der hieraus resultierende Bereich für ζ_{EA} ist in Bild 3.3.1./2. schraffiert angedeutet. Es zeigt sich, daß dieser Widerstandsbeiwert bei größeren Kreuzungswinkeln klein ist im Vergleich zum Gesamtwiderstandsbeiwert ζ_M . Bei $\beta = 120^\circ$ ist der Anteil für Ein- und Auslauf mit Sicherheit erheblich kleiner als 13 %, während dieser Anteil bei $\beta = 150^\circ$ auf unter 5 % schrumpft. Hieraus kann gefolgert werden, daß bei großen Kreuzungswinkeln, d. h. bei starker künstlicher Turbulenz, die strömungs- und wärmetechnischen Kennzahlen von der Wellung bestimmt werden, während die Ein- und Auslaufgeometrie nur einen geringen Einfluß hat.

3.3.2. Turbulente Strömung bei unterschiedlichen Wellenlängen

Um den Einfluß der Wellenlänge aufzuzeigen, werden wieder Messungen nach /16/ herangezogen. In den beiden Bildern 3.3.2./1. und 3.3.2./2. wird der Wellenlängenparameter $\bar{\lambda}$ von 2,5 auf 3,75 vergrößert. Gemäß der Definition

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_w}{h_w - \delta} \quad 3.3.2./1.$$

bedeutet dies eine Streckung der Wellen. Dabei zeigt sich, daß das Profil mit der größeren Wellenlänge die besseren Eigenschaften hat. Die Widerstandsbeiwerte verringern sich auf die Hälfte, während die Nusselt-Zahlen noch um 10 % größer werden. Für den Wellenlängenparameter existiert offensichtlich ein Optimum, bei dem ein guter Wärmeübergang mit einem niedrigen Druckverlust erfolgt. Zur Ermittlung der genauen Größe dieses optimalen Wellenlängenparameters sind aber noch weitere systematische Experimente notwendig. In /16/ ist noch eine Messung für $\bar{\lambda} = 2$ angegeben. Die hierzu gehörigen Werte unterscheiden sich kaum von den Werten für $\bar{\lambda} = 2,5$, so daß zukünftige Messungen an Prägungen mit größeren Wellenlängenparametern durchgeführt werden sollten.

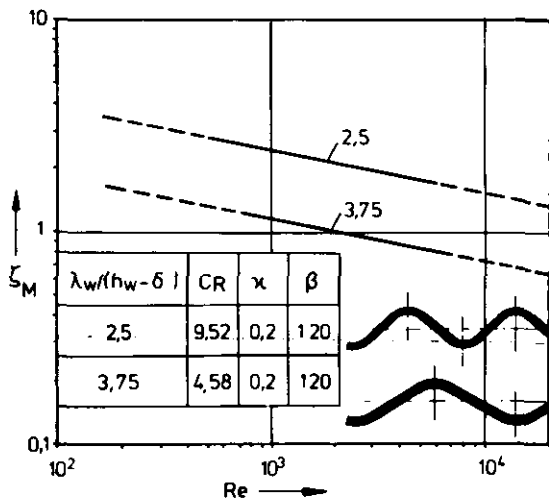


Bild 3.3.2/1. Widerstandsbeiwerte der gekreuzten sinusförmigen Wellenprägung für unterschiedliche Wellenlängen und turbulente Strömung

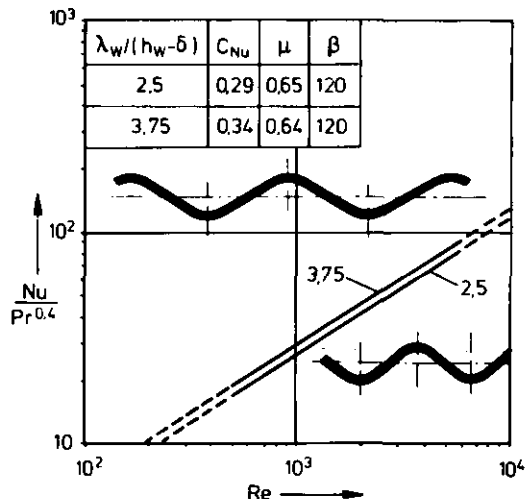


Bild 3.3.2/2. Nusselt-Zahlen der gekreuzten sinusförmigen Wellenprägung für unterschiedliche Wellenlängen und turbulente Strömung nach /16/

3.3.3. Laminare Strömung bei unterschiedlichen Kreuzungswinkeln

Die laminare Strömung in gekreuzten Wellenprofilen wurde bisher nur für relativ kleine Kreuzungswinkel an Regeneratormatrizen untersucht /19/. Diese Daten enthalten keinen Anteil für eine zusätzliche Ein- und Auslaufgeometrie, weil die Regeneratormatrix ohne Umlenkung direkt angeströmt wird.

Die Widerstandsbeiwerte für die laminare Strömung in der gekreuzten Wellung sowie die zugehörigen Nusselt-Zahlen sind in den folgenden Abbildungen 3.3.3./1. und 3.3.3./2. in Abhängigkeit von den Reynolds-Zahlen und den Kreuzungswinkeln β aufgetragen. Als Orientierungswerte dienen die entsprechenden

Kurven für das glatte Rohr mit $l/d \rightarrow \infty$. Es zeigt sich, daß die Abhängigkeiten von den Reynolds-Zahlen in der Tendenz ähnlich wie beim Rohr sind. Durch den Kreuzungswinkel ergibt sich eine Anhebung der Widerstandsbeiwerte und der Nusselt-Zahlen, wobei die Widerstandsbeiwerte allerdings stärker ansteigen.

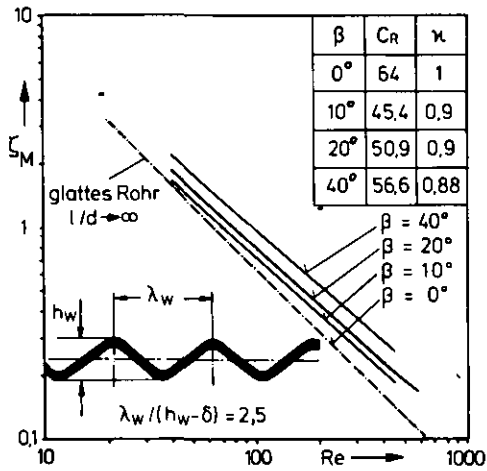


Bild 3.33/1. Widerstandsbeiwerte für die gekreuzte, sinusförmige Wellenprägung bei laminarer Strömung nach /19/

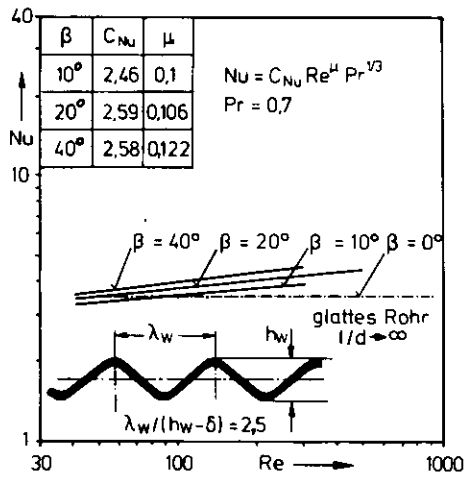


Bild 3.33/2. Nusselt - Zahlen für die gekreuzte sinusförmige Wellenprägung bei lam. Strömung nach /19/

3.3.4. Übergangsbereich der Strömung

Bei laminarer Rohrströmung mit ausgebildeter Grenzschicht gilt nach /20/, daß der Druckverlust proportional der mittleren Durchflußgeschwindigkeit ist, während bei turbulenter Rohrströmung mit ausgebildeter Grenzschicht der Druckverlust näherungsweise dem Quadrat der mittleren Durchflußgeschwindigkeit proportional ist. Diese Proportionalitäten gelten auch für stark gestörte Strömungen zwischen gewellten Platten, wie die folgenden Überlegungen zeigen.

Aus den Gleichungen 3.1./2. und 3.2./2. ergibt sich die Proportionalität:

$$\Delta p \sim v^{2-\kappa} \quad 3.3.4./1.$$

Mit den Durchschnittswerten für κ von 0,2 bei turbulenter Strömung und von 0,9 bei laminarer Strömung gemäß Abbildung 3.3.1./2. und 3.3.3./1. folgt:

$$\Delta p \sim v^{1,1} \text{ (laminar)}, \quad 3.3.4./2.$$

$$\Delta p \sim v^{1,8} \text{ (turbulent)}, \quad 3.3.4./3.$$

In der folgenden Abbildung 3.3.4./1. ist der Übergangsbereich von der laminaren zur turbulenten Strömung unter Benutzung der Angaben in /12, 16, 17, 19, 21, 23, 24, 25/ abgeschätzt. Es zeigt sich, daß die kritische Reynolds-Zahl mit steigendem Kreuzungswinkel, d. h. mit steigender künstlicher Turbulenz, vom Ausgangswert für das glatte Rohr bis auf extrem niedrige Werte von $Re_k = 5$ bei $\beta = 150^\circ$ abfällt. Der schraffierte Bereich in Bild 3.3.4./1. kann nur einen groben Anhalt geben, weil der Einfluß des Wellenparameters $\bar{\lambda}$ nicht eindeutig zu erfassen war.

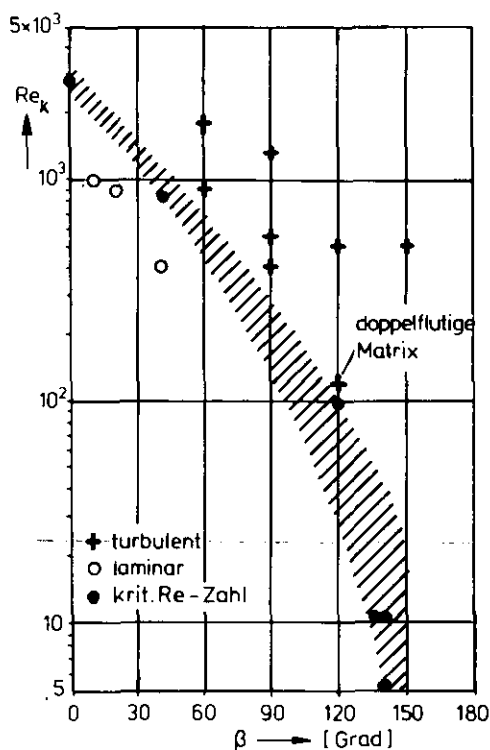


Bild 3,3,4/1. Kritischer Re - Zahl Bereich bei gekreuzter sinusförmiger Wellung nach verschiedenen Autoren.

Bei der Auslegung von kompakten Plattenwärmeübertragern treten im Gegensatz zu konventionellen Röhrenapparaten niedrige Reynolds-Zahlen auf. Die Gründe hierfür sind kleinere hydraulische Durchmesser und niedrigere Geschwindigkeiten in der Matrix. Die praktische Bedeutung der kleinen kritischen Reynolds-Zahlen bei der gekreuzten Wellung liegt in der Möglichkeit, kompakte Plattenwärmeübertrager bei niedrigen Reynolds-Zahlen betreiben zu können, ohne daß die Strömung in den Übergangsbereich gerät. Außerdem werden mit der turbulenten Strömung auch bei niedrigen Reynolds-Zahlen hohe Nusselt-Zahlen erreicht. Dies kann trotz der gleichzeitig hohen Widerstandsbeiwerte als ein Vorteil angesehen werden.

3.4. Vergleich der Meßergebnisse

Die Abbildung 3.4./1. vergleicht die Meßergebnisse für die doppel­flutige Matrix gemäß Kap. 3.2. mit den Meßergebnissen nach /16/. Die letzteren gelten für einen Kreuzungswinkel von 120° und für zwei Wellenlängenparameter von 2,5 und 3,75. Die doppel­flutige Matrix hat einen dazwischenliegenden Wellenlängenparameter von 3,25 und einen Kreuzungswinkel von 120° .

Der Wellenlängenparameter $\bar{\lambda}$ hat einen geringen Einfluß auf die Nusselt-Zahlen. Der etwas steilere Anstieg der Nusselt-Zahlen für die doppel­flutige Matrix ist möglicherweise auf die andere Einlaufgeometrie zurückzuführen. Insgesamt ergibt sich jedoch eine gute Übereinstimmung der Kurven im inter­essierenden Reynolds-Zahlenbereich.

Für die Widerstandsbeiwerte zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit vom Wellenlängenparameter $\bar{\lambda}$. Hier ordnet sich die doppel­flutige Matrix zufrieden­stellend ein, wobei die Steigung der Kurve nur unerheblich von den bei­den Vergleichskurven abweicht.

Dieser Vergleich demonstriert, daß für die hier betrachteten Beispiele zur Hauptsache die Wellengeometrie die wärmetechnischen Eigenschaften bestimmt. Die stark unterschiedlichen Ein- und Auslaufgeometrien haben bei großen Kreuzungswinkeln kaum einen Einfluß auf die Widerstandsbeiwerte und die Nusselt-Zahlen. Hieraus folgt, daß ein Teil der Ergebnisse nach /16/ durch­aus für Ähnlichkeitstheoretische Abschätzungen zur Optimierung der in die­ser Arbeit vorgeschlagenen doppel­flutigen Wärmeübertragerbauweise verwen­det werden kann.

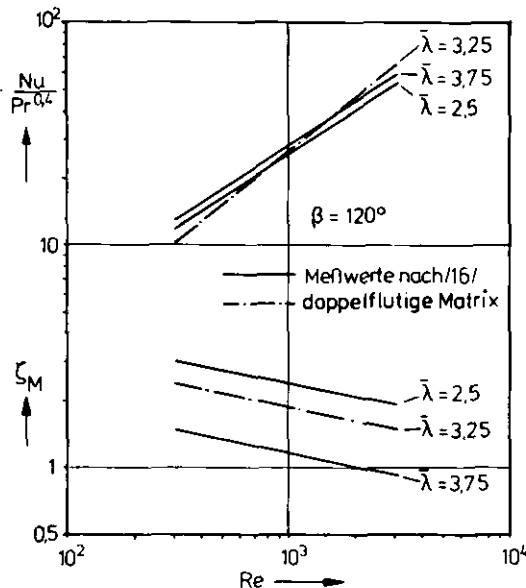


Bild 3.4./1. Vergleich der Meßergebnisse

4. KOMPAKTIERUNG DER MATRIX

Die Matrix muß als aktiver Kern des Wärmeübertragers bei der Auslegung zuerst dimensioniert werden. Ihre Abmessungen haben einen starken Einfluß auf die Abmessungen und die konstruktive Gestaltung des Gesamtapparates. Um für eine gestellte Wärmeübertragungsaufgabe eine kompakte Apparateauslegung finden zu können, müssen zunächst die Einflüsse des hydraulischen Durchmessers und der Wellengeometrie auf die Abmessungen und die äußere Form der Matrix bekannt sein. Aus diesem Grunde werden im folgenden Parametervariationen durchgeführt. Dabei werden Potenzfunktionen benutzt, deren Variablen durch Bezug auf entsprechende Referenzvariablen dimensionslos gemacht sind. Mit dieser Methode werden relative Änderungen der Parameter betrachtet. Man vermeidet damit absolute Größen und ist unabhängig von einer speziellen Wärmeübertragungsaufgabe.

4.1. Vereinfachtes Gleichungssystem für die Matrix

Für die Parametervariationen wird das folgende vereinfachte Gleichungssystem für einen Gegenstromwärmeübertrager zugrunde gelegt. Es sei aber ausdrücklich darauf hingewiesen, daß die Vereinfachungen nur eingeführt werden, um die Ähnlichkeitstheoretischen Ableitungen übersichtlicher durchführen zu können. Die eingeführten Vereinfachungen stellen keine Einschränkungen für die praktischen Anwendungsmöglichkeiten der in dieser Arbeit vorgeschlagenen Wärmeübertragerbauweise dar. Bei den späteren numerischen Rechnungen werden diese Vereinfachungen wieder fallengelassen.

Der Ausnutzungsgrad eines Wärmeübertragers, der als Verhältnis von übertragener Wärmeleistung zu maximal übertragbarer Wärmeleistung definiert ist, lautet:

$$\epsilon_{th} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} (t_{2A th} - t_{2E})}{\dot{m}_1 c_{p1} (t_{1E} - t_{2E})} \quad 4.1./1.$$

Der Index th soll anzeigen, daß hier keine Ausnutzungsgradminderungen durch Wärmeleitung und ungleichmäßige Massenstromverteilung berücksichtigt werden.

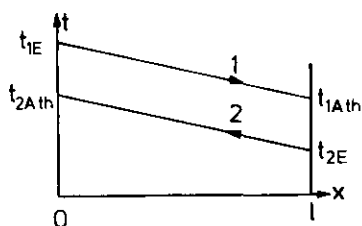


Bild 4.1/1. Temperaturverlauf

Als weitere Vereinfachung wird angenommen, daß auf beiden Seiten der Matrix die gleichen Stoffe in gleicher Menge strömen, wobei unterschiedliche Drücke zugelassen sind. Da die hier vorgeschlagene Wärmeübertragerbauweise bevorzugt für hohe Ausnutzungsgrade vorgesehen ist, können die mittleren Stoffwerttemperaturen

ohne großen Fehler als gleich angenommen werden. Damit sind auch die Stoffwerte auf beiden Seiten näherungsweise gleich, sofern sie nicht zu sehr vom Druck abhängen, wie die Dichte von Gasen. Für den Ausnutzungsgrad gilt dann die einfache Temperaturabhängigkeit:

$$\epsilon_{th} = \frac{t_{2A th} - t_{2E}}{t_{1E} - t_{2E}}. \quad 4.1./2.$$

Wegen der Gleichheit von Abkühl- und Aufheizspanne

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t \quad 4.1./3.$$

lautet die Gleichung für die abgegebene bzw. aufgenommene Wärmeleistung:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta t. \quad 4.1./4.$$

Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz vereinfacht sich zu:

$$\Delta t_m = t_{1E} - t_{2A th} \quad 4.1./5.$$

Für die parametrische Untersuchung ist das Verhältnis von Abkühl- oder Aufheizspanne zu mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz zweckmäßig:

$$\Theta = \frac{\Delta t}{\Delta t_m}. \quad 4.1./6.$$

Dieses Verhältnis kann in Abhängigkeit vom Ausnutzungsgrad folgendermaßen geschrieben werden:

$$\Theta = \frac{\epsilon_{th}}{1 - \epsilon_{th}}. \quad 4.1./7.$$

Aus der Symmetrie der Wellenprägung und der gleichmäßigen Aufteilung des freien Durchströmungsquerschnittes folgt, daß die mittleren Reynolds-Zahlen in der Matrix gleich sind:

$$Re = \frac{2 \dot{m} d}{F_{St} \eta}. \quad 4.1./8.$$

Dabei wird der hydraulische Durchmesser nach Gleichung 4.1./18. berechnet und F_{St} ist der gesamte freie Matrixquerschnitt, der beiden Fluiden zur Verfügung steht. Die Gleichheit der Reynolds-Zahlen hat wiederum eine Gleichheit der Nusselt-Zahlen auf beiden Seiten der Matrix zur Folge:

$$Nu = C_{Nu} Re^\mu Pr^{0.4} \quad 4.1./9.$$

Aus den Nusselt-Zahlen ergibt sich die für beide Seiten gleiche Übergangszahl:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d}. \quad 4.1./10.$$

Bei Vernachlässigung des Wärmedurchgangswiderstandes der Trennwand folgt für die Wärmedurchgangszahl k die einfache Beziehung:

$$k = \frac{\alpha}{2}. \quad 4.1./11.$$

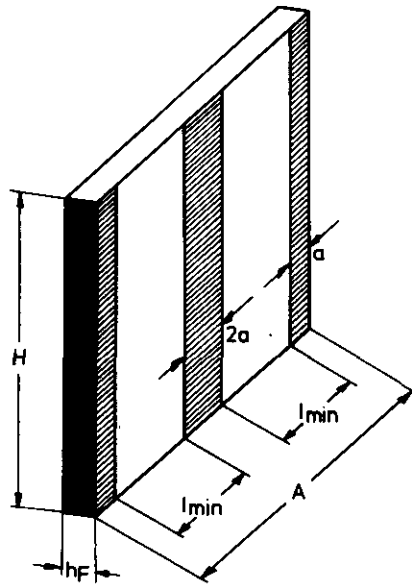


Bild 4.1./2. Bezeichnungen an der doppelflutigen Matrix

Für die Längenverhältnisse am doppelflutigen Matrixkörper gemäß vorstehendem Bild 4.1./2. werden die Werte der experimentell untersuchten doppelflutigen Matrix zugrunde gelegt. Diese Verhältnisse werden bei der Parametervariation konstant gehalten, um ähnliche Strömungsverteilungen auf der Plattenfläche zu erreichen.

$$\frac{l_{\min}}{h_F} = 3,33 \quad 4.1./12.$$

$$\frac{h_F}{a} = 1 \quad 4.1./13.$$

Die gesamte Stirnfläche der doppelflutigen Matrix ist:

$$F_{\text{St ges}} = 2H h_F. \quad 4.1./14.$$

Sie setzt sich aus dem freien Strömungsquerschnitt und dem Wandquerschnitt zusammen:

$$F_{\text{St ges}} = F_{\text{St}} + F_{\text{Wa}}. \quad 4.1./15.$$

Das Bauvolumen der doppelflutigen Matrix berechnet sich aus:

$$V_M = \frac{A \cdot F_{St\ ges}}{2} \quad 4.1./16.$$

Dabei gilt für A gemäß Bild 4.1./2.:

$$A = 2l_{min} + 4a \quad 4.1./17.$$

Das geprägte Wellenprofil kann näherungsweise aus Kreisbögen und geraden Stücken zusammengesetzt werden.

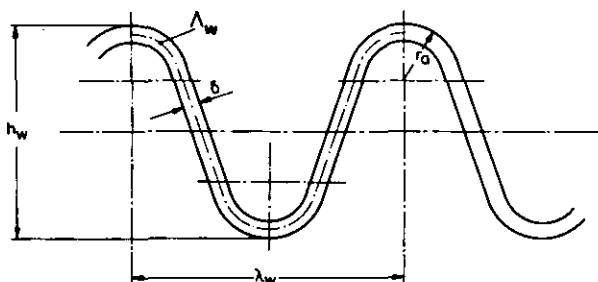


Bild 4.1/3. Wellenprofil im Normalschnitt

Für den hydraulischen Durchmesser folgt aus den gegebenen Wellenabmessungen bei Verwendung der Definition 2.3./1:

$$d = 2h_w \left(\frac{\Lambda_w}{\lambda_w} - \frac{\delta}{h_w} \right) \quad 4.1./18.$$

Dabei ist Λ_w die gestreckte Wellenlänge, die in Abhängigkeit von den geometrischen Größen λ_w , h_w , δ und r_a leicht berechnet werden kann:

$$4.1./19.$$

$$\Lambda_w = \frac{(2r_a - \delta)\pi}{90} \left[K - \arccos \frac{2r_a - \delta}{((h_w - 2r_a)^2 + (\lambda_w/2)^2)^{1/2}} - \arctan \frac{\lambda_w}{2(h_w - 2r_a)} \right] + ((h_w - 2r_a)^2 + \lambda_w^2 - 4(2r_a - \delta)^2)^{1/2}$$

$$h_w - 2r_a > 0 \Rightarrow K = 180$$

$$h_w - 2r_a < 0 \Rightarrow K = 0$$

Für die gesamte Stirnfläche in der Matrix ergibt sich in Abhängigkeit von der freien Stirnfläche und den Wellenabmessungen:

$$F_{St\ ges} = \frac{F_{St}}{1 - \frac{\Lambda_w}{\lambda_w} \frac{\delta}{h_w}} \quad 4.1./20.$$

Eine wichtige Beurteilungsgröße ist die Übertragungsflächendichte:

$$\frac{\bar{F}_U}{V_M} = \frac{\Lambda_W}{\lambda_W h_W}. \quad 4.1./21.$$

Für die gesamte Übertragungsfläche gilt die folgende Abhängigkeit:

$$\bar{F}_U = \left(1 - \frac{\Lambda_W}{\lambda_W} \frac{\delta}{h_W}\right) \frac{A F_{St\ ges}}{d}. \quad 4.1./22.$$

Bei Bezug auf die minimale Strömungsweglänge l_{min} ergibt sich für die Übertragungsfläche:

$$F_U = \left(1 - \frac{\Lambda_W}{\lambda_W} \frac{\delta}{h_W}\right) \frac{2l_{min} F_{St\ ges}}{d}. \quad 4.1./23.$$

Für die übertragene Wärmeleistung gilt wie in Kap. 3.2. vereinbart:

$$\dot{Q} = k F_U \Delta t_m. \quad 4.1./24.$$

Die Druckverluste müssen getrennt für beide Seiten der Matrix berechnet werden, weil die Dichten unterschiedlich sein können:

$$\Delta p_{M1} = \zeta_M \frac{l_{min}}{d} \frac{\rho_1 v_1^2}{2}, \quad 4.1./25.$$

$$\Delta p_{M2} = \zeta_M \frac{l_{min}}{d} \frac{\rho_2 v_2^2}{2}. \quad 4.1./26.$$

Für die mittlere Geschwindigkeit gilt dann:

$$v_1 = \frac{2\dot{m}}{\rho_1 F_{St}}, \quad 4.1./27.$$

$$v_2 = \frac{2\dot{m}}{\rho_2 F_{St}}. \quad 4.1./28.$$

Der Widerstandsbeiwert der Matrix ζ_M wird nach Gleichung 3.1./2. berechnet:

$$\zeta_M = \frac{C_R}{Re^x}. \quad 4.1./29.$$

Die gesamten Druckverluste in der Matrix sind dann die Summe

$$\Delta p_M = \Delta p_{M1} + \Delta p_{M2}. \quad 4.1./30.$$

Mit diesem Gleichungssystem werden die parametrischen Untersuchungen durchgeführt.

4.2. Bewertungszahlen für die Kompaktierung der Matrix

Der Begriff Kompaktierung bezeichnet optimierende Auslegungsmaßnahmen, die auf eine Verringerung oder eine bessere Ausnutzung des Bauvolumens der Matrix abzielen. Um die wärmetechnische Auslegung einer Matrix im Hinblick auf die Kompaktheit beurteilen zu können, werden im folgenden zwei Bewertungszahlen eingeführt.

Als erste Bewertungszahl für die Stärke der Kompaktierung dient die Leistungsdichte der Matrix q_M , die als Verhältnis von übertragener Wärmeleistung \dot{Q} zu Bauvolumen der Matrix V_M definiert wird:

$$q_M = \frac{\dot{Q}}{V_M}. \quad 4.2./1.$$

Die Stärke der Kompaktierung muß jedoch im Zusammenhang mit dem Energieaufwand, der zur Erfüllung einer bestimmten Wärmeübertragungsaufgabe notwendig ist, betrachtet werden. Für eine energetische Bewertung der Kompaktierung ist als zweite Bewertungszahl die dimensionslose Leistungszahl L_M nach /26/ zweckmäßig. Sie ist als Verhältnis von übertragener Wärmeleistung \dot{Q} zu aufgewandter Pumpleistung P_M in der Matrix definiert:

$$L_M = \frac{\dot{Q}}{P_M}. \quad 4.2./2.$$

Die Pumpleistung ist

$$P_M = \Delta p_{M1} \dot{V}_1 + \Delta p_{M2} \dot{V}_2. \quad 4.2./3.$$

Soll nun eine vorliegende Referenzmatrix mit der Leistungsdichte q_{MRef} kompaktiert werden, so daß die Leistungsdichte q_M der neuen Matrix größer wird, so gilt notwendigerweise die folgende Bedingung:

$$\frac{q_M}{q_{MRef}} > 1. \quad 4.2./4.$$

Diese Bedingung reicht zur Bewertung der Kompaktierung nicht aus, weil allein durch eine Erhöhung des Druckverlustes die Leistungsdichte in der Matrix gesteigert werden kann. Bei der Kompaktierung eines Apparates ist aber eine Druckverluststeigerung - wenn überhaupt - nur in sehr engen Grenzen zulässig, weil der Druckverlust von der Gesamtanlage festgelegt und damit dem Konstrukteur vorgegeben ist. Darüber hinaus ist ein fairer Vergleich mit anderen Apparaten dann kaum möglich, wenn der Druckverlust wesentlich verändert wird. Diese Einschränkung wird durch die folgende

Zusatzbedingung erfaßt, die das Verhältnis der Leistungszahlen enthält:

$$\frac{L_M}{L_{MRef}} \geq 1.$$

4.2./5.

Diese Bedingung fordert, daß bei der Kompaktierung der Druckverlust nicht ansteigen darf, wenn die übertragene Wärmeleistung konstant bleibt. Kann aber bei der Kompaktierung die Wärmeleistung vergrößert werden, so darf der Anstieg des Druckverlustes höchstens proportional dazu sein. Ist in diesem Fall jedoch ein konstanter Druckverlust gefordert, so steigt die Leistungszahl an.

Die beiden Bedingungen drücken aus, daß die Leistungsdichte bei der Kompaktierung größer werden muß und daß die Leistungszahl größer werden darf. Die erste Bedingung ist notwendig, während die zweite so gewählt wurde, daß ein energetischer Vergleich mit anderen Wärmeübertragern möglich ist. Die beiden Bedingungen 4.2./4. und 4.2./5. werden im folgenden Kompaktierungsbedingungen genannt.

4.3. Kompaktierung durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers

Im folgenden wird gezeigt, wie die Kompaktierungsbedingungen 4.2./4. und 4.2./5. durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers erfüllt werden können und wie sich diese Verkleinerung auf die äußeren Abmessungen der doppel-flutigen Matrix auswirkt. Hierbei gelten die gleichen Voraussetzungen für die Referenzmatrix und die kompaktierte Matrix:

- geometrisch ähnliches Wellenprofil mit gleichbleibendem Kreuzungswinkel β und gleichbleibendem Wellenlängenparameter $\bar{\lambda}$,
- turbulente Strömung,
- Vernachlässigung des Wärmeduchgangswiderstands der Trennwand,
- konstante Massenströme, die auf beiden Seiten gleich sind,
- gleichmäßige Massenstromverteilung längs der Matrix,
- konstante Eintrittstemperaturen,
- keine Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung in Längsrichtung,
- gleichbleibende Stoffe und konstante Stoffwerte,
- für den Kompaktierungsfall mit variabler Wärmeleistung wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte vernachlässigt. Der hierdurch verursachte Fehler ist um so kleiner, je geringer die Änderung der Wärmeleistung \dot{Q} ist.

Mit diesen Voraussetzungen reduziert sich das in Kapitel 4.1. dargestellte Gleichungssystem auf die folgenden fünf Gleichungen, wenn auf die jeweiligen Referenzparameter bezogen wird:

$$\frac{l_{\min}}{l_{\min\text{Ref}}} \left(\frac{d}{d_{\text{Ref}}} \right)^{-\mu-\kappa} \left(\frac{F_{\text{St}}}{F_{\text{StRef}}} \right)^{\kappa-2} - \frac{\Delta p_{\text{M}}}{\Delta p_{\text{MRef}}} = 0, \quad 4.3./1.$$

$$\frac{l_{\min}}{l_{\min\text{Ref}}} \left(\frac{d}{d_{\text{Ref}}} \right)^{\mu-2} \left(\frac{F_{\text{St}}}{F_{\text{StRef}}} \right)^{1-\mu} \frac{\Theta}{\Theta_{\text{Ref}}} = 0, \quad 4.3./2.$$

$$\frac{\Theta}{\Theta_{\text{Ref}}} \frac{\frac{1}{\Theta_{\text{Ref}}} + 1}{\frac{1}{\Theta_{\text{Ref}}} + \frac{\Theta}{\Theta_{\text{Ref}}}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{Ref}}} = 0, \quad 4.3./3.$$

$$\frac{l_{\min}}{l_{\min\text{Ref}}} \left(\frac{d}{d_{\text{Ref}}} \right)^{-1} \frac{F_{\text{St}}}{F_{\text{StRef}}} - \frac{F_{\text{Ü}}}{F_{\text{ÜRef}}} = 0, \quad 4.3./4.$$

$$\frac{l_{\min}}{l_{\min\text{Ref}}} \frac{F_{\text{St}}}{F_{\text{StRef}}} - \frac{V_{\text{M}}}{V_{\text{MRef}}} = 0. \quad 4.3./5.$$

Dieses Gleichungssystem enthält die wichtigsten wärmetechnischen und geometrischen Parameter der Matrix. Bei acht dimensionslosen Variablen ist das System lösbar, wenn zwei Variable konstant gehalten werden und einer die Rolle der unabhängigen Variablen zugeordnet wird. Diese Rolle soll zuerst der hydraulische Durchmesser übernehmen.

Von den vielen Lösungsmöglichkeiten, die für das Gleichungssystem existieren, erfüllen nur drei die Kompaktierungsbedingungen. Diese Kompaktierungsmöglichkeiten sind auf Bild 4.3./1. dargestellt. Sie bedeuten:

Fall 1.1.: Kompaktierung der Matrix durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers, wobei das Volumen verkleinert wird, während die übertragene Wärmeleistung und der Druckverlust konstant bleiben.

Fall 1.2.: Kompaktierung der Matrix durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers, so daß gleichzeitig Volumen und Druckverluste verringert werden. Dabei wird die übertragene Wärmeleistung konstant gehalten. Der zweite konstant gehaltene Parameter, der notwendig ist, um das Gleichungssystem 4.3./1. bis 4.3./5. lösen zu können, ist die Übertragungsfläche.

Fall 2.: Kompaktierung der Matrix durch Verkleinern des hydraulischen Durchmessers und zwar so, daß bei konstantem Volumen und konstanten Druckverlusten die Wärmeleistung vergrößert wird.

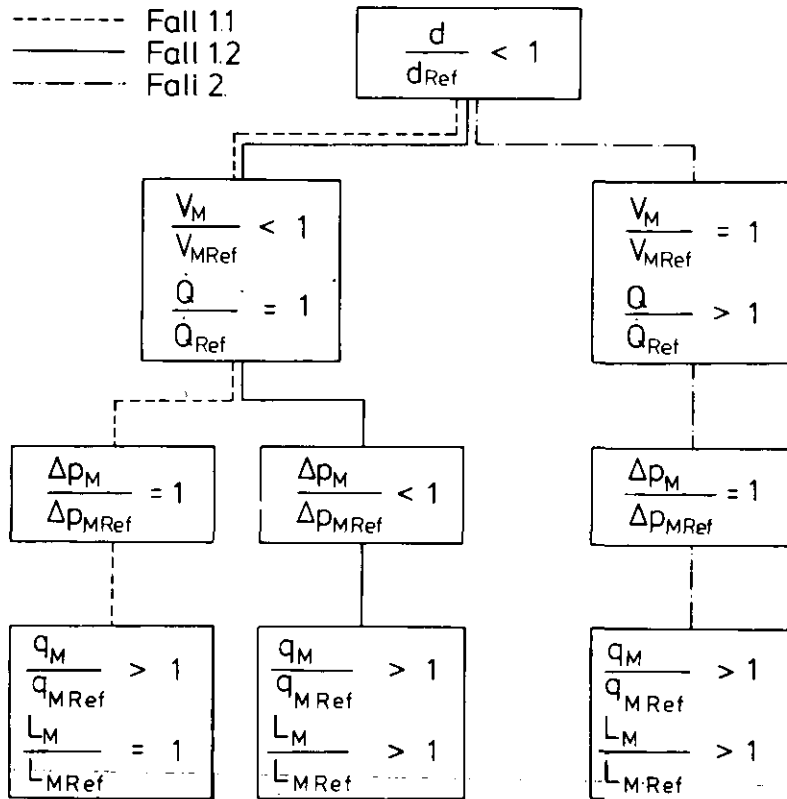


Bild 4.3./1. Kompaktierungsmöglichkeiten bei Verkleinerung des hydraulischen Durchmessers.

Die Lösungen des Gleichungssystems 4.3./1. bis 4.3./5. lassen sich für alle Variablen außer \dot{Q} als einfache Potenzfunktionen der Form

$$\frac{Y}{Y_{Ref}} = \left(\frac{d}{d_{Ref}} \right)^E \quad 4.3./6.$$

darstellen. Dabei steht Y/Y_{Ref} für die abhängigen Variablen der Gleichungen 4.3./1. bis 4.3./5. außer \dot{Q} . E ist der von μ und κ abhängige Exponent. Die Basis ist in allen Fällen d/d_{Ref} . Die Exponenten der drei Kompaktierungsmöglichkeiten sind in der folgenden Tabelle 4.3./1. zusammengefaßt. Dabei sind die drei Kompaktierungsmöglichkeiten in den Zeilen der Tabelle eingetragen, während die abhängigen Parameter der Matrix in den Spalten der Tabelle stehen.

Fall	Y/Y_{Ref}					
	Θ/Θ_{Ref}	$\Delta P_M/\Delta P_{MRef}$	V_M/V_{MRef}	F_{St}/F_{StRef}	l_{min}/l_{minRef}	$F_{\dot{U}}/F_{\dot{U}Ref}$
1.1.	0	0	$\frac{6-4\mu-2\kappa}{3-\mu-\kappa}$	$\frac{1-\mu-\kappa}{3-\mu-\kappa}$	$\frac{5-3\mu-\kappa}{3-\mu-\kappa}$	$\frac{3-3\mu-\kappa}{3-\mu-\kappa}$
1.2.	0	$\frac{3-3\mu-\kappa}{\mu}$	1	$\frac{\mu-1}{\mu}$	$\frac{1}{\mu}$	0
2.	$\frac{-6+4\mu+2\kappa}{3-\kappa}$	0	0	$-\frac{1+\kappa}{3-\kappa}$	$\frac{1+\kappa}{3-\kappa}$	-1

Tabelle 4.3/1. Die Exponenten E für Gleichung 4.3/6.

Die Tabelle 4.3./2. zeigt ein ausgewertetes Beispiel, wobei für die Exponenten μ und κ die Zahlen der doppelflutigen Matrix entsprechend Gleichungen 3.2./4. zugrunde gelegt wurden. Für den Kompaktierungsfall 2. ist ein Θ_{Ref} von 5,67, das einem Ausnutzungsgrad von $\epsilon_{th} = 0,85$ entspricht, berücksichtigt worden. Für Θ_{Ref} muß ein Zahlenwert angegeben werden, weil sonst eine Umrechnung auf die Wärmeleistung nicht erfolgen kann, wie die Gleichung 4.3./3. zeigt. In allen drei Kompaktierungsfällen wurde eine Verkleinerung des hydraulischen Durchmessers auf die Hälfte des Referenzwertes angenommen.

	Fall		
	1.1.	1.2.	2.
d/d_{Ref}	0,5	0,5	0,5
V_M/V_{MRef}	0,43	0,5	1
\dot{Q}/\dot{Q}_{Ref}	1	1	1,07
$\Delta P_M/\Delta P_{MRef}$	1	0,71	1
$F_{\dot{U}}/F_{\dot{U}Ref}$	0,87	1	2
q_M/q_{MRef}	2,3	2	1,07
L_M/L_{MRef}	1	1,4	1,07

Tab.4.3/2. Kompaktierungsbeispiel

Für den Kompaktierungsfall 1.1. erhöht sich die Leistungsdichte auf 230 %, während die Leistungszahl unverändert bleibt. Der Fall 1.2. hat eine etwas geringere Leistungsdichtensteigerung auf 200 %, während seine Leistungszahl durch Verringerung der Druckverluste auf 140 % anwächst. In beiden Fällen verringert sich das Matrixvolumen um mindestens 50 %. Weniger attraktiv präsentiert sich der Fall 2. Hier ist eine Erhöhung der Leistungsdichte und der Leistungszahl um jeweils nur 7 % möglich.

Auf Bild 4.3./2. ist veranschaulicht, wie sich die drei Kompaktierungsfälle auf die äußere Kontur der Matrix auswirken. Für die Abmessungen h_F , l_{\min} und a gelten die Proportionen wie bei der doppelflutigen Matrix entsprechend den Gleichungen 4.1./12. und 4.1./13.:

$$\frac{l_{\min \text{Ref}}}{a_{\text{Ref}}} = \frac{l_{\min}}{a} = 3,33, \quad 4.3./7.$$

$$\frac{h_{F \text{Ref}}}{a_{\text{Ref}}} = \frac{h_F}{a} = 1. \quad 4.3./8.$$

Für die Höhe H der Matrizen gilt:

$$\frac{H}{H_{\text{Ref}}} = \frac{F_{\text{St}}}{F_{\text{StRef}}} \left(\frac{l_{\min}}{l_{\min \text{Ref}}} \right)^{-1}. \quad 4.3./9.$$

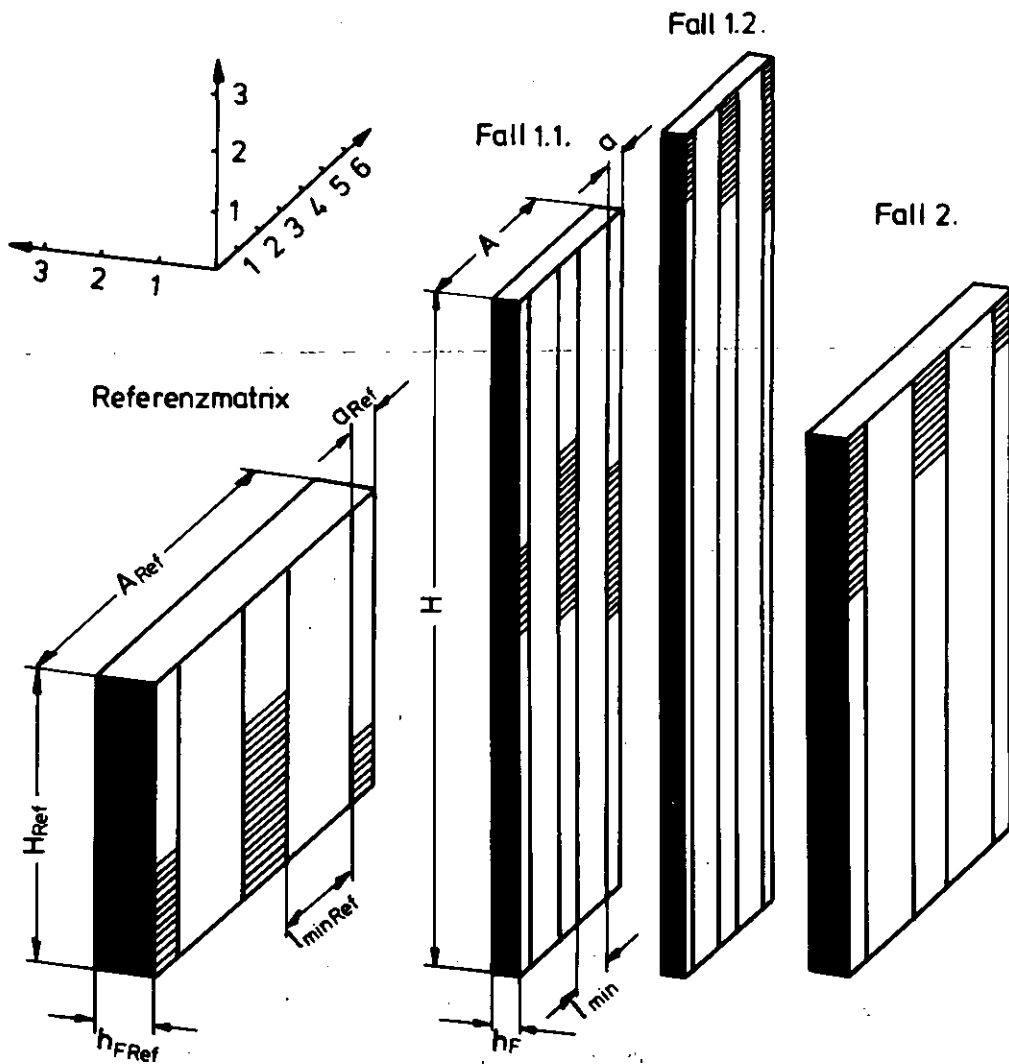


Bild 4.3./2. Größenvergleich bei Kompaktierung durch Verkleinerung des hydraulischen Durchmessers auf die Hälfte.

Die kompaktierten Matrizen haben im Vergleich zur Referenzmatrix eine schlankere Kontur. Dies ist im wesentlichen auf das Abfallen der Länge l_{\min} zurückzuführen. Der Vorteil eines geringeren Volumens muß also mit dem Preis einer längeren Matrix bezahlt werden. Wie sich dies auf die Kompaktierung eines Moduls, der die äußeren Verteiler und Sammler mitumfaßt, auswirkt, ist in Kapitel 9.5. erläutert. Es sei hier aber schon vorab erwähnt, daß eine extreme Verkleinerung des hydraulischen Durchmessers trotz der damit erreichten kleinen Matrixvolumina nicht sinnvoll ist, weil sich mit den dann sehr langen Matrizen konstruktive Anordnungsprobleme ergeben.

4.4. Kompaktierung durch Vergrößern der Wellenlänge

Die Bilder 3.3.2./1. und 3.3.2./2. zeigen, daß die Wellenlänge der Plattenprägung einen sehr großen Einfluß auf den Widerstandsbeiwert und damit auf den Druckverlust hat. Daraus folgt zwangsläufig eine starke Abhängigkeit der äußeren Matrixabmessungen von der Wellenlänge. Für die optimale Auslegung einer Matrix darf deshalb die Wellenlänge nicht außer acht gelassen werden.

Im folgenden wird der Wellenlängenparameter $\bar{\lambda}$ von 2,5 auf 3,75 vergrößert. Dabei werden wieder dimensionslose ähnlichkeitstheoretische Potenzgleichungen verwendet, die mit den folgenden Voraussetzungen aus dem Gleichungssystem in Kap. 4.1. hergeleitet werden:

- gleichbleibender Kreuzungswinkel β ,
- turbulente Strömung,
- Vernachlässigung des Wärmedurchgangswiderstandes der Trennwand,
- gleichbleibende Stoffe und konstante Stoffwerte,
- konstante Massenströme, die auf beiden Seiten gleich sind,
- gleichmäßige Massenstromverteilung längs der Matrix,
- konstante Eintrittstemperaturen,
- keine Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung in Längsrichtung,
- nach /16/ ändern sich bei einer Variation der Wellenlänge gleichzeitig die beiden Koeffizienten C_R und C_{Nu} , während die beiden Exponenten κ und μ nahezu konstant bleiben.

Mit diesen Voraussetzungen ergibt sich aus den in Kap. 4.1. dargestellten Grundgleichungen das nachstehende Gleichungssystem für die Hauptparameter der Matrix:

$$\frac{C_R}{C_{RRef}} \frac{l_{min}}{l_{minRef}} \left(\frac{d}{d_{Ref}} \right)^{-1-\kappa} \left(\frac{F_{St}}{F_{StRef}} \right)^{\kappa-2} - \frac{\Delta p_M}{\Delta p_{MRef}} = 0, \quad 4.4./1.$$

$$\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \frac{l_{min}}{l_{minRef}} \left(\frac{d}{d_{Ref}} \right)^{\mu-2} \left(\frac{F_{St}}{F_{StRef}} \right)^{1-\mu} - \frac{\Theta}{\Theta_{Ref}} = 0, \quad 4.4./2.$$

$$\frac{\Theta}{\Theta_{Ref}} \frac{\frac{1}{\Theta_{Ref}} + 1}{\frac{1}{\Theta_{Ref}} - \frac{\Theta}{\Theta_{Ref}}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{Ref}} = 0, \quad 4.4./3.$$

$$\frac{l_{min}}{l_{minRef}} \left(\frac{d}{d_{Ref}} \right)^{-1} \frac{F_{St}}{F_{StRef}} - \frac{F_{\dot{U}}}{F_{\dot{U}Ref}} = 0, \quad 4.4./4.$$

$$\frac{l_{min}}{l_{minRef}} \frac{F_{St}}{F_{StRef}} - \frac{V_M}{V_{MRef}} = 0. \quad 4.4./5.$$

Der Wellenlängenparameter tritt nicht explizit in Erscheinung, sondern er wird durch einen Koeffizienten C_{Nu} und einen zugehörigen Koeffizienten C_R repräsentiert.

Dieses Gleichungssystem erfordert für die Lösung drei konstante Parameter. Die zweckmäßigste Möglichkeit ist, den Druckverlust und die Wärmeleistung konstant zu halten, weil diese häufig als unveränderliche Größen bei einer zu lösenden Wärmeübertragungsaufgabe gegeben sind. Als dritter konstanter Parameter bietet sich der hydraulische Durchmesser an, weil sein Einfluß auf die Hauptparameter der Matrix schon in Kap. 4.3. behandelt wurde.

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{Ref}} = 1, \quad \frac{\Delta p_M}{\Delta p_{MRef}} = 1, \quad \frac{d}{d_{Ref}} = 1. \quad 4.4./6.$$

Damit lassen sich die Lösungen des Gleichungssystems 4.4./1. bis 4.4./5. als Potenzfunktionen mit C_{Nu} und C_R als unabhängige Variablen darstellen:

$$\frac{F_{St}}{F_{StRef}} = \left(\frac{C_R}{C_{RRef}} \right)^{\frac{1}{3-\mu-\chi}} \left(\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \right)^{\frac{1}{3-\mu-\chi}}, \quad 4.4./7.$$

$$\frac{l_{min}}{l_{minRef}} = \left(\frac{C_R}{C_{RRef}} \right)^{\frac{-1+\mu}{3-\mu-\chi}} \left(\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \right)^{\frac{-2+\chi}{3-\mu-\chi}}, \quad 4.4./8.$$

$$\frac{F_{\ddot{U}}}{F_{\ddot{U}Ref}} = \left(\frac{C_R}{C_{RRef}} \right)^{\frac{\mu}{3-\mu-\chi}} \left(\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \right)^{\frac{-3+\chi}{3-\mu-\chi}}, \quad 4.4./9.$$

$$\frac{V_M}{V_{MRef}} = \left(\frac{C_R}{C_{RRef}} \right)^{\frac{\mu}{3-\mu-\chi}} \left(\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \right)^{\frac{-3+\mu}{3-\mu-\chi}}, \quad 4.4./10.$$

$$\frac{q_M}{q_{MRef}} = \left(\frac{C_R}{C_{RRef}} \right)^{\frac{-\mu}{3-\mu-\chi}} \left(\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}} \right)^{\frac{3-\chi}{3-\mu-\chi}} \quad 4.4./11.$$

Mit den Zahlenwerten für C_R und C_{Nu} entsprechend den Bildern 3.3.2./1. und 3.3.2./2. ergibt sich die folgende Tabelle 4.4./1. Dabei dient die kleinere Wellenlänge als Referenzfall. Die Tabelle zeigt in den beiden letzten Spalten, daß bei konstanter Leistungszahl eine beachtliche Vergrößerung der Leistungsdichte in der Matrix auf 150 % erreicht wird, wenn der Wellenlängenparameter von 2,5 auf 3,75 vergrößert wird. Diese Kompaktierung ist auf eine Verringerung des Widerstandsbeiwertes zurückzuführen, die bei konstanter Strömungsweglänge eine Verringerung der Stirnfläche und somit eine Verringerung des Bauvolumens nach sich zieht.

$\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_{Ref}}$	$\frac{\beta}{\beta_{Ref}}$	$\frac{C_R}{C_{RRef}}$	$\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}}$	μ	χ	$\frac{F_{St}}{F_{StRef}}$	$\frac{l_{min}}{l_{minRef}}$	$\frac{q_M}{q_{MRef}}$	$\frac{L_M}{L_{MRef}}$
$\frac{3,75}{2,5}$	$\frac{120}{120}$	$\frac{4,58}{9,52}$	$\frac{0,34}{0,29}$	0,65	0,2	0,66	0,99	1,5	1

Tabelle 4.4./1. Verschiedene Wellenlängenparameter

Die Abbildung 4.4./1. veranschaulicht, wie sich die Matrixkontur bei Kompaktierung durch Vergrößern der Wellenlänge ändert. Es gelten wieder die Proportionen 4.3./7. und 4.3./8.

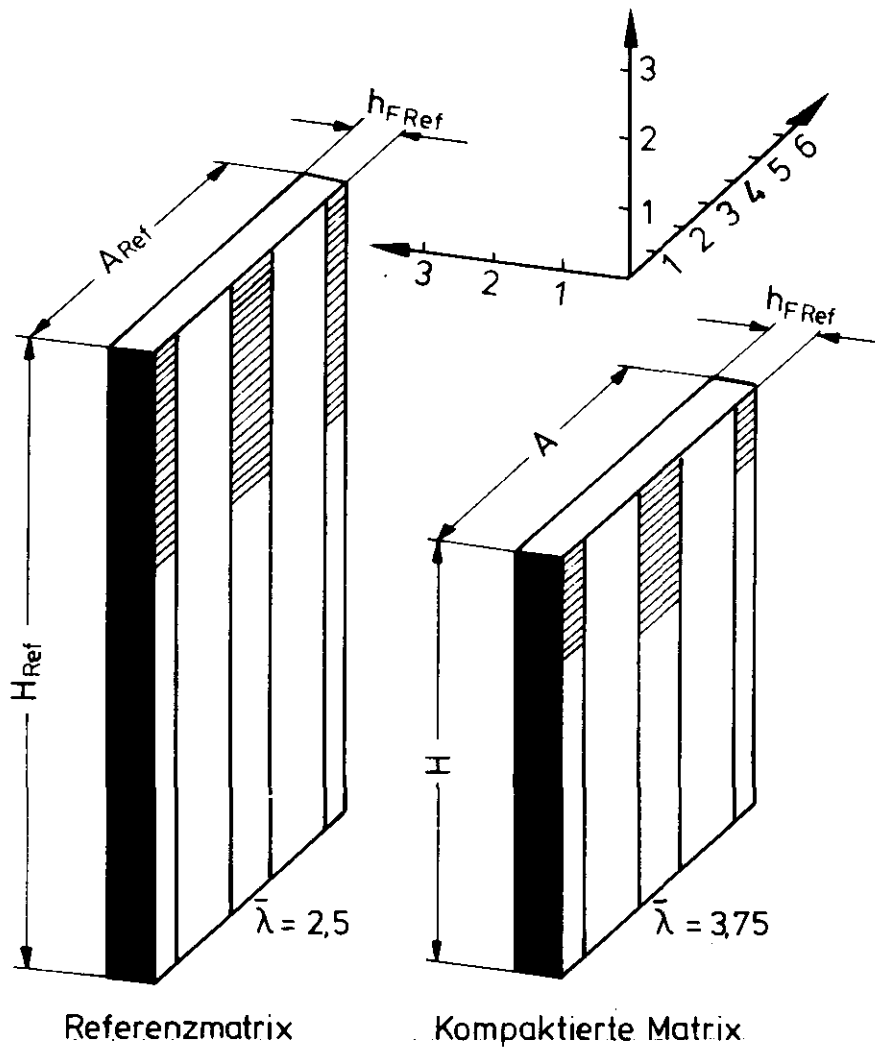


Bild 4.4./1. Größenvergleich bei Kompaktierung durch Vergrößerung des Wellenlängenparameters von 2,5 auf 3,75.

Wegen der bedingten Übertragbarkeit der Meßwerte nach /16/ auf die in dieser Arbeit vorgeschlagene Matrixbauweise sind die Zahlen der Tabelle 4.4./1. nicht streng quantitativ aufzufassen, sondern als eine Tendenzaussage zu bewerten. Es ist erkennbar, daß für die optimale wärmetechnische Auslegung einer Matrix eine große Wellenlänge zweckmäßig ist. Wo das genaue wärmetechnische Optimum mit der besten Volumenausnutzung liegt, kann jedoch nur durch weitere systematische Versuche ermittelt werden.

Sind größere Differenzdrücke zwischen den Fluiden zu beherrschen, so ist eine große Wellenlänge nachteilig, weil sich die Zahl der Stützpunkte und die Biegesteifigkeit der Platte verringern. Hier ist dann ein auslegungstechnischer Kompromiß zwischen möglichst guten Wärmeübergangseigenschaften und ausreichender Festigkeit zu schließen.

4.5. Günstige Gestaltung der Ein- und Auslaufzonen

Die Abbildung 4.5./1. zeigt, daß für den Kreuzungswinkel β_{EA} , den die seitlich ein- und austretenden Ströme zu überwinden haben, die Bedingung $\beta_{EA} = 180 - \beta$ gilt. Daraus resultiert, daß Ein- und Auslauf bei $\beta > 90^\circ$ einen kleinen Widerstandsbeiwert haben, während bei $\beta < 90^\circ$ ein sehr viel größerer Wert zu erwarten ist. Für $\beta = 120^\circ$ ist das Verhältnis der Widerstandsbeiwerte $\zeta_\beta / \zeta_{\beta_{EA}} > 10$ und für $\beta = 60^\circ$ ergibt sich $\zeta_\beta / \zeta_{\beta_{EA}} < 0,1$. Die Umlenkung von 90° ist dabei nicht berücksichtigt.

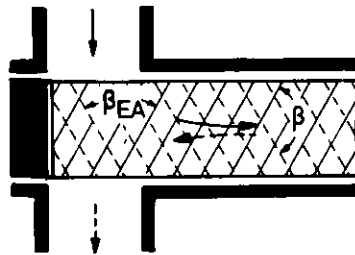


Bild 4.5./1. Unterschiedliche Kreuzungswinkel

Durch das starke Ansteigen des Widerstandsbeiwertes der Ein- und Auslaufzonen für kleine β wird ein erheblicher Anteil des Druckverlustes in der Matrix nicht für den Wärmeübergang genutzt. Um diesen Nachteil zu vermeiden, muß die Prägung der Matrix in den Ein- und Auslaufzonen invariant gegen β gestaltet werden. Hierfür bietet sich die Noppenprägung an. In Bild 4.5./2. ist ein Querschnitt durch eine solche Matrix dargestellt. Um eine einwandfreie Stützfunktion in den Ein- und Auslaufzonen zu erhalten, werden die Noppen nur in die jeweils übernächste Platte geprägt. Auf diese Weise stoßen im Matrixpaket immer eine genoppte und eine ebene Fläche zusammen.

Der Vorteil der Noppenprägung ist, daß sich in den Ein- und Auslaufzonen der Matrix, unabhängig vom Kreuzungswinkel, ein relativ geringer und konstant bleibender Strömungswiderstand einstellt.

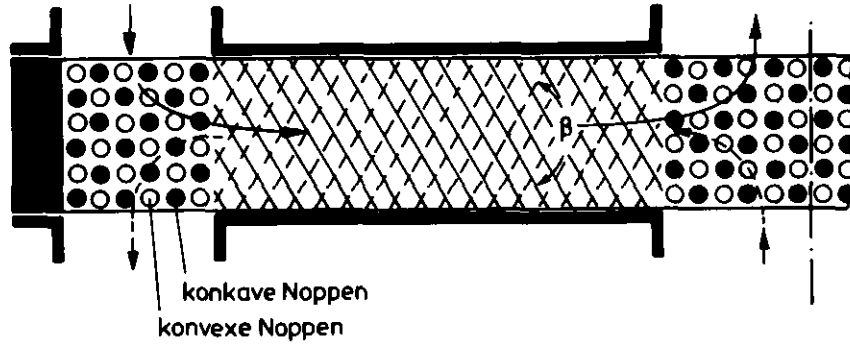


Bild 4.5/2. Matrix mit Noppenprägung in den Ein- und Auslaufzonen.

4.6. Variation des Kreuzungswinkels

Bei der Optimierung einer Matrix spielt der Kreuzungswinkel der Wellung eine wichtige Rolle, weil er die Strömung als Turbulenzerzeuger stark beeinflusst. Im folgenden werden Tendenzaussagen für die Matrix bei einer Variation des Kreuzungswinkels hergeleitet.

Für die Ähnlichkeitstheoretischen Gleichungen gelten wieder dieselben Voraussetzungen wie in Kapitel 4.4., wobei hier statt eines konstanten Kreuzungswinkels ein konstanter Wellenlängenparameter angenommen wird. Außerdem wird die von /16/ nachgewiesene Tatsache zugrundegelegt, daß eine Veränderung des Kreuzungswinkels sich hauptsächlich in den Koeffizienten C_{Nu} und C_R bemerkbar macht, bei nahezu konstanten Exponenten μ und κ . Für eine Variation des Kreuzungswinkels kann daher das Gleichungssystem 4.4./7. bis 4.4./11. verwendet werden, wenn Wärmeleistung, Druckverlust und hydraulischer Durchmesser konstant gehalten werden.

In der Tabelle 4.6./1. sind die Ergebnisse für einen Variationsfall dargestellt, wobei der Kreuzungswinkel einer Referenzmatrix von 120° auf 90° verkleinert wurde.

$\frac{\beta}{\beta_{Ref}}$	$\frac{\lambda}{\lambda_{Ref}}$	$\frac{C_R}{C_{RRef}}$	$\frac{C_{Nu}}{C_{NuRef}}$	μ	κ	$\frac{F_{St}}{F_{StRef}}$	$\frac{l_{min}}{l_{minRef}}$	$\frac{q_M}{q_{MRef}}$	$\frac{L_M}{L_{MRef}}$
90	2,5	1,94	0,22	0,645	0,2	0,54	1,65	1,11	1
120	25	9,52	0,29						

Tabelle 4.6/1. Variation des Kreuzungswinkels

Die Stirnfläche F_{St} der kompaktierten Matrix hat sich auf 54 % verringert, während sich die Strömungsweglänge l_{min} auf 165 % vergrößert hat. Die Ver-

größerung der Leistungsdichte um nur 11 % reicht wegen der Unsicherheit der Meßergebnisse und wegen der bedingten Übertragbarkeit der Messungen von /16/ auf die in dieser Arbeit vorgeschlagene Matrixbauweise für eine eindeutige Aussage nicht aus. Die Abbildung 4.6./1. veranschaulicht, daß durch eine Verkleinerung des Kreuzungswinkels eine schlanke Matrixkontur gedrungener wird. Auch hier gelten die Proportionen 4.3./7. und 4.3./8.

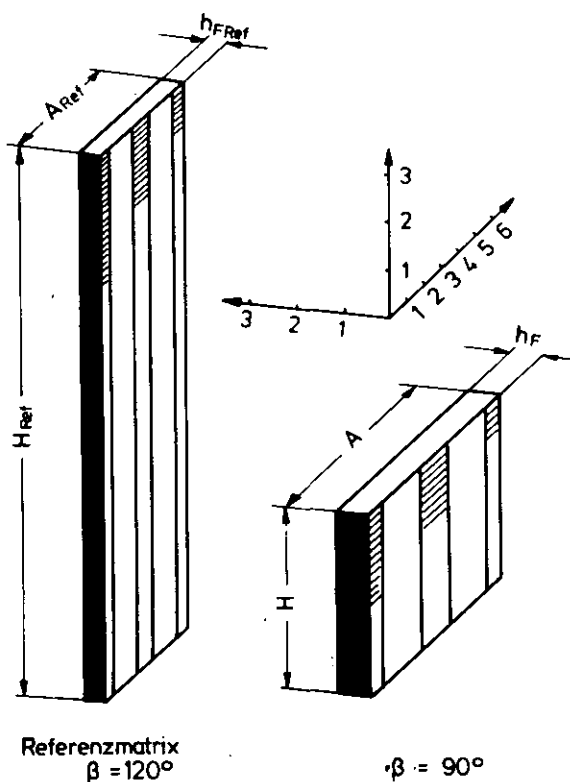


Bild 4.6./1. Größenvergleich bei Verkleinerung des Kreuzungswinkels von 120° auf 90°

Obwohl eine Variation des Kreuzungswinkels für den ausgesuchten Fall keine spürbare Kompaktierung der Matrix bewirkt, kann eine optimale Anpassung der Matrix an unterschiedliche konstruktive Randbedingungen erreicht werden. So ist die gedrungene Matrix mit kleinem Kreuzungswinkel einfacher in einem Druckgehäuse unterzubringen, weil sie wegen der geringen Höhe in weniger parallel geschaltete Elemente aufgeteilt werden muß. Der Übergang zu größeren Kreuzungswinkeln ist dann nötig, wenn bei einem kleinen Winkel β die Breite A der Matrix größer ist als die handelsübliche Breite der Feinbleche, aus denen die Matrix hergestellt wird, oder wenn andere konstruktive Einschränkungen für die Breite A vorliegen. Betrachtet man jedoch statt der bloßen Matrix einen Modul, der die äußeren Verteiler und Sammler mit umfaßt, so zeigt sich, daß durch eine Verkleinerung des Kreuzungswinkels sehr wohl eine kompaktere Bauweise erreicht werden kann. Hierauf wird in Kapitel 9.9. noch näher eingegangen.

5. VERGLEICH MIT ANDEREN OBERTRAGUNGSGEOMETRIEN

5.1. Voraussetzungen für den Vergleich

Bei einem Vergleich unterschiedlicher Übertragungsgeometrien ist die Festlegung einer gemeinsamen Vergleichsbasis von entscheidender Bedeutung. Das Ergebnis des Vergleichs hängt davon ab, welche Randbedingungen konstant und welche variabel sind und welche Parameter miteinander verglichen werden. Ein Vergleich der dimensionslosen Kennzahlen ist nicht sinnvoll, wenn die Grundvoraussetzung der geometrischen Ähnlichkeit nicht erfüllt ist. Im folgenden wird deshalb untersucht, welche Geometrie die kompakteste Bauweise erzielt.

Aus der Vielzahl der heute bekannten Übertragungsgeometrien werden das gerade glatte Rohr und die berippte Platte für einen Vergleich mit der gekreuzten Wellung ausgewählt. Das Rohr ist die am häufigsten verwendete Übertragungsgeometrie bei Industrie-Wärmeübertragern. Die berippte Platte mit in Strömungsrichtung seitlich versetzten Rippen ist eine Übertragungsgeometrie, die in neuerer Zeit verstärkt für kompakte Wärmeübertrager eingesetzt wird /27/. Diese Rippenplatte hat gute wärmetechnische Eigenschaften /22/.

Für die gekreuzte Wellung wurden die Daten der in Kap. 3.2. beschriebenen doppelflutigen Matrix mit einem Kreuzungswinkel von 120° verwendet. Die Kennzahlen des Rohres sind aus /28/ entnommen und für die berippte Platte wurde die mit 1/8 - 16.12 (D) bezeichnete Geometrie nach /22/ gewählt.

Um einen solchen Vergleich übersichtlich durchführen zu können, werden die folgenden Annahmen zugrunde gelegt:

- es werden nur das Rohrbündel und die Matrix betrachtet ohne Berücksichtigung äußerer Sammel- und Verteilorgane,
- die Wärme wird nach dem Gegenstromprinzip übertragen,
- bei der Gegenüberstellung Rohr/Welle und Rippe/Welle wird jeweils eine konkrete Wärmeübertragungsaufgabe zugrunde gelegt, wobei die thermohydraulischen Daten und die Stoffdaten konstant gehalten werden,
- es wird der gleiche hydraulische Durchmesser auf der wärmeabgebenden und auf der wärmeaufnehmenden Seite zugrundegelegt (diese Randbedingung ist von der gekreuzten Wellung vorgegeben),

- beim Vergleich Rohr/Welle und Rippe/Welle wird jeweils der hydraulische Durchmesser konstant gehalten,
- die Wandstärken werden so bemessen, daß für den aktiven Teil der Materialaufwand pro Kubikmeter Bauvolumen gleich ist.

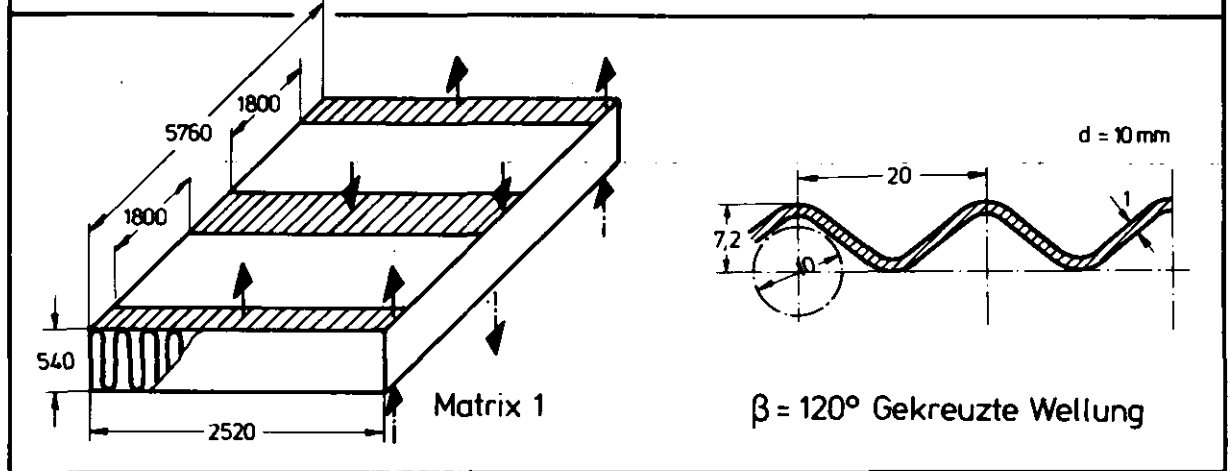
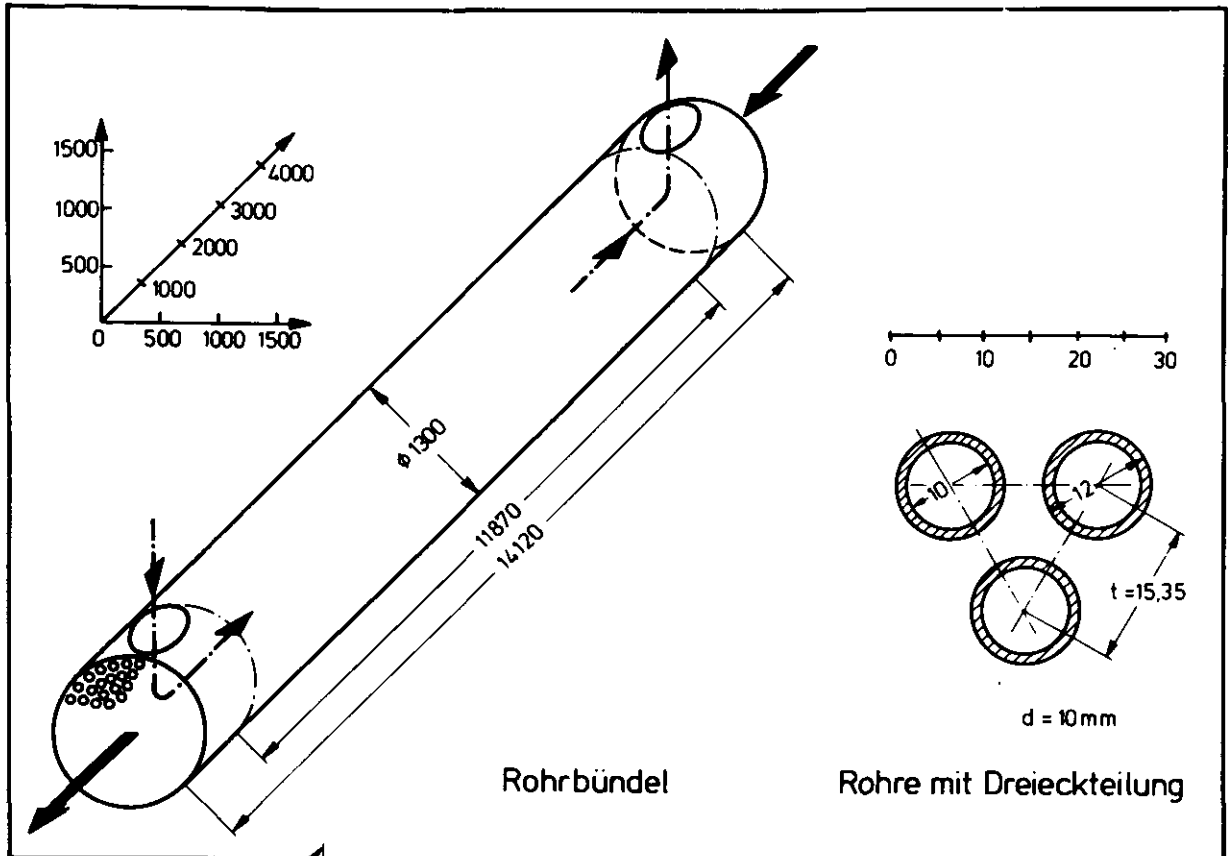
5.2. Vergleich von gewellter Platte und Rohr

Auf der Abbildung 5.2./1. sind das Rohr und die Platte mit gekreuzter Wellung gegenübergestellt, wobei Rohrbündel und Matrix als Helium/Helium-Wärmeübertrager für 20 bar und 16,6 kg/s auf beiden Seiten mit Eintrittstemperaturen von 500⁰ C und 100⁰ C ausgelegt sind. Der Ausnutzungsgrad beträgt für beide Wärmeübertrager 90 % und die relativen Druckverluste sind auf 1,61 % festgelegt. Das Bündel ist als reiner Gegenströmer ausgelegt und besitzt keine Umlenkbleche. Im Abstand von einem Meter sind zwischen den Rohren Abstandshalter angebracht, die einen Druckverlust haben, der dem 1,2-fachen Staudruck entspricht.

Es zeigt sich, daß die Matrix mit der gekreuzten Wellung mehr als die doppelte Leistungsdichte des Rohrbündels hat. Wegen der höheren Nusselt-Zahlen verkürzt sich die aktive Länge der Matrix auf 15 % der Rohrlänge. Der höhere Widerstandsbeiwert der Matrix wird durch ein wesentlich kleineres Verhältnis l/d und durch eine größere Stirnfläche, die eine niedrigere mittlere Geschwindigkeit verursacht, ausgeglichen. Die Reynolds-Zahlen sind bei der Matrix deshalb nur etwa halb so groß.

Die errechneten Matrixabmessungen sind so groß, daß die am Markt üblichen Blechbreiten überschritten werden. Darüber hinaus dürfte das Prägen und Falten solch großer Platten erhebliche Schwierigkeiten verursachen. Eine Verkleinerung der Matrixabmessungen und damit eine einfachere Fertigung kann durch eine Verringerung der hydraulischen Durchmesser erreicht werden. Die Plattenbauweise führt also zwangsläufig zu kleinen hydraulischen Durchmessern.

Will man beim Röhrenwärmeübertrager den hydraulischen Durchmesser verkleinern, so stößt man sehr schnell auf fertigungstechnische, finanzielle und strömungstechnische Grenzen. Diese Grenzen veranschaulicht die folgende Abbildung 5.2./2., auf der für einen He/He-Wärmeübertrager die Rohranzahl und die Kosten, bezogen auf einen Apparat mit 10 mm äußerem Rohrdurchmesser dar-



	Rohrbündel	Matrix 1
Leistungsdichte [MW/m ³]	1,64	3,83
Stirnfläche [m ²]	1,33	2,72
Aktive Länge [m]	11,87	1,8
Hydraul. Durchm. [m]	0,01	0,01
Re- Zahlen	10940/8840	4350/4580
Materialaufwand [kg/m ³]	1315	1315

Bild 5.2/1.

Gegenüberstellung von Rohr und gekreuzter Wellung für gleichen hydraulischen Durchmesser.

gestellt sind. Die relativen Kosten für den Röhrenapparat sind nach /29/ extrapoliert.

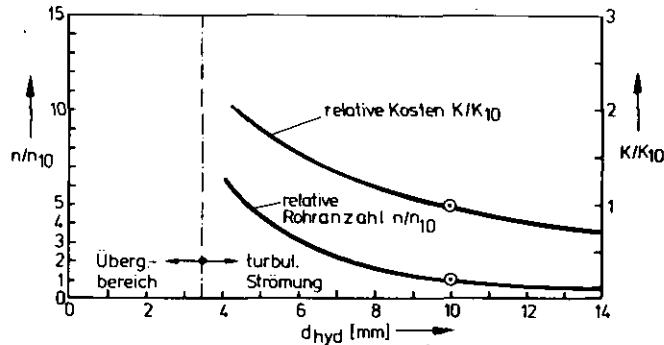


Bild 5.2./2. Rohranzahl und Kosten für einen He/He-Wärmeübertrager

Bei einer Halbierung des hydraulischen Durchmessers vergrößert sich die Zahl der Rohre etwa um den Faktor 4,3, während die Kosten um den Faktor 1,8 steigen. Bei etwa 3,5 mm Rohrdurchmesser beginnt der Übergangsbereich von der turbulenten zur laminaren Strömung, von dem ein gewisser Abstand zu halten ist.

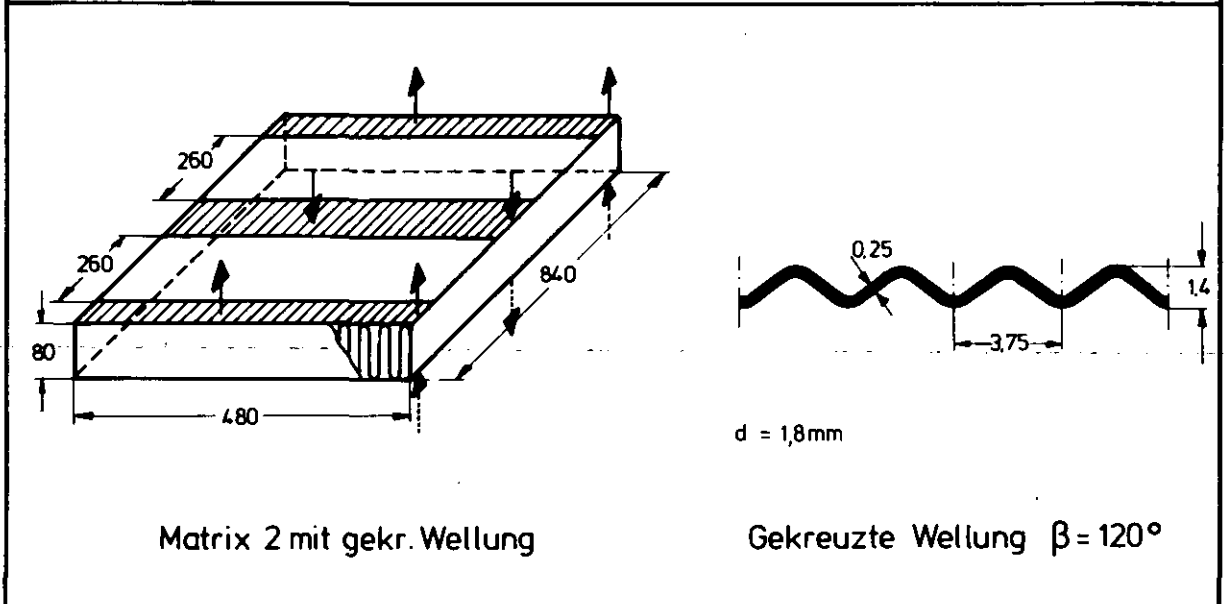
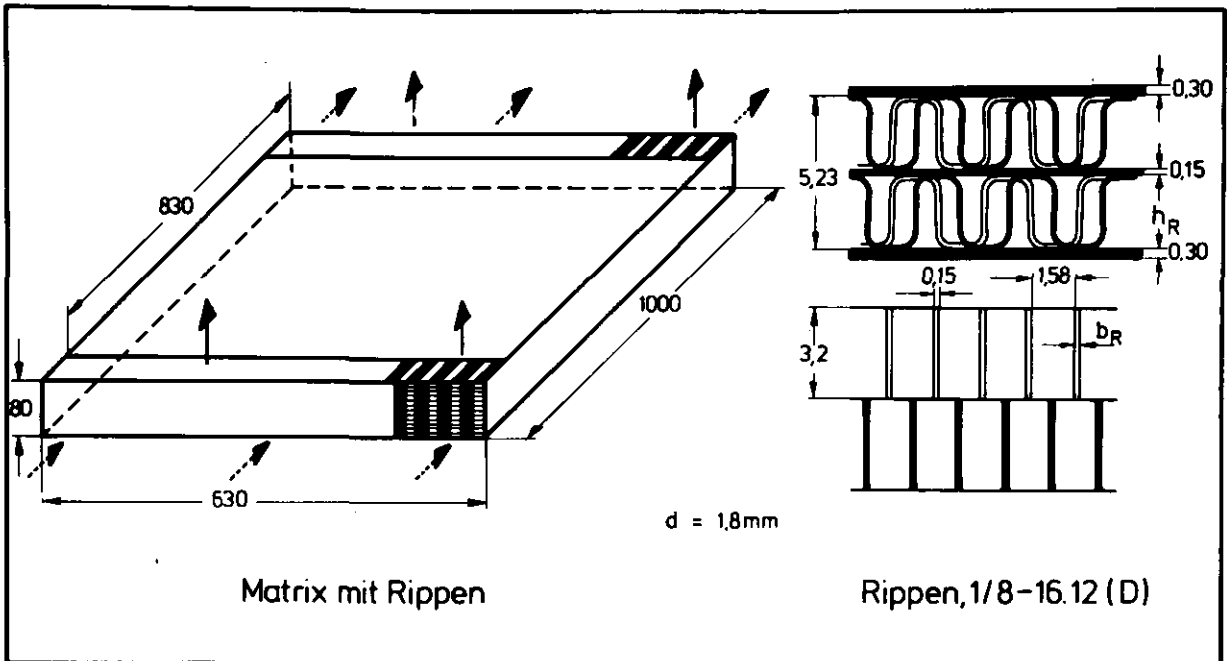
Der große Vorteil der Plattenbauweise besteht darin, daß auf einfache und billige Weise durch eine enge Schichtung sehr kleine hydraulische Durchmesser hergestellt werden können. Darüber hinaus bleibt die Strömung wegen der gekreuzten Wellung bis zu sehr viel niedrigeren Reynolds-Zahlen als beim Rohr turbulent, wie Abb. 3.3.4./1. zeigt.

5.3. Vergleich von gewellter Platte und berippter Platte

In der Abb. 5.3./1. sind die berippte Platte und die gewellte Platte für gleiche hydraulische Durchmesser gegenübergestellt. Beide Matrizen sind als Luft/Luft-Wärmeübertrager für 3 bar und 0,7 kg/s auf beiden Seiten mit Eintrittstemperaturen von 400 °C und 200 °C ausgelegt. Der Ausnutzungsgrad beträgt für beide Apparate 90 % und die relativen Druckverluste sind auf 8,9 % festgelegt. Die Rippen sind nach /30/ gemäß der Bedingung

$$h_R \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda b_R}} = 1,42$$

5.3./1.



	Rippe	Wellung
Leistungsdichte [MW/m ³]	2,6	4,0
Stirnfläche [m ²]	0,05	0,077
Aktive Länge [m]	0,83	0,26
Hydraul. Durchm. [m]	0,0018	0,0018
Re - Zahlen	1866/1903	1200/1220
Materialaufwand [kg/m ³]	1740	1740

Bild 5.3./1.

Gegenüberstellung von Rippe und gekreuzter Wellung für gleichen hydraulischen Durchmesser.

optimiert. Dabei ist h_R die Rippenhöhe, b_R die Rippenbreite (Bild 5.3./1.), λ die Wärmeleitfähigkeit des Rippenwerkstoffes und α die Wärmeübergangszahl.

Die Matrix mit der gekreuzten Wellung beansprucht bei größerer Stirnfläche und wesentlich kürzerer aktiver Länge nur 65 % des Bauvolumens der Matrix mit berippten Platten. Das bedeutet eine um 54 % höhere Leistungsdichte.

Es sei aber noch einmal darauf hingewiesen, daß der Vergleich unter der Voraussetzung gleicher hydraulischer Durchmesser auf der wärmeabgebenden und auf der wärmeaufnehmenden Seite durchgeführt wurde. Hat man jedoch eine Wärmeübertragungsaufgabe zu lösen, bei der die Dichten der beiden Medien stark unterschiedlich sind, so ist es im Hinblick auf eine kompakte Bauweise günstiger, den hydraulischen Durchmesser auf der Seite mit der größeren Dichte kleiner zu machen. Dies ist bei einer symmetrischen Wellung, wie sie hier zugrunde gelegt wurde, nicht möglich und bei einer unsymmetrischen Wellung gemäß Bild 2.3./4. nur in beschränktem Maße. Dagegen können die hydraulischen Durchmesser beim Rohrbündel und bei der Matrix mit berippten Platten ohne weiteres unterschiedlichen Dichten angepaßt werden. Der Volumenvorteil der gekreuzten Welle gegenüber Rohr und Rippe wird deshalb bei unterschiedlichen Dichten wegen unzureichender Anpassbarkeit der hydraulischen Durchmesser gemindert.

Der Volumenvorteil der Wellung wird weiterhin verringert, wenn beim Vergleich die Volumina der äußeren Verteil- und Sammelorgane mit berücksichtigt werden. Hierauf wird in den Kapiteln 7, bis 10. noch eingegangen. An dieser Stelle sei nur darauf hingewiesen, daß die Verteiler- und Sammlervolumina um so größer werden, je größer die Stirnflächen der Matrix oder des Bündels sind, auf welche die Fluide verteilt werden müssen. Da der Apparat mit der gekreuzten Wellung die größte Stirnfläche hat, ist hier der Anteil des Totvolumens am größten.

Zusammenfassend ist zu sagen, daß die gekreuzte Wellung im Rahmen der obigen Voraussetzungen bei gleichem hydraulischem Durchmesser zu erheblich kompakteren Apparaten führt. Dabei ist der Volumenvorteil gegenüber dem Rohr deutlich größer als gegenüber der Rippe.

6. AUSNUTZUNGSGRADMINDERUNG DURCH WÄRMELEITUNG IN DER MATRIX

6.1. Gleichungssystem für die Wärmeleitung

In jedem Gegenstrom-Wärmeübertrager tritt außer dem quer durch die Trennwand übertragenen Hauptwärmestrom noch ein Wärmetransport in Längsrichtung durch die Wand auf. Dieser Längswärmestrom wird vom Abfall der Temperaturen zum kalten Ende des Wärmeübertragers hin verursacht. Die Richtung des Längswärmestroms stimmt mit der Strömungsrichtung des sich abkühlenden Fluids überein.

Bei Röhrenwärmeübertragern, die im allgemeinen lange Rohre haben, kann der Längswärmestrom vernachlässigt werden, da er im Vergleich zu dem quer durch die Wand übertragenen Hauptwärmestrom sehr klein ist. Werden jedoch wie bei der vorliegenden Kompaktbauweise die Matrizen für kleine Strömungsweglängen ausgelegt, so steigt der Wärmetransport in Längsrichtung so stark an, daß geprüft werden muß, ob er noch vernachlässigbar ist.

Die Austrittstemperatur des abgekühlten Fluids wird durch die Wärmeleitung in Längsrichtung erhöht, und die Austrittstemperatur des erwärmten Fluids wird erniedrigt. Dies ergibt eine Verringerung der übertragenen Wärmeleistung und damit eine Minderung des Ausnutzungsgrades.

Eine Abschätzung dieser Ausnutzungsgradminderung wird im folgenden mit Hilfe der Differentialgleichungen für die Temperaturverteilung nach /31/ vorgenommen. Diese Gleichungen werden aus einer Wärmestrombilanz an den Volumenelementen, die in Bild 6.1./1. dargestellt sind, gewonnen.

Für die Wärmeübergangszahlen werden von x unabhängige Durchschnittswerte eingesetzt. Die spezifische Wärme der Fluide und die Wärmeleitfähigkeit der Trennwand werden ebenfalls als konstant angenommen. Desweiteren wird der Wärmedurchgangswiderstand der Wand in Querrichtung vernachlässigt. Dies bedeutet:

$$t_{wa1} = t_{wa2} = t_{wa}$$

6.1./1.

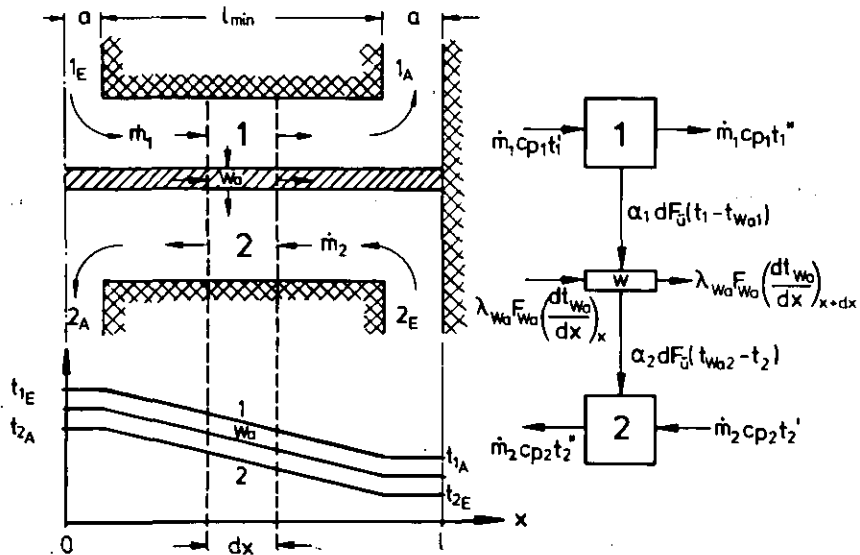


Bild 6.1./1. Wärmeströme bei Berücksichtigung der Leitung in Längsrichtung

Mit der dimensionslosen Temperatur

$$\vartheta = \frac{t_1 - t_{1E}}{t_{1E} - t_{2E}} \quad 6.1./2.$$

und mit der dimensionslosen Strömungsweglänge

$$\bar{x} = x / (l_{\min} + 2a) \quad 6.1./3.$$

ergibt sich aus einer Wärmestrombilanz an den drei Elementen auf Bild 6.1./1. das folgende Differentialgleichungssystem:

$$\frac{d\vartheta_1}{d\bar{x}} + \frac{\alpha_1 F_{\bar{U}}}{\dot{m}_1 c_{p1}} (\vartheta_1 - \vartheta_{wa}) = 0, \quad 6.1./4.$$

$$\frac{d\vartheta_2}{d\bar{x}} + \frac{\alpha_2 F_{\bar{U}}}{\dot{m}_2 c_{p2}} (\vartheta_{wa} - \vartheta_2) = 0, \quad 6.1./5.$$

$$\dot{m}_1 c_{p1} \frac{d\vartheta_1}{d\bar{x}} - \dot{m}_2 c_{p2} \frac{d\vartheta_2}{d\bar{x}} - \frac{F_{wa} \lambda_{wa}}{l_{\min} + 2a} \frac{d^2 \vartheta_{wa}}{d\bar{x}^2} = 0. \quad 6.1./6.$$

Dieses Gleichungssystem kann in eine homogene Differentialgleichung vierter Ordnung verwandelt werden, welche vier Randbedingungen benötigt. Zwei Randbedingungen ergeben sich aus den Eintrittstemperaturen der Fluide:

$$\vartheta_1(\tilde{x}=0)=0, \quad 6.1./7.$$

$$\vartheta_2(\tilde{x}=1)=0. \quad 6.1./8.$$

Die beiden anderen Randbedingungen folgen aus den Wandtemperaturgradienten an den Stellen $\tilde{x} = 0$ und $\tilde{x} = 1$:

$$\left(\frac{d\vartheta_{W2}}{d\tilde{x}}\right)_{\tilde{x}=0} = g_2, \quad 6.1./9.$$

$$\left(\frac{d\vartheta_W}{d\tilde{x}}\right)_{\tilde{x}=1} = g_1. \quad 6.1./10.$$

Diese Gradienten bestimmen den Wärmetransport durch die Stellen $\tilde{x} = 0$ und $\tilde{x} = 1$ nach außen.

Wegen der symmetrischen Temperaturverteilung in der doppelströmigen Matrix ist der Gradient g_2 Null.

$$g_2 = 0 \quad 6.1./11.$$

An den beiden kalten Enden ist die Matrix vom Gehäuse getrennt und teils vom austretenden abgekühlten und teils vom eintretenden kalten Fluid umspült, so daß für die weitere Abschätzung der Gradient g_1 näherungsweise Null gesetzt werden kann.

$$g_1 \approx 0 \quad 6.1./12.$$

Mit den gleichen Voraussetzungen wie für das Grundgleichungssystem in Kap. 4.1.

$$\dot{m}_1 c_{p1} = \dot{m}_2 c_{p2}, \quad 6.1./13.$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, \quad 6.1./14.$$

$$K = \alpha/2 \quad 6.1./15.$$

ergibt sich für die Temperaturverteilung in Längsrichtung das nachstehende Gleichungssystem:

$$\vartheta_2 = \left[-A_0 + A_1 \left(\tilde{x} + \frac{1}{\Theta} \right) + \frac{A_2}{C_1} e^{C\tilde{x}} - \frac{A_3}{C_0} e^{-C\tilde{x}} \right] / A_4, \quad 6.1./16.$$

$$\vartheta_1 = \left[-A_0 + A_1 \tilde{x} + \frac{A_2}{C_0} e^{C\tilde{x}} - \frac{A_3}{C_1} e^{-C\tilde{x}} \right] / A_4, \quad 6.1./17.$$

$$\vartheta_{wa} = \left[-A_0 + A_1 \left(\bar{x} + \frac{1}{\theta} \right) + \frac{A_2}{C} e^{C\bar{x}} - \frac{A_3}{C} e^{-C\bar{x}} \right] / A_4, \quad 6.1./18.$$

$$A_0 = \frac{2C}{C_0 C_1} - \frac{e^C}{C_1} - \frac{e^{-C}}{C_0}, \quad 6.1./19.$$

$$A_1 = -2 \sinh C, \quad 6.1./20.$$

$$A_2 = 1 - e^{-C}, \quad 6.1./21.$$

$$A_3 = e^C - 1, \quad 6.1./22.$$

$$A_4 = 2A_0 - A_1 \left(1 + \frac{1}{\theta} \right), \quad 6.1./23.$$

$$C_0 = C \left(1 + \frac{C}{2\theta} \right), \quad 6.1./24.$$

$$C_1 = C \left(1 - \frac{C}{2\theta} \right), \quad 6.1./25.$$

$$C = 2\sqrt{\theta^2 + N}, \quad 6.1./26$$

$$\theta = \frac{k F_{\bar{U}}}{\dot{m} c_p}, \quad 6.1./27.$$

$$\theta = \frac{\Delta t}{\Delta t_m}, \quad 6.1./28.$$

$$N = \frac{k F_{\bar{U}} (l_{\min} + 2a)}{F_{wa} \lambda_{wa}}. \quad 6.1./29.$$

Die entsprechenden Gleichungen für die Temperaturverteilung in einem Gegenstrom-Wärmeübertrager ohne Berücksichtigung der Wärmeleitung in Längsrichtung lauten:

$$\vartheta_{1oW} = -\frac{\bar{x}}{1 + \frac{1}{\theta}}, \quad 6.1./30.$$

$$\vartheta_{2oW} = -\frac{\bar{x} + \frac{1}{\theta}}{1 + \frac{1}{\theta}}, \quad 6.1./31.$$

$$\vartheta_{wa oW} = \frac{\vartheta_{1oW} + \vartheta_{2oW}}{2}. \quad 6.1./32.$$

Die Ausnutzungsgradminderung ist dann die Differenz

$$\Delta \varepsilon_w = \vartheta_{2oW}(\bar{x}=0) - \vartheta_2(\bar{x}=0). \quad 6.1./33.$$

Der Ausnutzungsgrad mit Berücksichtigung der Wärmeleitung lautet:

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{th} - \Delta\varepsilon_w.$$

6.1./34.

Dabei ist ε_{th} der Ausnutzungsgrad, der sich ergibt, wenn die Wärmeleitung in Längsrichtung nicht berücksichtigt wird.

Die Abbildung 6.1./2. zeigt für ein Beispiel die Temperaturverteilungen mit und ohne Wärmeleitung. Am warmen Ende bei ($\tilde{x} = 0$) werden Wandtemperatur und Austrittstemperatur des Fluids 2 erniedrigt. Am kalten Ende hingegen ($\tilde{x} = 1$) werden Wandtemperatur und Austrittstemperatur des Fluids 1 angehoben. Die hieraus resultierende Ausnutzungsgradminderung kann bei $\tilde{x} = 0$ abgegriffen werden.

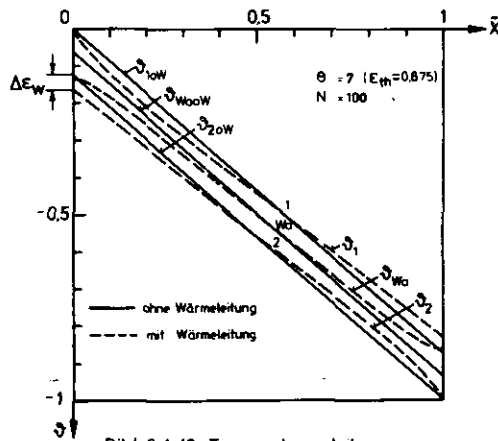


Bild 6.1./2. Temperaturverteilung

6.2. Maßgebende Kennzahlen

Die Gleichungen 6.1./16. bis 6.2./33. zeigen, daß die Temperaturverteilungen und damit die Ausnutzungsgradminderung von den beiden dimensionslosen Kennzahlen θ und N abhängen.

Die Kennzahl θ gemäß Gleichung 6.1./28. ist das Verhältnis von zwei Temperaturdifferenzen, wobei der Zähler Δt die Abkühl- bzw. Aufheizspanne der Fluide dargestellt und der Nenner Δt_m gleich der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ist. Die Ausnutzungsgradminderung vergrößert sich bei steigendem θ , weil dann die für den Längstransport maßgebende Temperaturdifferenz Δt stärker zur Wirkung kommt als die für den Quertransport maßgebende Temperaturdifferenz Δt_m .

Die zweite maßgebende Kennzahl N , die in Gleichung 6.1./29. definiert ist, stellt das Verhältnis von Wärmeleitwiderstand in Längsrichtung R_L zu Wärmedurchgangswiderstand in Querrichtung R_Q dar:

$$N = \frac{\frac{l_{\min} + 2a}{\lambda_{Wa} F_{Wa}}}{\frac{1}{kF_U}} = \frac{R_L}{R_Q} \quad 6.2./1.$$

Mit fallendem N vergrößert sich die Ausnutzungsgradminderung, weil dann der Widerstand in Längsrichtung relativ kleiner wird.

In der Abbildung 6.2./1. ist die Ausnutzungsgradminderung in Abhängigkeit von den Kennzahlen θ und N dargestellt.

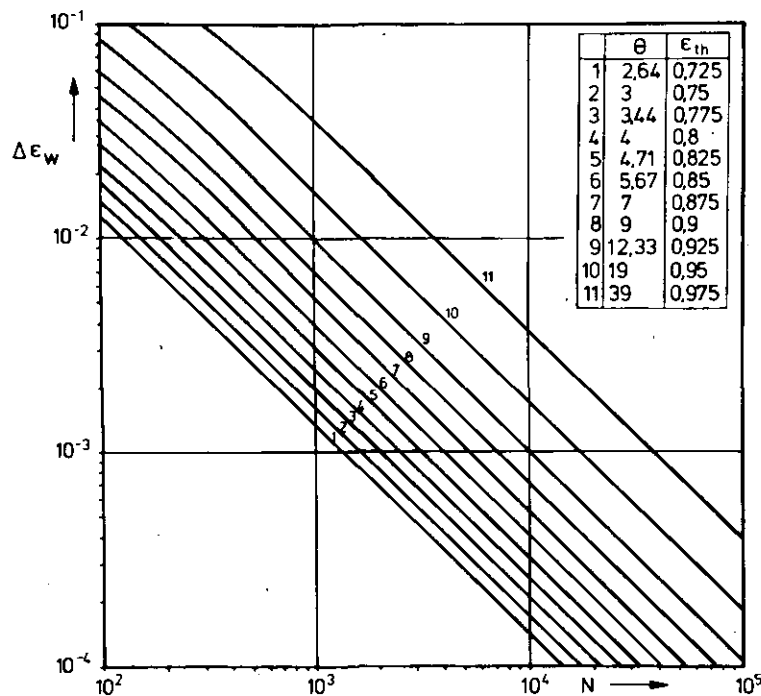


Bild 6.2./1. Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung

Um zu zeigen, welche Maßnahmen für Konstruktion und Auslegung möglich sind, um die Ausnutzungsgradminderung so gering wie möglich zu halten, wird aus den Gleichungen 6.1./27. und 6.1./29. das Verhältnis von θ und N gebildet:

$$\frac{\theta}{N} = \frac{\lambda_{Wa} F_{Wa}}{c_p m (l_{\min} + 2a)} \quad 6.2./2.$$

Soll die Ausnutzungsgradminderung klein werden, so muß das Verhältnis θ/N klein werden. Eine Beeinflussung über die Stoffwerte λ_{Wa} und c_p ist praktisch nicht möglich, da diese für einen konkreten Anwendungsfall festgelegt sind. Das gleiche gilt für den Massenstrom \dot{m} . An konstruktiven Maßnahmen bleibt nur noch übrig, den Wandquerschnitt F_{Wa} durch Verwendung dünner Bleche so klein wie möglich und die Strömungsweglänge l_{min} so groß wie möglich auszubilden.

Eine Vergrößerung der Strömungsweglänge und eine Verkleinerung der Stirnfläche, was einer Verringerung des Wandquerschnitts entspricht, kann z. B. durch kleinere Kreuzungswinkel erreicht werden, wie Abbildung 4.6./1. und Tabelle 4.6./1. deutlich zeigen.

6.3. Teillastverhalten der Matrix

Entsprechend Gleichung 6.2./2. hat man im Teillastbereich, wo der Wärmeübertrager mit einem geringeren Massenstrom beaufschlagt wird, mit größeren Ausnutzungsgradminderungen als bei Vollast zu rechnen. Die Ausnutzungsgradminderung macht sich um so stärker bemerkbar, je weiter der jeweilige Betriebszustand von der Vollast entfernt ist. Für die Kennzahlen θ und N lassen sich einfache Abhängigkeiten vom Massenstrom angeben, wenn die gleichen Voraussetzungen wie für das Gleichungssystem der Matrix nach Kapitel 4.1. gelten, und wenn für die Teillastzustände noch vorausgesetzt wird, daß die Eintrittstemperaturen gleich bleiben, daß Wärmeleitfähigkeit und Zähigkeit der Fluide konstant sind und daß die Teillast-Massenströme auf beiden Seiten gleich sind. Bei Bezug auf die Vollastgrößen (Index 0) ergeben sich die nachstehenden Abhängigkeiten:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^{\mu-1} \quad 6.3./1.$$

$$\frac{N}{N_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^{\mu} \quad 6.3./2.$$

Im Teillastbetrieb verringert sich die Kennzahl N , wie die Gleichung 6.3./2. zeigt. Die physikalische Erklärung hierfür ist, daß sich durch den kleineren Massenstrom eine kleinere Reynolds-Zahl und damit eine kleinere Wärmedurchgangszahl in der Matrix ergeben. Diese kleinere Wärmedurchgangszahl bedeutet einen höheren Widerstand in Querrichtung. Da der Widerstand in Längsrichtung unverändert bleibt, wird die Kennzahl N gemäß Gleichung 6.2./1. kleiner.

Nach Gl. 6.3./1. vergrößert sich die Kennzahl θ bei Teillast, weil für die hier verwendete Wellung die Bedingung $\mu < 1$ gilt. Im Teillastbereich fällt die Wärmedurchgangszahl k langsamer ab als der Massenstrom \dot{m} . Dies führt nach Gleichung 6.1./27. zu einem Anstieg von θ . Der Abfall von N und der gleichzeitige Anstieg von θ führen bei Teillast zu einem verstärkten Abfall des Ausnutzungsgrades.

Die Abbildung 6.3./1. zeigt die Ausnutzungsgrade bei Teillast für unterschiedliche Kennzahlen θ_0 (Index 0 gilt für Vollast). Der Ausnutzungsgrad ϵ_{th} , der die Wärmeleitung nicht berücksichtigt, steigt mit fallendem Massenstrom an. Der Anstieg ist umso steiler, je kleiner der Ausnutzungsgrad bei Vollast ist. Der Ausnutzungsgrad ϵ^* ist wegen der Wärmeleitung kleiner als ϵ_{th} . Der Anstieg erfolgt nur bis zu einem bestimmten Teillastgebiet, um danach bei weiterer Verringerung des Massenstromes sehr stark abzufallen.

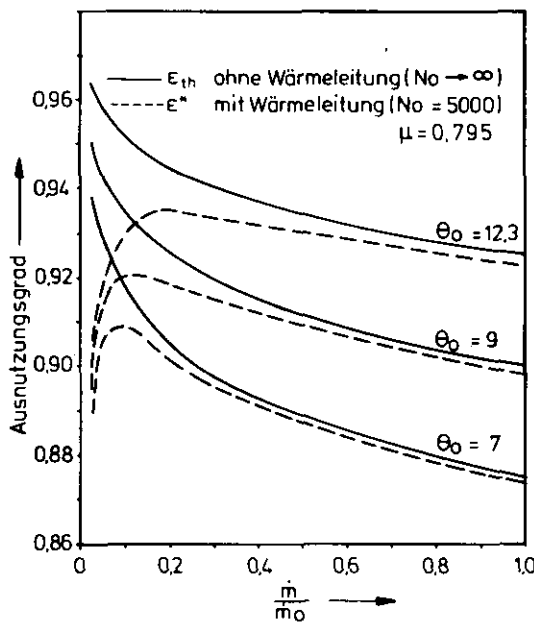


Bild 6.3./1. Ausnutzungsgrade bei Teillast für unterschiedliche Kennzahlen θ_0 .

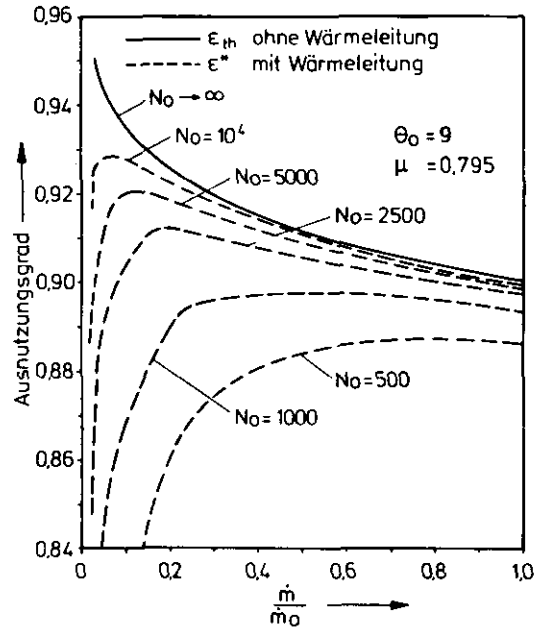


Bild 6.3./2. Ausnutzungsgrade bei Teillast für unterschiedliche Kennzahlen N_0 .

Auf Bild 6.3./2. sind die Teillast-Ausnutzungsgrade für verschiedene bei Vollast geltende Kennzahlen N_0 dargestellt. Das Teillastverhalten wird mit sinkendem N_0 immer schlechter. Für $N_0 < 1000$ ist der Einfluß der Wärmeleitung so groß, daß im Teillastbereich nicht mehr mit einem Ansteigen des Ausnutzungsgrades gerechnet werden kann. Dieses Teillastverhalten der Matrix ist besonders bei Gasturbinenanlagen für Kraftfahrzeugantriebe zu beachten, weil dort überwiegend im unteren Teillastbereich gefahren wird.

7. MASSENSTROMVERTEILUNG IM MODUL

7.1. Gleichungssystem für die Verteilung

Ein Modul nach Bild 2.2./1. mit keilförmigen Zu- und Abführkanälen längs der Ein- und Austrittsschlitz der Matrix stellt für die beiden strömenden Fluide ein mehrfaches Verzweigungssystem dar, das aus Verteilern, Zweigleitungen und Sammlern besteht. Bei einer ungleichmäßigen Massenstromverteilung, wie sie bei einem solchen System zu erwarten ist, ergeben sich Ausnutzungsgradminderungen und erhöhte Druckverluste. Diese Effekte müssen durch eine überdimensionierung der Matrix kompensiert werden.

Auf Abb. 7.1./1. ist die Kanalgeometrie für die Zu- und Abströmung auf einer Seite schematisch dargestellt. Im Verteilkanal wird das eintretende Gas durch zwei seitliche Schlitz in Längsrichtung kontinuierlich auf die Eintrittsöffnungen der Matrizen verteilt. Nach dem Durchströmen der Matrizen wird das Gas in den zwei danebenliegenden Sammelkanälen gesammelt.

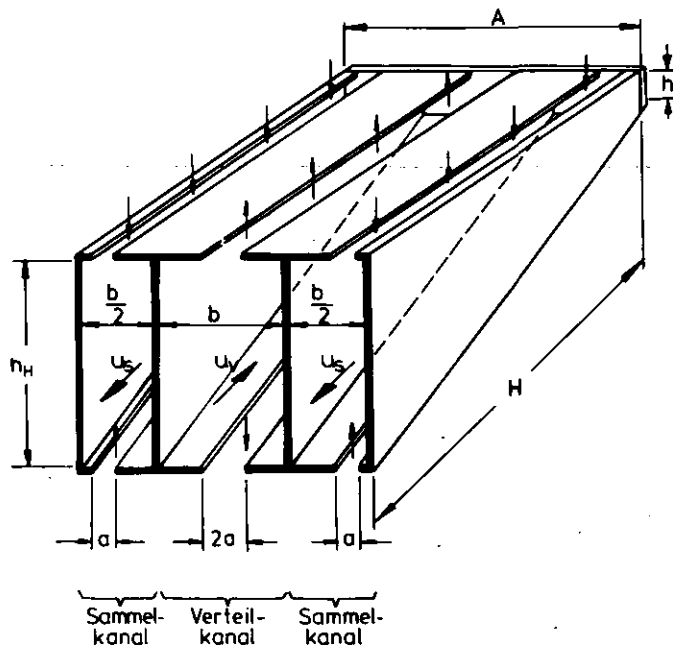


Bild 7.1/1. Kanalgeometrie für eine Modulseite

Kanäle dieser Art werden in der Klimatechnik als Ausblase- und Ansaugkanäle /32, 33/, bei nuklearen Brennelementen als Kühlkanäle /34/ und bei Wärmeübertragern als Verteiler und Sammler verwendet /35/.

Die Abbildung 7.1./2. zeigt schematisch das Verzweigungssystem für ein Fluid. Wegen der besseren Übersichtlichkeit wurden Verteiler und Sammler nicht ihrer wirklichen Lage entsprechend nebeneinander sondern übereinander dargestellt.

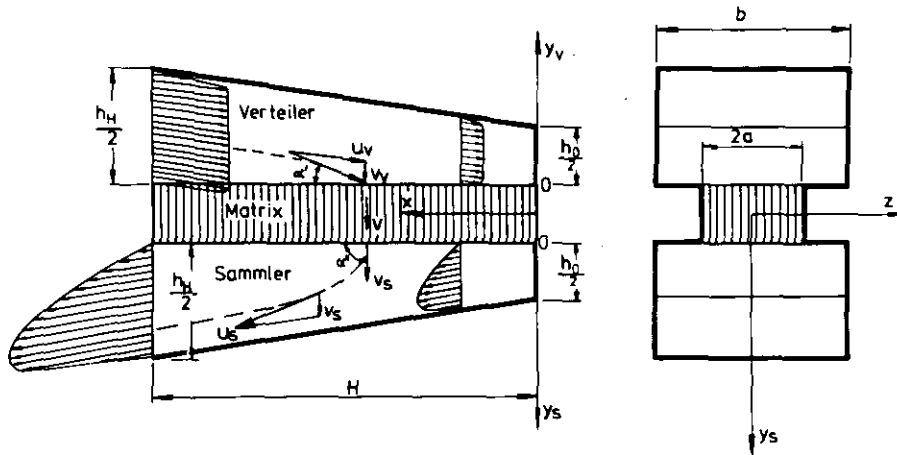


Bild 7.1./2. Verzweigungssystem (schematisch)

Die Geschwindigkeit u_v im Verteiler fällt wegen der kontinuierlich wegströmenden Masse von ihrem Maximalwert am Eintritt bis auf Null am Kanallende ab. Das Geschwindigkeitsprofil entspricht dem einer turbulenten Kanaleinlaufströmung. Da hier aber die Kanallängen wesentlich kleiner sind als die Einlaufängen bei der sich eine parabolische Geschwindigkeitsverteilung ausgebildet hat, sind die Profile noch überall flach. Der Eintritt in die Matrix erfolgt unter einem Winkel α^I .

Im Sammler steigt die Geschwindigkeit in x-Richtung von Null am Ende bis auf den Maximalwert am Kanalauslauf. In Matrixnähe ist wegen der senkrecht austretenden Geschwindigkeit v_s noch keine Komponente in x-Richtung vorhanden ($\alpha^{II} = 90^\circ$). Die Umlenkung erfolgt erst allmählich mit größer werdendem Abstand y_s von der Matrix. Als Folge hiervon steigt die Geschwindigkeitskomponente u_s mit größer werdendem Abstand von der Matrix. Die maximale Geschwindigkeit an der Stelle x tritt an der äußeren Kanalwand auf. Sie ist erheblich größer als die mittlere Geschwindigkeit im Sammler. Solche Geschwindigkeitsprofile wurden in /34/ meßtechnisch nachgewiesen.

Die Berechnung der Massenstromverteilung längs der Matrix wird mit einem Gleichungssystem nach /36/ durchgeführt, das für die Berücksichtigung des Wärmeübergangs erweitert wurde. Die Strömungen in den Verteilern und Sammlern werden dabei als reibungsfrei angenommen. Die Auswirkungen dieser Annahme werden in Kap. 8.4. noch diskutiert. Mit Hilfe der Bernoullischen

Gleichung und der Kontinuitätsgleichung ergibt sich für den Druckverlauf im Verteiler die Gleichung:

$$p_V(0) - p_V(x') = \frac{1}{2\rho_V} \left[\frac{\int_0^{x'} v(t) 2a\rho dt}{by_V} \right]^2 \quad 7.1./1.$$

Die Koordinate x' gibt die Länge der offenen Ein- und Auslaufbereiche der Matrix an. Ist f die Durchlaßporosität der Matrix für eine Seite, so gilt:

$$f = \frac{F_{St}}{2F_{Stges}}, \quad x' = xf, \quad H' = Hf. \quad 7.1./2.$$

Für den Druckabfall in der Matrix gilt an der Stelle x' :

$$p_V(x') - p_S(x') = \zeta \frac{\rho_V v^2(x')}{2}, \quad 7.1./3.$$

$$\zeta = \zeta_M \frac{l_{min}}{d}. \quad 7.1./4.$$

Die Herleitung der Sammlergleichung erfordert wegen des ungleichmäßigen Geschwindigkeitsprofils einen höheren Aufwand. Ausgangsgleichung ist die folgende stationäre Bewegungsgleichung für Strömungen mit konstanter Dichte und vernachlässigbarer innerer Reibung:

$$\rho_S u_S \frac{\partial u_S}{\partial x'} + \rho_S v_S \frac{\partial u_S}{\partial y_S} = - \frac{\partial p_S}{\partial x'}. \quad 7.1./5.$$

Diese Gleichung berücksichtigt ein zweidimensionales Profil für die Geschwindigkeitskomponente u_S in Kanallängsrichtung. Die Gradienten der anderen Geschwindigkeitskomponenten werden vernachlässigt. Der hierdurch verursachte Fehler ist umso größer, je mehr die Kanalbreite b und die Schlitzbreite $2a$ voneinander abweichen. Da hier streng genommen ein dreidimensionales Problem vorliegt, können mit der obigen Gleichung nur abschätzende Ergebnisse erzielt werden.

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial u_S}{\partial x'} + \frac{\partial v_S}{\partial y_S} = 0 \quad 7.1./6.$$

ergibt sich nach der Integration von Gleichung 7.1./5. für den Sammler die Beziehung:

$$y_s = \frac{1}{b} \int_0^{x'} \frac{v(t) 2a \rho dt}{\sqrt{2\rho_s [\rho_s(t) - \rho_s(x')]}} \quad 7.1./7.$$

Die endgültigen Gleichungen für die Massenstromverteilung in einem Verzweigungssystem folgen nach einigen Umformungen aus den Gleichungen 7.1./1., 7.1./3. und 7.1./7.:

$$\Delta p_s(x') = \frac{1}{2\rho_v} \left[\frac{\rho 2a \int_0^{x'} v(t) dt}{\left(\frac{h_H - h_0}{2H'} x' + \frac{h_0}{2} \right) b} \right]^2 + \zeta \frac{\rho}{2} (v(x')^2 - v_0^2), \quad 7.1./8.$$

$$\rho 2a \int_0^{x'} v(t) dt = \frac{b\sqrt{8\rho_s}}{\pi} \left[\frac{h_0}{2} \sqrt{\Delta p_s(x')} + \frac{h_H - h_0}{2H'} \int_0^{x'} \sqrt{\Delta p_s(x') - \Delta p_s(t)} dt \right]. \quad 7.1./9.$$

Dieses Gleichungssystem ist nur iterativ zu lösen. Man beginnt mit einem Startwert für die Geschwindigkeit $v(t)$ am Ende der Matrix und erhält für diese Stelle aus Gleichung 7.1./8. ein $\Delta p(x')$. Als Startwert ist die mittlere Matrixgeschwindigkeit v_m zweckmäßig. Mit diesem $\Delta p(x')$ wird dann die nächste Gleichung 7.1./9. gelöst. Das Ergebnis ist das Integral über der Matrixgeschwindigkeit, aus dem dann die Geschwindigkeit selbst leicht numerisch bestimmt werden kann. Diese neue Geschwindigkeit wird mit dem Startwert verglichen und im Falle einer unzulässig hohen Abweichung wieder in Gleichung 7.1./8. eingesetzt, bis die gewünschte Genauigkeit erreicht ist. Für den nächsten Schritt wird dann die gleiche Prozedur wiederholt. Die Matrixgeschwindigkeit muß schließlich die Bedingung

$$\frac{1}{H'} \int_0^{H'} v(t) dt = \frac{2m}{\rho F_{St}} \quad 7.1./10.$$

erfüllen. Für den Druck in den Gleichungen 7.1./8. und 7.1./9. gilt:

$$\Delta p_s(x') = p_s(0) - p_s(x'), \quad 7.1./11.$$

$$\Delta p_s(t) = p_s(0) - p_s(t). \quad 7.1./12.$$

Die Begrenzungswände der Kanäle sind als gerade vorausgesetzt.

Um zu zeigen, welche Größen einen Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung längs der Matrix haben, ist es zweckmäßig, die Gleichungen 7.1./8. und

7.1./9. in dimensionsloser Form darzustellen. Mit

$$\bar{x} = \frac{x'}{H'} , \quad \bar{t} = \frac{t}{H'} , \quad 7.1./13.$$

$$\bar{\Delta p}_S(\bar{x}) = \frac{2\Delta p_S(\bar{x})}{\rho v_m^2} , \quad 7.1./14.$$

$$\bar{v}(\bar{x}) = \frac{v(\bar{x})}{v_m} , \quad 7.1./15.$$

$$F = \frac{4H_0}{bh_H} \quad 7.1./16.$$

und der mittleren Geschwindigkeit bei gleichmäßiger Verteilung

$$v_m = \frac{2\dot{m}}{\rho F_{St}} \quad 7.1./17.$$

ergibt sich:

$$\bar{\Delta p}_S(\bar{x}) = \frac{2}{F^2(1+\frac{\rho_V}{\rho_S})} \left[\frac{\int_0^1 \bar{v}(\bar{t}) d\bar{t}}{(1-\frac{h_0}{h_H})\bar{x} + \frac{h_0}{h_H}} \right]^2 + \zeta (\bar{v}(\bar{x})^2 - \bar{v}(0)^2), \quad 7.1./18.$$

$$\sqrt{\frac{2 \frac{\rho_V}{\rho_S}}{1+\frac{\rho_V}{\rho_S}}} \int_0^1 \bar{v}(\bar{t}) d\bar{t} = \frac{2}{\pi F} \left[\frac{h_0}{h_H} \sqrt{\bar{\Delta p}_S(\bar{x})} + (1-\frac{h_0}{h_H}) \int_0^1 \sqrt{\bar{\Delta p}_S(\bar{x}) - \bar{\Delta p}_S(\bar{t})} d\bar{t} \right]. \quad 7.1./19.$$

Die beiden letzten Gleichungen zeigen, daß die folgenden Größen einen Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung längs der Matrix haben:

- F das Verhältnis von Matrixquerschnitt zu maximalem Kanalquerschnitt,
- h_0/h_H das Verhältnis der Kanalhöhen bei $x = 0$ und $x = H$,
- ζ der Druckverlustbeiwert,
- ρ_V/ρ_S das Verhältnis der Dichten in Verteiler und Sammler.

In Kapitel 7.2. wird der Einfluß dieser Größen ausführlich dargestellt.

Die mittlere Geschwindigkeit im Verteiler u_V und die maximale Geschwindig-

keit u_{Smax} im Sammler sind als Randwerte für die Berechnung der Druckverluste in der Grenzschicht wichtig:

$$U_v = \frac{\rho_2 a \int_0^x v(t) dt}{\rho_v \left(\frac{h_H - h_0}{2H} x + \frac{h_0}{2} \right) b}, \quad 7.1./20.$$

$$u_{Smax} = \sqrt{\frac{2p_S(x)}{\rho_S}}. \quad 7.1./21.$$

Die Abweichung der tatsächlichen Verteilung von der gleichmäßigen Verteilung s wird nach /37/ durch die folgende Beziehung erfaßt:

$$s = \int_0^1 |\bar{v}(\bar{x}) - 1| d\bar{x}. \quad 7.1./22.$$

7.2. Einflüsse auf die Verteilung

Für ein Verzweigungssystem mit geraden Kanälen ($h_H = h_0$) sind in /38/ eine Reihe von Messungen angegeben, die einen Vergleich mit Ergebnissen des hier verwendeten Rechenmodells ermöglichen. Die Geschwindigkeitsverteilung wird dort in Abhängigkeit von einer Kennzahl σ angegeben:

$$\sigma = \sqrt{\frac{2}{1+\zeta}} F. \quad 7.2./1.$$

ζ ist der Widerstandsbeiwert eines vom Verteiler zum Sammler führenden Zweigkanals. F ist das Verhältnis der offenen Querschnitte aller Zweigleitungen zwischen Verteiler und Sammler zum maximalen Verteiler- oder Sammlerquerschnitt (entsprechend Gleichung 7.1./16). Die Abbildung 7.2./1. zeigt, daß die Rechnungen gut mit den Meßwerten nach /38/ übereinstimmen.

Die Abbildung 7.2./2. zeigt die Druckentwicklung für ein Verzweigungssystem mit $\sigma = 1,39$. Im Verteiler beträgt der Druckanstieg einen Staudruck, bezogen auf die mittlere Geschwindigkeit am Kanalanschluss. Der Druckabfall im Sammler dagegen beträgt etwa das 2,5fache des Staudrucks, bezogen auf die mittlere Geschwindigkeit am Kanalausgang. Im Sammler wird die Druckänderung von der maximalen Geschwindigkeit an der äußeren Kanalwand bestimmt. Diese Geschwindigkeit ist größer als die mittlere Geschwindigkeit im Kanal. Daraus erklärt sich der stärkere Druckabfall im Sammler. Die Druckdifferenz zwischen Sammler und Verteiler ist gleich dem Druckverlust in der Matrix. An der Stelle, wo die größte Druckdifferenz zwischen Sammler und Verteiler herrscht, strömt die meiste Masse durch die Matrix. Die Ursache für die ungleichmäßige Verteilung in einem Verzweigungssystem ist also der divergierende Verlauf der Drücke in Sammler und Verteiler.

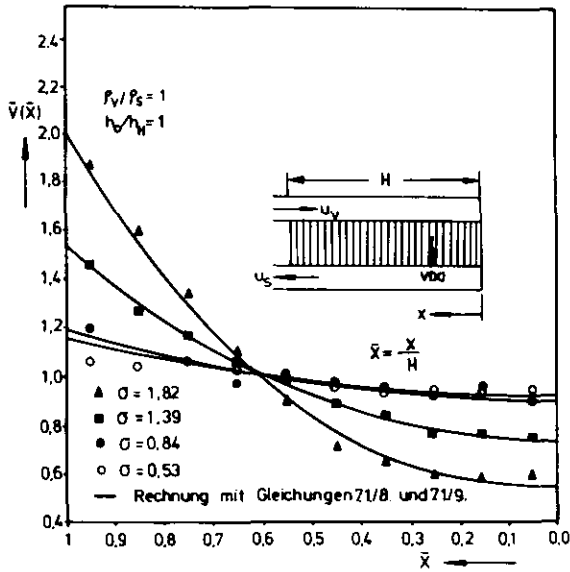


Bild 7.2/1. Geschwindigkeitsverteilung bei geraden Kanälen gleichen Querschnitts (Vergleich der Rechnung mit Meßwerten nach /36/).

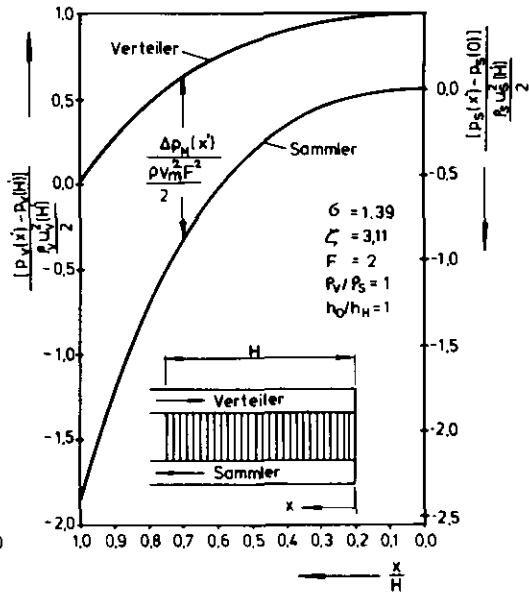


Bild 7.2/2. Druckentwicklung für ein Beispiel mit geraden Kanälen gleichen Querschnitts.

Eine gleichmäßige Verteilung mit dem theoretischen Wert $s = 0$ ergibt sich, wenn der Verteilerkanal um den Faktor $2/\pi$ niedriger ist als der Sammelkanal /36/. Dadurch wird die mittlere Geschwindigkeit im Verteiler gerade so stark erhöht, daß die Druckverläufe parallel werden. In /35/ ist diese Bedingung für eine gleichmäßige Verteilung durch Messungen bestätigt. Bei der hier vorgeschlagenen Modulbauweise sind jedoch Verteiler und Sammler gleich hoch, so daß eine der Theorie entsprechende gleichmäßige Verteilung nicht erreicht werden kann.

Die Abbildung 7.2./3. zeigt den Einfluß der Kanalgeometrie auf die Abweichung von der gleichmäßigen Verteilung s , die in Gleichung 7.1./22. definiert ist. Die Abweichung wird umso kleiner, je kleiner F wird. Ein kleines F bedeutet nach Gleichung 7.1./16. eine geringe Höhe H und schmale Einlaßschlitze a für die Matrix. Der Kanalquerschnitt $b h_H$ sollte dagegen möglichst groß sein. Das Verhältnis h_0/h_H , das die Keilform der Kanäle beschreibt, ist in Bild 7.2./3. als Parameter eingetragen. Je kleiner dieses Verhältnis wird, desto spitzer werden die Kanäle. Bei konstantem F haben Kanäle mit parallelen Wänden eine gleichmäßigere Verteilung als spitze Kanäle, wie die Fälle I und II in Bild 7.2./3. zeigen. Soll bei spitzen Kanälen die Abweichung von der gleichmäßigen Verteilung nicht größer werden als bei parallelen Wänden, so muß eine Auffächerung der Kanäle erfolgen d. h., F muß kleiner werden. Dies zeigt Fall III deutlich.

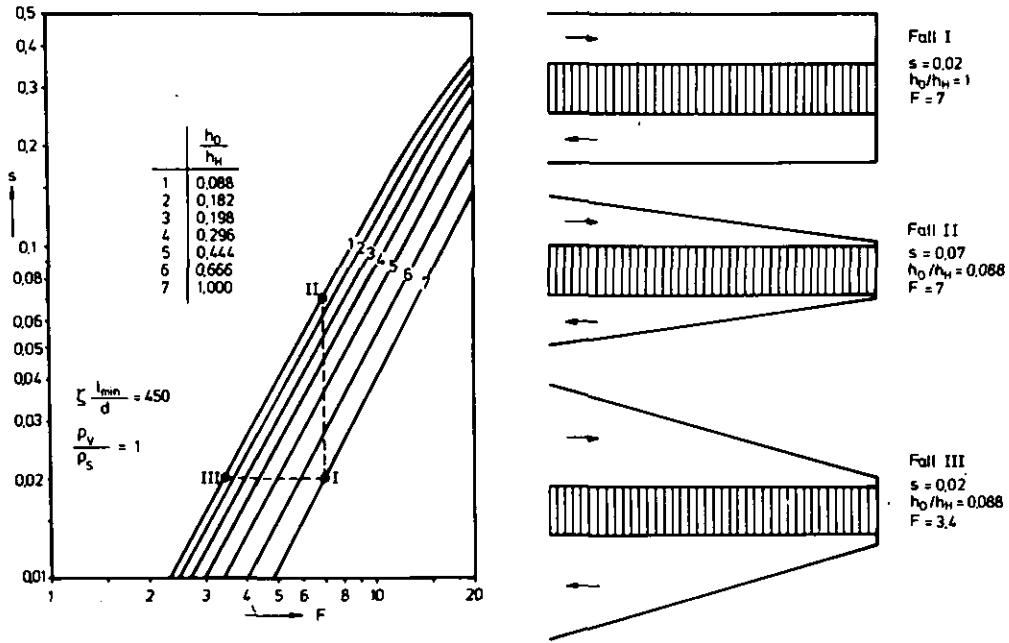


Bild 7.2./3. Der Einfluß der Kanalgeometrie auf die Massenstromverteilung

Die Abbildung 7.2./4. zeigt den Einfluß des Wärmeübergangs bei gasförmigen Fluiden und den Einfluß des Matrix-Druckverlustbeiwertes. Bei Wärmeübergang in der Matrix sind die Dichten vor und hinter der Matrix verschieden. Auf der wärmeabgebenden Seite ist im Verteiler eine kleinere Dichte als im Sammler, während auf der wärmeaufnehmenden Seite die Sammler-Dichte kleiner ist. Das Verhältnis der Dichten ist also ein Maß für die Temperaturänderung infolge Wärmeübergang. Die Abbildung zeigt, daß die Verteilung umso ungleichförmiger wird, je größer das Dichten-Verhältnis wird, d. h. die wärmeaufnehmende Seite hat eine ungleichmäßigere Verteilung als die wärmeabgebende Seite.

Der Verzögerungsdruckanstieg im Verteiler und der Beschleunigungsdruckabfall im Sammler sind umgekehrt proportional der Dichte, wenn der Massenstrom konstant ist. Dies zeigt die folgende Gleichung für den Verteiler:

$$\Delta p_V = \frac{1}{\rho_V} \frac{\dot{m}^2}{2(bh_H)^2} \quad 7.2./2.$$

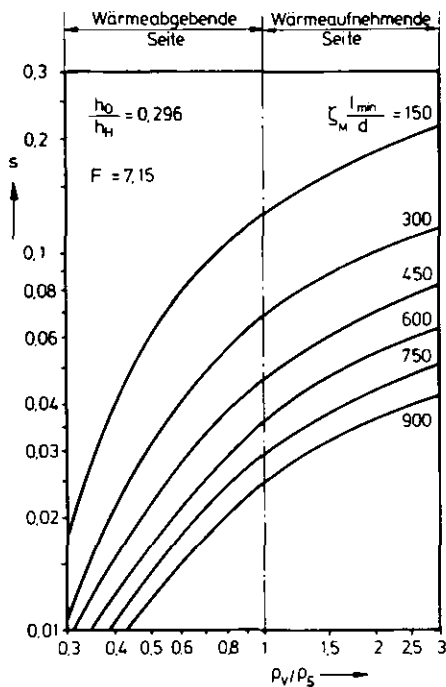


Bild 7.2./4. Der Einfluß des Wärmeübergangs und des Matrix - Druckverlust - beiwertes auf die Massenstromverteilung.

Daher werden mit steigendem Verhältnis ρ_V / ρ_S der Druckanstieg im Verteiler geringer und der Druckabfall im Sammler größer. Dies bewirkt eine stärkere Abweichung von der gleichmäßigen Verteilung.

Ein Anstieg des Druckverlustbeiwertes der Matrix bewirkt dagegen eine gleichmäßigere Verteilung wie Abbildung 7.2./4. zeigt. Bei den vorstehenden Rechnungen wurde der Druckverlust in den Kanälen vernachlässigt und der Widerstandsbeiwert der Matrix wurde als unabhängig von x angenommen.

7.3. Ausnutzungsgradminderung durch ungleichmäßige Verteilung

Eine beidseitig durchströmte Matrix in einem Modul hat zwei Verzweigungssysteme, die wegen der Lage der äußeren Anschlüsse gegensinnig orientiert sind. An dem Ende der Matrix, wo für die wärmeabgebende Seite 1 der größte Massendurchsatz ist, hat die wärmeaufnehmende Seite 2 den geringsten Massendurchsatz. Am anderen Ende der Matrix ist es umgekehrt. Ein ausgewählter Fall für eine solche ungleichförmige Massenstromverteilung längs der Matrix ist auf Bild 7.3./1. dargestellt.

Durch die ungleichmäßige Beaufschlagung der beiden Matrixseiten sind die jeweiligen Austrittstemperaturen längs der Matrix unterschiedlich. Die Mischtemperatur, die sich dann auf der wärmeaufnehmenden Seite am Ende der Sammelkanäle einstellt, ist niedriger als die Austrittstemperatur, die sich

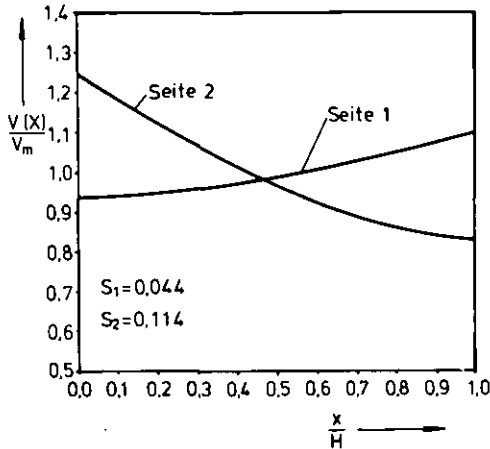


Bild 7.3/1. Massenstromverteilung für einen Modul

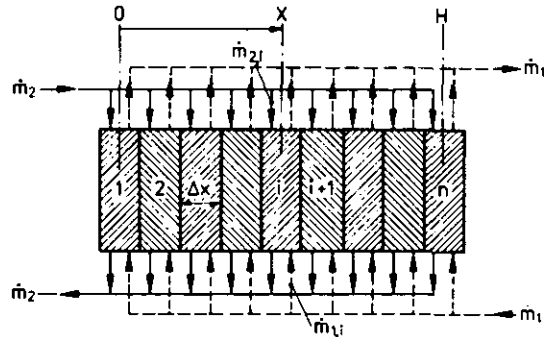


Bild 7.3/2. Diskretisierung der Matrix

bei einer gleichförmigen Massenstromverteilung ergeben würde. Dies bedeutet eine Minderung des Ausnutzungsgrades. Zur Berechnung dieser Ausnutzungsgradminderung wird die Matrix in n Einzelelemente der Breite Δx aufgeteilt, die als elementare Wärmeübertrager mit unterschiedlichen Massenströmen auf beiden Seiten berechnet werden (Bild 7.3./2.). Dabei wird der Einfluß der Wärmeleitung in Matrixlängsrichtung zunächst vernachlässigt. Dieser Einfluß wird später beim effektiven Ausnutzungsgrad summarisch berücksichtigt.

Auf der Breite Δx werden die Teilmassenströme als unveränderlich angenommen. Sie betragen:

$$\dot{m}_{1,i} = \rho_1 v_1(x) \frac{F_{St}}{2n}, \quad 7.3./1.$$

$$\dot{m}_{2,i} = \rho_2 v_2(x) \frac{F_{St}}{2n}. \quad 7.3./2.$$

Sind die Massenströme bekannt, so können die einzelnen Wärmeübertragerelemente mit Hilfe der folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$Re_{j,i} = \frac{\dot{m}_{j,i} d}{\frac{F_{St}}{2n} \eta}, \quad (j=1,2), \quad 7.3./3.$$

$$Nu_{j,i} = C_{Nu} Re_{j,i}^{\mu} Pr^{0.4}, \quad 7.3./4.$$

$$k_i = \frac{1}{\frac{d}{Nu_{1,i} \lambda} + \frac{\delta}{\lambda_{Wa}} + \frac{d}{Nu_{2,i} \lambda}}, \quad 7.3./5.$$

$$\dot{Q}_i = k_i \frac{F_{St}}{n} \Delta t_{m,i}, \quad 7.3./6.$$

$$\Delta t_{m,i} = \frac{\Delta t_{g,i} - \Delta t_{k,i}}{\ln \frac{\Delta t_{g,i}}{\Delta t_{k,i}}}, \quad 7.3./7.$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{1i} c_p (t_{1E} - t_{1A,i}), \quad 7.3./8.$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{2i} c_p (t_{2A,i} - t_{2E}). \quad 7.3./9.$$

Da bis hier der Einfluß der Wärmeleitung in Matrixlängsrichtung vernachlässigt wurde, gilt für die Ausnutzungsgradminderung durch ungleichmäßige Verteilung:

$$\Delta \epsilon_v = \epsilon_{th} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i}{\dot{m}_1 c_p (t_{1E} - t_{2E})}. \quad 7.3./10.$$

Mit Berücksichtigung der Wärmeleitung in Matrixlängsrichtung ergibt sich für den effektiven Ausnutzungsgrad mit ausreichender Genauigkeit:

$$\epsilon = \epsilon_{th} - \Delta \epsilon_w - \Delta \epsilon_v. \quad 7.3./11.$$

Für die Mischungstemperaturen am Austritt gilt dann bei $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$:

$$t_{1A} = t_{1E} - \epsilon (t_{1E} - t_{2E}), \quad 7.3./12.$$

$$t_{2A} = t_{2E} + \epsilon (t_{1E} - t_{2E}), \quad 7.3./13.$$

Auf der Abbildung 7.3./3. ist die Ausnutzungsgradminderung $\Delta \epsilon_v$ in Abhängigkeit von der Summe der Abweichungen auf beiden Seiten $s_1 + s_2$ mit ϵ_{th} als Parameter dargestellt.

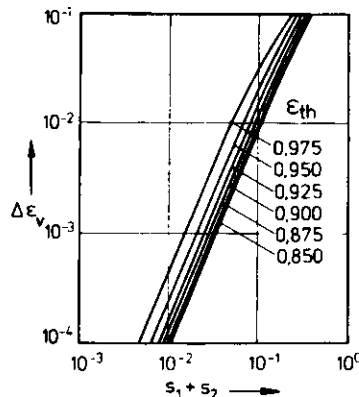


Bild 7.3/3. Der Ausnutzungsgradverlust durch ungleichmäßige Verteilung

Die Ausnutzungsgradminderung steigt quadratisch mit der Summe der Ungleichförmigkeiten an. Für übliche Ausnutzungsgrade im Bereich $0,8 \leq \epsilon_{th} \leq 0,9$ ergibt sich bei $s_1 + s_2 = 0,1$ ein Ausnutzungsgradverlust von etwa einem Prozentpunkt. Diese Grenze sollte bei der Auslegung nicht zu weit überschritten werden.

8. DRUCKVERLUST IM MODUL

Für die Widerstandsbeiwerte keilförmiger Sammler und Verteiler stehen in der Literatur wenig brauchbare experimentelle Ergebnisse zur Verfügung. Um trotzdem eine Abschätzung der Druckverluste vornehmen zu können, wird hier ein Rechenverfahren benutzt, das die verschiedenen Einflüsse auf den Druckverlust mit Hilfe der Verteilungsgleichungen aus Kap. 7., der Grenzschichtgleichungen und einiger empirischer Daten erfaßt. Dabei wird angenommen, daß sich der gesamte Druckverlust in einem Modul additiv aus den Druckverlusten in der Matrix und den Druckverlusten in den Sammlern und den Verteilern zusammensetzt.

8.1. Druckverlust bei ungleichmäßiger Verteilung

In Kap. 7. wurde schon erläutert, daß der Druckverlust der Matrix von einem Minimalbetrag an der Stelle $x=0$ auf den Maximalbetrag an der Stelle $x=H$ ansteigt, weil der Beschleunigungsdruckabfall im Sammler stärker ist als der Verzögerungsdruckanstieg im Verteiler. In einer Gesamtbilanz der Druckverluste eines Moduls muß der maximale Druckverlust in der Matrix, der zwischen Verteilereintritt und Sammleraustritt herrscht, berücksichtigt werden. Auf Bild 8.1./1. sind die Druckverläufe schematisch dargestellt. Reibung und Umlenkung in den Verteilern und Sammlern sind dabei nicht berücksichtigt.

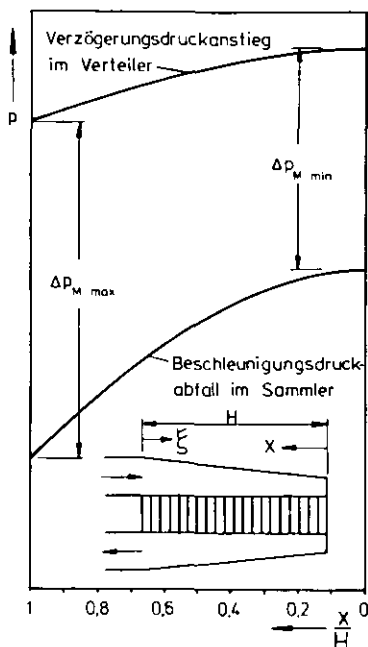


Bild 8.1./1. Druckverläufe ohne Berücksichtigung von Reibung und Umlenkung in Verteiler und Sammler.

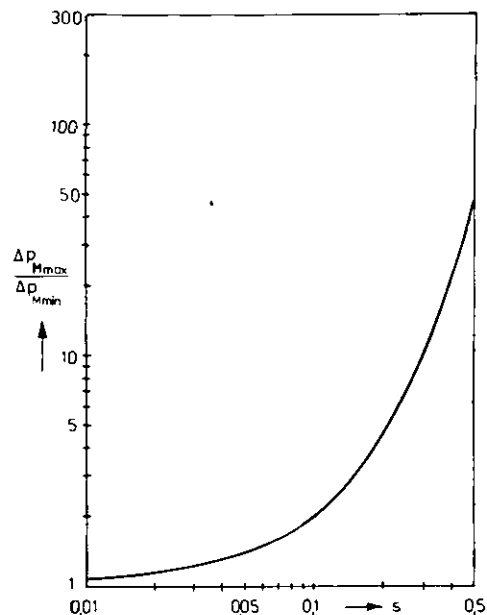


Bild 8.1./2. Der Einfluß der ungleichmäßigen Verteilung auf das Verhältnis der Matrix-Druckverluste

Die Abbildung 8.1./2. zeigt den Einfluß der ungleichmäßigen Verteilung auf das Verhältnis von maximalem zu minimalem Druckverlust in der Matrix. Bei völlig gleichmäßiger Verteilung ($s=0$) ist das Verhältnis $\Delta p_{M \max} / \Delta p_{M \min} = 1$. Je ungleichmäßiger die Verteilung wird, desto stärker steigt das Verhältnis an. Der maximale Druckverlust $\Delta p_{M \max}$ bei ungleichmäßiger Verteilung ist größer als der Druckverlust bei gleichmäßiger Verteilung. Hieraus resultiert die Forderung, die Verteiler und Sammler so zu gestalten, daß die Abweichung von der gleichmäßigen Verteilung möglichst gering wird, um für den Wärmeübergang nicht nutzbare Druckverluste zu sparen.

In allen folgenden Rechnungen wird der maximale Matrixdruckverlust mit Hilfe der Gleichungen in Kap. 7.1. berechnet.

8.2. Druckverlust durch Reibung in den Verteilern und Sammlern

Eine Kanaleinlaufströmung bildet innerhalb der Einlauflänge das typische Geschwindigkeitsprofil durch Anwachsen der Grenzschichtdicke und durch Beschleunigung der Kernströmung aus. Ist die Kanallänge kürzer als die Einlauflänge, so kann der Druckverlust durch Reibung mit Hilfe der Grenzschichtgleichungen berechnet werden. Dies ist bei den hier betrachteten Verteilern und Sammlern der Fall.

Im Sammelkanal gilt die Gleichung:

$$\Delta p_{RS} = \int_0^H \frac{4\tau_{waS}}{D_S} dx. \quad 8.2./1.$$

Analog gilt im Verteilkanal mit umgekehrter Strömungsrichtung:

$$\Delta p_{RV} = \int_0^H \frac{4\tau_{waV}}{D_V} d\xi, \quad 8.2./2.$$

$$\xi = H - x. \quad 8.2./3.$$

Die lokalen hydraulischen Durchmesser D_V und D_S werden aus Kanalquerschnitt und benetztem Kanalumfang gebildet. τ_{wa} ist die lokale Wandschubspannung der Plattengrenzschicht mit Druckgradient. Sie wird mit einem Rechenverfahren nach /20/ bestimmt:

$$\tau_{waS} = \frac{0,0065 \rho_S u_{S \max}^2}{\left(\frac{u_{S \max} \delta_{2S} \rho_S}{\eta_S} \right)^{1/6}}, \quad 8.2./4.$$

$$\tau_{waV} = \frac{0,0065 \rho_V u_V^2}{\left(\frac{u_V \delta_{2V} \rho_V}{\eta_V} \right)^{1/6}}. \quad 8.2./5.$$

Dabei ist u_V die mittlere lokale Geschwindigkeit im Verteiler und $u_S \max$ die maximale lokale Sammlergeschwindigkeit in Wandnähe, aber außerhalb der Grenzschicht. Diese beiden Geschwindigkeiten ergeben sich aus den Gleichungen 7.1./20. und 7.1./21. der Verteilungsrechnung. Die lokale Impulsverlustdicke δ_2 wird in Sammler und Verteiler mit Hilfe der folgenden Gleichungen bestimmt:

$$\delta_{2S} = \left[\left(\frac{\eta_S}{\rho_S} \right)^{1/6} \frac{0,0076}{u_{S\max}^{3,84}} \int_0^x u_{S\max}^{3,67} dx \right]^{6/7}, \quad 8.2./6.$$

$$\delta_{2V} = \left[\left(\frac{\eta_V}{\rho_V} \right)^{1/6} \frac{0,0076}{u_V^{3,84}} \int_0^\xi u_V^{3,67} d\xi \right]^{6/7} \quad 8.2./7.$$

In diesen Gleichungen ist der Einfluß des laminaren Anlaufs vernachlässigt. Der hierdurch verursachte Fehler ist nicht groß, weil der Umschlag von der laminaren in die turbulente Grenzschicht schon nach einigen Millimetern oder maximal nach wenigen Zentimetern erfolgt, wie Vergleichsrechnungen mit einem wesentlich aufwendigeren Rechenverfahren nach /39, 40, 41/ zeigten.

Der Widerstandsbeiwert im Sammelkanal lautet:

$$\zeta_{RS} = \frac{2}{\rho_S \bar{u}_S^2(H)} \int_0^H \frac{4\tau_{waS}}{D_S} dx. \quad 8.2./8.$$

Dieser Widerstandsbeiwert ist auf die mittlere Geschwindigkeit am Kanalauslauf ($x=H$) bezogen.

Für den Widerstandsbeiwert im Verteilkanal kann analog geschrieben werden:

$$\zeta_{RV} = \frac{2}{\rho_V \bar{u}_V^2(0)} \int_0^H \frac{4\tau_{waV}}{D_V} d\xi. \quad 8.2./9.$$

Dieser Widerstandsbeiwert ist auf die mittlere Geschwindigkeit am Kanaleinlauf ($\xi=0$) bezogen. Die vorstehende Gleichung 8.2./ 9. gilt nur, wenn die Grenzschicht sich nicht ablöst. Im Verteilkanal des Moduls tritt aber ein positiver Druckgradient auf, der eine Ablösung der Grenzschicht verursachen kann. Zur Bestimmung der Ablösestelle dient der dimensionslose Formparameter Γ :

$$\Gamma = \frac{\delta_{2V}}{u_V} \frac{du_V}{d\xi} \left(\frac{u_V \delta_{2V} \rho_V}{\eta_V} \right)^{0,25} \quad 8.2./10.$$

Die Grenzschicht löst sich ab, wenn für Γ die folgende Bedingung erfüllt ist:

$$\Gamma \leq -0,06.$$

8.2./11.

Nach Ablösung der Grenzschicht steigen die Druckverluste stärker an. Allerdings sind für die Erfassung dieser Ablösungsverluste keine genauen experimentellen Daten verfügbar. Um aber wenigstens eine Abschätzung durchführen zu können, werden die Verhältnisse der Diffusorströmung übernommen, denn die Strömung im Verteilkanal eines Moduls entspricht im Geschwindigkeits- und Druckverlauf etwa einer Strömung in einem rechteckigen Diffusor mit sehr großem Öffnungsverhältnis. Bei solchen Diffusoren gilt nach /42/ für das Verhältnis von maximalem Widerstandsbeiwert bei abgelöster Strömung zu minimalem Widerstandsbeiwert bei anliegender Strömung der Bereich:

$$6 \leq \frac{\zeta_{ab}}{\zeta_{an}} \leq 12.$$

8.2./12.

Durch die Ablösung der Grenzschicht steigt in einem rechteckigen Diffusor mit großem Öffnungsverhältnis der Widerstandsbeiwert im Mittel um den Faktor 9 an.

$$\zeta_{ab} \approx 9\zeta_{an}$$

8.2./13.

Der Widerstandsbeiwert ζ_{an} gilt für eine ausgebildete Grenzschicht bei einem kleinen Öffnungswinkel und einem kleinen Druckgradienten in der Strömung. Diese Grenzschicht kann näherungsweise durch die Gleichungen für die Plattengrenzschicht ohne Druckgradient beschrieben werden, so daß im Falle einer Grenzschichtablösung im Verteiler statt der Gleichung 8.2./9. die folgende Gleichung 8.2./14. gilt.

$$\zeta_{RV_{ab}} \approx 9 \int_0^H \frac{4(\log Re_{\xi} - 0,65)^{2,3}}{D_v} d\xi.$$

8.2./14.

Da das Geschwindigkeitsprofil in einem prismatischen oder sich verjüngenden Verteiler, aus dem Masse kontinuierlich abgesaugt wird, gleichmäßiger ist als in einem sich stark erweiternden Diffusor, dürfte diese Abschätzung auf der sicheren Seite liegen.

In der Gleichung 8.2./14. ist Re_{ξ} die mit der Lauflänge ξ und der Geschwindigkeit am Kanaleinlauf gebildete Reynolds-Zahl.

$$Re_{\xi} = \frac{\xi \rho_v u_v(0)}{\eta_v}$$

8.2./15.

Die vorstehenden Widerstandsbeiwerte sind für die wärmeabgebende Seite 1 und die wärmeaufnehmende Seite 2 zu berechnen.

8.3. Druckverlust durch Umlenkung

Die Abbildung 8.3./1. zeigt einen Längsschnitt durch den halben Verteilkanal mit einem Geschwindigkeitsdreieck nahe am Matrixeintritt. Man erkennt, daß die resultierende Geschwindigkeit durch die Matrix um den Winkel γ zwangsweise aufgerichtet wird.

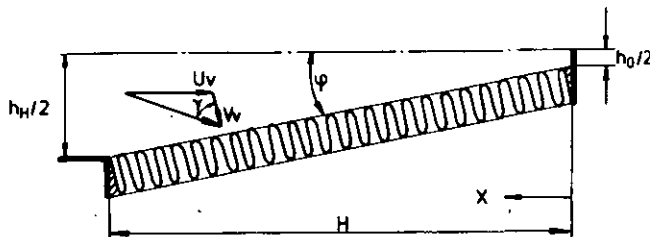


Bild 8.3./1. Längsschnitt durch den Verteilkanal

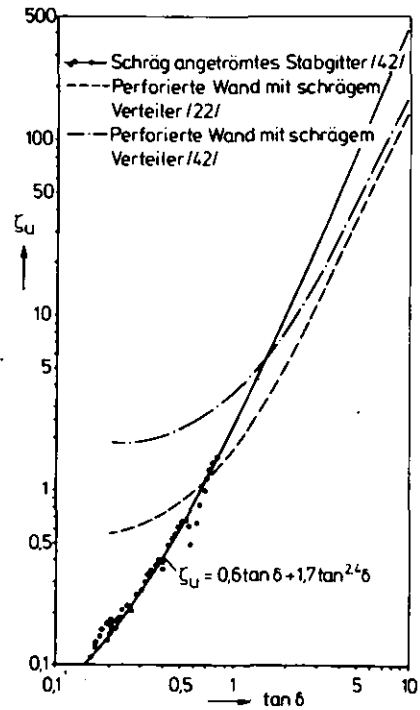


Bild 8.3./2. Widerstandsbeiwerte für die Umlenkung.

In /42/ werden empirische Widerstandsbeiwerte für eine den Verteilern ähnliche Kanalgeometrie angegeben. Es handelt sich um schräg angeströmte Stabgitter. Diese Umlenk-Widerstandsbeiwerte wurden auf γ umgerechnet und in der Abbildung 8.3./2. für $\tan \gamma > 0,1$ dargestellt. Die Extrapolation der Umlenk-Widerstandsbeiwerte für $\tan \gamma > 1$ erfolgt mit der nachstehenden Formel 8.3./1. Umgerechnete Vergleichswerte für schräge Verteiler mit perforierten Wänden nach /32/ und /42/ zeigen, daß die Extrapolationsformel 8.3./1. für die großen hier in Frage kommenden $\tan \gamma$ -Werte auf der sicheren Seite liegen dürfte.

$$\zeta_{UV} = 0,6 \tan \gamma + 1,7 \tan^{2,4} \gamma$$

8.3./1.

Dabei gilt für $\tan\gamma$:

$$\tan\gamma = \frac{\cos\varphi}{\left(\frac{v_y}{u_y} + \sin\varphi\right)} \quad 8.3./2.$$

Der Druckverlust infolge Umlenkung im Verteiler ist dann:

$$\Delta p_{UV} = \zeta_{UV} \cdot \frac{\rho_y v_y^2}{2} \quad 8.3./3.$$

Der Einfluß der Reynolds-Zahl auf die Umlenkung muß wegen fehlender Daten vernachlässigt werden. Allerdings deuten einige Ergebnisse in /43/ an, daß sich die Reynolds-Zahl auf den Umlenkanteil des Druckverlustes nicht stark auswirkt.

Der Winkel γ ändert sich längs der Matrix und mit ihm der Druckverlust Δp_{UV} . Die größten Werte ergeben sich am Kanaleinlauf. Ursache hierfür ist das Absinken der Geschwindigkeit u_y vom Maximalwert am Kanaleinlauf bis auf Null am Kanalende und die vergleichsweise wenig veränderliche Größe der Matrixeintrittsgeschwindigkeit v_y . Damit die Druckverlustabschätzung auf der sicheren Seite liegt, wird in allen folgenden Rechnungen der größte Wert von γ benutzt.

Eine Verringerung der Druckverluste durch Umlenkung wird erreicht, wenn die Matrix unter einem Neigungswinkel ψ gegen die Normale zur Matrixlängsachse gefaltet wird. Der Umlenkwinkel verringert sich dadurch gleichzeitig für alle Sammel- und Verteilkanäle auf der wärmeabgebenden Seite 1 und auf der wärmeaufnehmenden Seite 2, wie die Abbildung 8.3./3. zeigt.

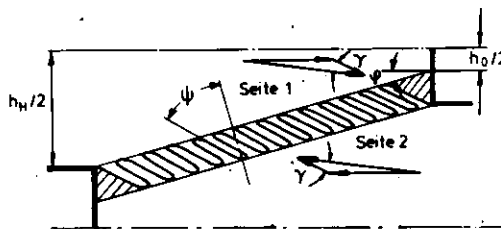


Bild 83/3. Neigung der Matrixfalten um den Winkel ψ

Für eine solche Matrix gilt:

$$\tan\gamma = \tan \left[90^\circ - \psi - \arctan \left(\frac{\frac{u_y}{v_y} \sin\varphi + \cos\psi}{\frac{u_y}{v_y} \cos\varphi + \sin\psi} \right) \right] \quad 8.3./4.$$

Obwohl der Umlenkmechanismus auf der Sammlerseite anders ist als auf der Verteilerseite, wird mangels besserer Erfahrungswerte der gleiche Widerstandsbeiwert wie auf der Verteilerseite zugrunde gelegt. Zusätzlich wird noch angenommen, daß eine Druckhöhe wegen der gegeneinander gerichteten Matrix-Austrittsgeschwindigkeiten verwirbelt wird. Damit dürfte die Abschätzung auf der sicheren Seite liegen.

$$\zeta_{US} \approx \zeta_{UV} + 1, \quad 8.3./5.$$

$$\Delta p_{US} \approx \zeta_{US} \frac{\rho_s v_s^2}{2}. \quad 8.3./6.$$

8.4. Gesamter Druckverlust im Modul

In das folgende Bild 8.4./1. sind die Druckverläufe längs des Moduls unter Berücksichtigung der Druckverluste schematisch eingetragen. Im Verteiler hat der Umlenkanteil sein Maximum am Einlauf, während der Reibungsanteil sein Maximum am Ende hat. Im Sammler haben beide ihr Maximum am Auslaß. Der Druckverlust infolge Kanalreibung verursacht eine ungleichmäßigere Massenstromverteilung längs des Moduls, weil er das Verhältnis $\Delta p_{M \max} / \Delta p_{M \min}$ gegenüber einer reibungsfreien Rechnung vergrößert. Der Druckverlust aus der Umlenkung hingegen verkleinert dieses Verhältnis und macht somit die Verteilung gleichmäßiger. Wird nun ein Modul so ausgelegt, daß Reibung und Umlenkung etwa den gleichen maximalen Druckverlust verursachen, so kann man annehmen, daß der ungünstige Einfluß der Reibung auf die Verteilung etwas kompensiert wird. Das heißt, bei der in Kap. 7. durchgeführten abschätzenden Berechnung der Massenstromverteilung ergibt die Vernachlässigung der Umlenkung und der Reibung in den Kanälen keinen gravierenden Fehler.

Der gesamte Druckverlust für jeweils eine Modulseite setzt sich näherungsweise aus der folgenden Summe der Einzeldruckverluste zusammen:

$$\Delta p_{1,2} \approx \Delta p_{RV} + \Delta p_{UV} + \Delta p_{M \max} + \Delta p_{US} + \Delta p_{RS}. \quad 8.4./1.$$

Da in der Matrix eine Wärmeübertragung stattfindet, haben gasförmige Fluide im Verteiler und im Sammler eine unterschiedliche Dichte. Es ist deshalb zweckmäßig, die Druckverluste in den Kanälen auf die mittlere Dichte ρ und die mittlere Geschwindigkeit v_m in der Matrix zu beziehen. Der Widerstandsbeiwert für jeweils eine Modulseite ist dann die folgende Summe:

$$\zeta_{1,2} \approx (\zeta_{RV} F^2 + \zeta_{UV}) \frac{\rho}{\rho_V} + \frac{C_R}{\left(\frac{\rho v (\bar{x}+1)d}{\eta}\right)^x} \frac{l_{\min}}{d} \left(\frac{v(\bar{x}+1)}{v_m}\right)^2 + (\zeta_{US} + \zeta_{RS} F^2) \frac{\rho}{\rho_S} \quad 8.4./2.$$

F ist dabei das Flächenverhältnis entsprechend Gleichung 7.1./16. Der gesamte Druckverlust für jeweils eine Modulseite ist dann:

$$\Delta p_{1,2} \approx \zeta_{1,2} \frac{\rho v_m^2}{2} \quad 8.4./3.$$

Die vorstehenden Gleichungen, die noch einer experimentellen Bestätigung bedürfen, können natürlich nur Schätzwerte liefern. Diese Schätzwerte dürften aber auf der sicheren Seite liegen.

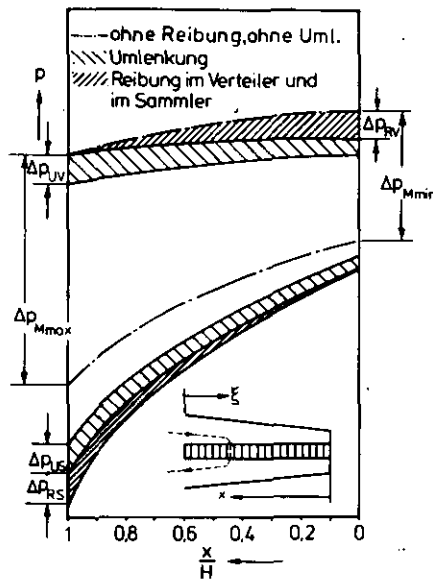


Bild 8.4/1. Druckverläufe schematisch

9. KOMPAKTIERUNG DES MODULS

9.1. Voraussetzungen für die Kompaktierungsrechnungen

Das Ziel der folgenden Rechnungen ist es, eine möglichst raumsparende kompakte Form der Zu- und Abführgänge zu finden und für die Matrix diejenige Auslegung zu bestimmen, die in Verbindung mit den Zu- und Abführgängen ein minimales Gesamtvolumen ergibt. Zur Beurteilung werden die in Kap. 4.2. schon für die Matrix definierten Bewertungsgrößen, Leistungsdichte und Leistungszahl, herangezogen. Die Rechnungen werden mit einem Programm durchgeführt /44/.

Die Leistungsdichte wird aus der übertragenen Wärmeleistung und dem Modulvolumen gebildet, das sich aus dem Matrixvolumen und dem Volumen der Sammler und Verteiler zusammensetzt, multipliziert mit der Modulanzahl M , wenn der Wärmeübertrager aus mehr als einem Modul besteht.

$$q = \frac{\dot{Q}}{V} \quad 9.1./1.$$

Die folgende Abbildung 9.1./1. zeigt die Bezeichnungen am Modul. Für das Volumen gilt:

$$V = A_{\text{ges}} B_{\text{ges}} H M. \quad 9.1./2.$$

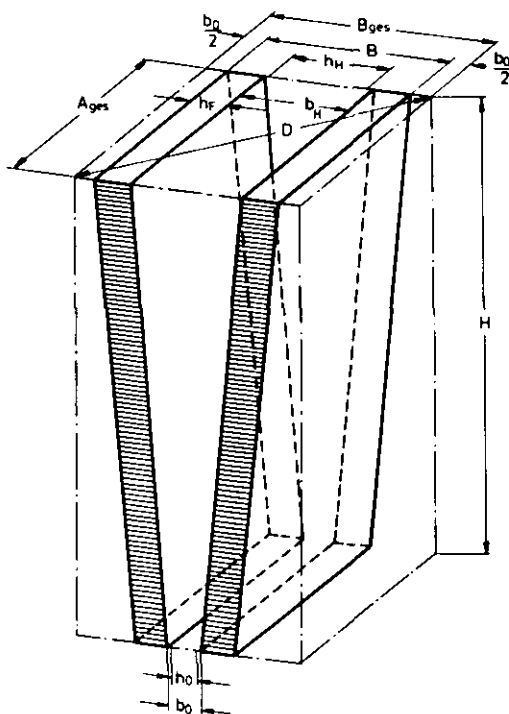


Bild 9.1./1. Bezeichnungen am Modul

Die äußere Kontur wird vom Höhen-Durchmesser-Verhältnis H/D gekennzeichnet, das den Schlankheitsgrad eines Moduls oder einer Anordnung von mehreren Modulen charakterisiert. Bei mehreren Modulen werden diese so nebeneinander angeordnet, daß D minimal wird.

Die Leistungszahl als zweite Bewertungsgröße für die Kompaktierung wird als Quotient aus der übertragenen Wärmeleistung und der gesamten Pumpleistung des Moduls gebildet. Dabei sind die Druckverluste in Verteiler, Matrix und Sammler entsprechend Gleichung 8.4./1. auf beiden Seiten zu berücksichtigen.

$$L \approx \frac{\dot{Q}}{\frac{\dot{m}_1 \Delta p_1}{\rho_1} + \frac{\dot{m}_2 \Delta p_2}{\rho_2}} \quad 9.1./3.$$

Mit den beiden Bewertungszahlen Leistungsdichte und Leistungszahl sind die Kompaktierungsbedingungen zu erfüllen. Diese Bedingungen, die in Kap. 4.2. für die Matrix definiert wurden, besagen, daß ein neu ausgelegter Modul im Vergleich zu einem Referenzmodul dann kompakter ist, wenn die Leistungsdichte größer geworden ist, ohne daß sich die Leistungszahl verkleinert hat.

$$\frac{q}{q_{\text{Ref}}} > 1 \quad 9.1./4.$$

$$\frac{L}{L_{\text{Ref}}} \geq 1 \quad 9.1./5.$$

Da sich die Optimierungsrechnungen für den Modul wegen der vielen komplizierten Gleichungen nicht in allgemeiner Form mit Ähnlichkeitstheoretischen Beziehungen durchführen lassen, wird ein konkreter Anwendungsfall aus der Methanolerzeugung nach /45/ zugrunde gelegt. Die hierbei gewonnenen Ergebnisse sind in ihrer Tendenz auf andere Anwendungsfälle übertragbar. Desweiteren werden bei den folgenden Rechnungen die Einschränkungen, die für das Grundgleichungssystem in Kap. 4.1. eingeführt wurden, fallengelassen.

Bei dem Wärmeübertrager der Methanolanlage strömt auf der wärmeaufnehmenden Seite 1 ein Synthesegas, das zum überwiegenden Teil aus Wasserstoff besteht, mit kleineren Anteilen von Kohlenmonoxyd, Kohlendioxyd und Methan. Das wärmeabgebende Gas hat eine ähnliche Zusammensetzung mit zusätzlichen geringen Anteilen von Methanol und Wasserdampf. Bei den folgenden Rechnungen zur Ermittlung der kompaktesten Auslegung kann der Einfluß von Kondensations-effekten auf den Wärmeübergang ohne großen Fehler vernachlässigt werden. Die wichtigsten Prozeßdaten und Stoffwerte für diese Rechnung sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

nungen konstant auf 3 gehalten. Desweiteren werden die Proportionen $l_{\min}/a = 3,33$ und $a/h_F = 1$ entsprechend den Werten der doppelflutigen Matrix konstant gehalten.

In den folgenden Optimierungsrechnungen werden die nachstehenden Parameter variiert:

h_H/h_0 = Verhältnis der Kanalhöhen,

M = Modulanzahl,

ϵ = Effektiver Ausnutzungsgrad des Moduls,

h_W = Wellenhöhe,

ψ = Faltenneigung in der Matrix,

Δp = ges. Druckverlust im Modul,

$\bar{\Delta p}$ = Verhältnis von max. Druckverlust in der Matrix zu gesamtem Druckverlust im Modul,

$$\bar{\Delta p} = \frac{\Delta p_{M\max}}{\Delta p}, \quad 9.1./6.$$

β = Kreuzungswinkel der Wellung,

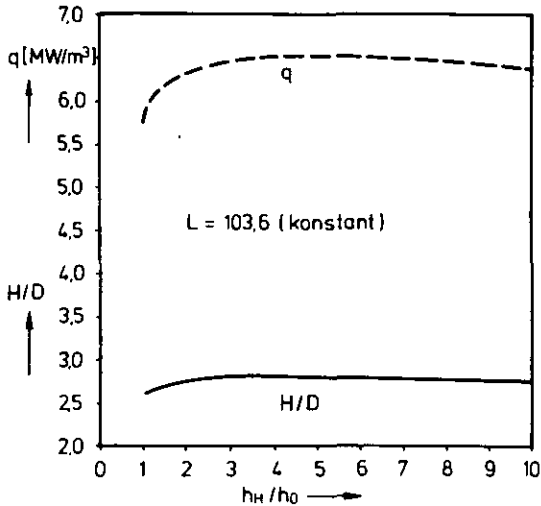
$\bar{\lambda}$ = Wellenlängenparameter.

9.2. Optimale Keilform

In der Abbildung 9.2./1. sind die Leistungsdichte q und das Verhältnis von Modulhöhe zu Durchmesser des umschließenden Kreises H/D über dem Verhältnis der Kanalhöhen h_H/h_0 , das die Neigung der Matrizen in den Modulen bestimmt, aufgetragen.

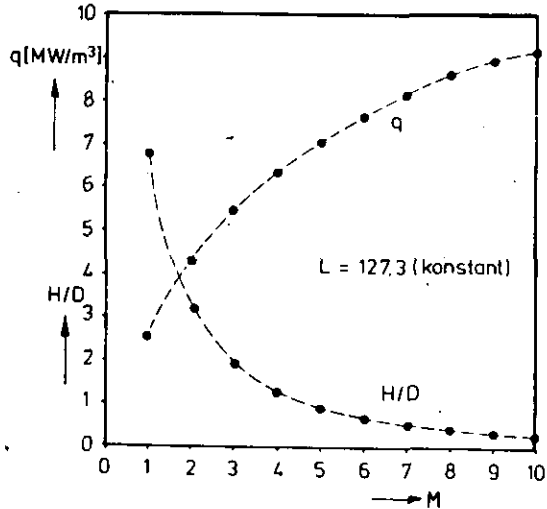
Die Leistungsdichte hat bei paralleler Anordnung der Matrizen ($h_H=h_0$) den niedrigsten Wert. Da mit zunehmender Schrägstellung der Matrizen das Volumen besser genutzt wird, steigt die Leistungsdichte an. Bei großen Werten von h_H/h_0 , d.h. bei spitzen Keilformen, fällt die Leistungsdichte aber wieder ab. Dort wird der Volumengewinn der Schrägstellung durch eine Überdimensionierung der Matrix wieder kompensiert. Diese Überdimensionierung ist notwendig, damit die Minderungseffekte durch ungleichmäßige Massenstromverteilung ausgeglichen werden. Das Optimum der flach verlaufenden Leistungsdichte liegt etwa bei $h_H/h_0 = 4,5$.

Der Schlankheitsgrad der Module ist praktisch unabhängig von der Keilform der Kanäle, wie die untere Kurve in Bild 9.2./1. zeigt.



$\epsilon = 0,85$ $\psi = 10^\circ$ $h_w = 1,5\text{mm}$ $\beta = 120^\circ$
 $\Delta p = 1,6\%$ $\bar{\Delta p} = 0,875$ $M = 2$ $\bar{\lambda} = 3,25$

Bild 9.2/1. Variation der Keilform



$\epsilon = 0,85$ $\psi = 0^\circ$ $h_H/h_0 = 3$ $\beta = 120^\circ$
 $h_w = 1,5\text{mm}$ $\Delta p = 1,2\%$ $\bar{\Delta p} = 0,8$ $\bar{\lambda} = 3,25$

Bild 9.3/1. Variation der Modulanzahl

9.3. Variation der Modulanzahl

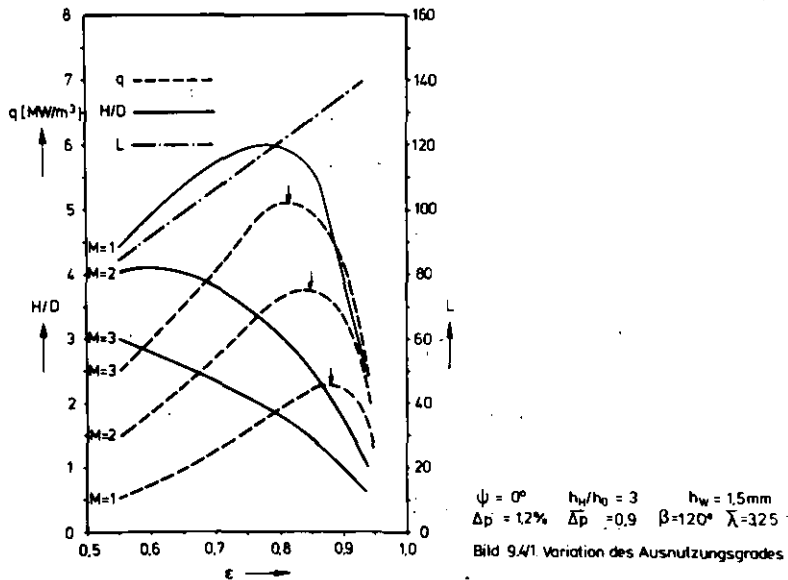
Unterteilt man ein gegebenes konstantes Matrixvolumen so, daß daraus mehrere Module entstehen, dann wird die Summe der Modulvolumina immer kleiner, je größer die Modulanzahl wird. Dies bedeutet einen Anstieg der Leistungsdichte mit der Modulanzahl, wie Abbildung 9.3./1. zeigt. Der Gewinn an Leistungsdichte ist um so größer, je kleiner die Modulanzahl noch ist.

Bei einer Vergrößerung der Modulanzahl wird der Anteil des inaktiven Volumens der schrägen Verteiler und Sammler verringert. Dabei wird aus einem schlanken Apparat ein kurzer scheibenförmiger mit großem Durchmesser, wie der Verlauf von H/D in Bild 9.3./1. zeigt.

Die Modulanzahl ist ein wichtiger Kompaktierungsparameter, der neben einem erheblichen Volumengewinn auch fertigungstechnische Vorteile bringt, denn bei einer größeren Modulanzahl ist der Einsatz der wirtschaftlicheren und zuverlässigeren Serienfertigung möglich. Eine Beschränkung der Modulanzahl kann notwendig werden, wenn das Höhen-Durchmesser-Verhältnis des Apparates nach unten begrenzt ist. Dies ist z. B. bei nuklearen Wärmeübertragern, die in einen Spannbetonbehälter integriert werden, der Fall (Kap. 10.3.). Eine Beschränkung der Modulanzahl ist auch dann angebracht, wenn die äußeren Gasführungsorgane, die jedes Fluid von den Apparatstützen auf die einzelnen Module verteilen, einen immer größeren Volumenanteil beanspruchen, so daß sich schließlich bei Erhöhung der Modulanzahl keine nennenswerte Verringerung des gesamten Apparatvolumens mehr ergibt.

9.4. Optimaler Ausnutzungsgrad

Wie die Abb. 9.4./1. zeigt, steigt die Leistungsdichte mit dem Ausnutzungsgrad an und fällt nach Erreichen eines ausgeprägten Maximums sehr schnell ab.



Das Optimum der Leistungsdichte ergibt sich aus der Anordnung der Matrizen im Modul und der Relation der Abmessungen A_{ges} , B_{ges} und H gemäß Bild 9.1./1. Ist der Ausnutzungsgrad klein, so ist die notwendige Strömungsweglänge in der Matrix ebenfalls klein, weil nur eine geringe Wärmemenge zu übertragen ist. Dies bedeutet, daß die Länge A_{ges} ebenfalls klein ist. Die Abmessung B_{ges} muß nun groß sein, damit der von den zulässigen Druckverlusten in den schrägen Verteilern und Sammlern geforderte freie Strömungsquerschnitt bereitgestellt wird. Mit größer werdendem Ausnutzungsgrad nimmt A_{ges} zu, B_{ges} muß dann kleiner werden, damit der freie Strömungsquerschnitt der Verteiler und Sammler erhalten bleibt. Durch diese gegenläufige Veränderung von A_{ges} und B_{ges} ergibt sich für das Modulvolumen ein Minimum, das bei dem Ausnutzungsgrad liegt, wo beide Maße etwa gleich sind.

Durch eine Vergrößerung der Modulanzahl verkleinert sich B_{ges} des einzelnen Moduls, weil der notwendige freie Strömungsquerschnitt nun auf mehr Module verteilt wird. A_{ges} verändert sich kaum. Dadurch wird bei steigendem Ausnutzungsgrad eine Gleichheit von A_{ges} und B_{ges} schon bei kleineren Werten von ϵ erreicht. Das Maximum der Leistungsdichte wird durch eine steigende Modulanzahl zu kleineren Ausnutzungsgraden hin verschoben, wie Bild 9.4./1. zeigt.

Der Verlauf des Verhältnisses H/D läßt sich ebenfalls leicht aus dem Verlauf der Abmessungen erklären. Die Höhe H nimmt mit steigendem Ausnutzungsgrad ab, während D als Diagonale dort ein Minimum hat, wo die Seitenlängen A_{ges} und B_{ges} gleich sind. Damit ergibt sich für H/D links von dieser Stelle ein Maximum. Dieses Maximum verschiebt sich mit steigender Modulanzahl zu immer kleineren Ausnutzungsgraden. Für große Ausnutzungsgrade geht das Verhältnis H/D gegen Null. Im Gegensatz dazu geht es bei konventionellen Röhrenapparaten gegen Unendlich.

Die Leistungszahl steigt wegen des konstanten Druckverlustes linear mit dem Ausnutzungsgrad an.

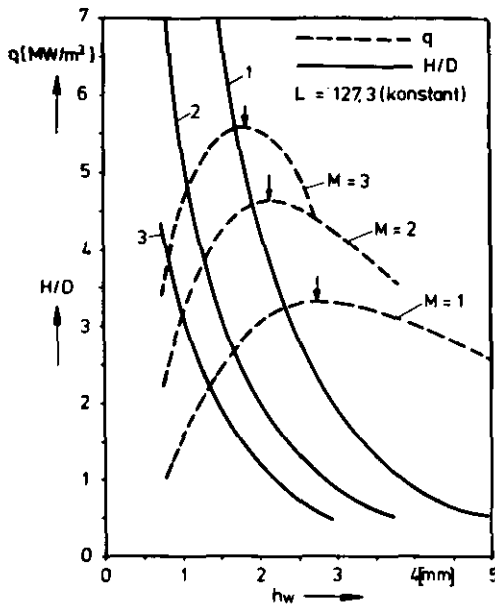
Die wesentliche Erkenntnis dieser Ausnutzungsgradvariation ist, daß die Leistungsdichte der hier vorgeschlagenen Wärmeübertragerbauweise bei sehr hohen Ausnutzungsgraden ein Maximum hat. Dies ermöglicht kompakte Apparate mit guten Übertragungseigenschaften.

9.5. Optimale Wellenhöhe

Die Abbildungen 9.5./1. und 9.5./2. zeigen, daß für die Wellenhöhe der Prägung und damit für den hydraulischen Durchmesser der Matrix optimale Werte existieren, bei denen die Leistungsdichte des Moduls ein Maximum hat. Eine größere Modulanzahl oder ein höherer Ausnutzungsgrad bewirken eine Verschiebung dieses Maximums zu kleineren hydraulischen Durchmessern hin. Die optimalen Wellenhöhen treten wie der optimale Ausnutzungsgrad dort auf, wo A_{ges} und B_{ges} gleich sind. Das Verhältnis H/D nimmt mit steigendem hydraulischem Durchmesser ab, weil die Modulhöhe H als dominierende Größe in diesem Verhältnis stark abnimmt.

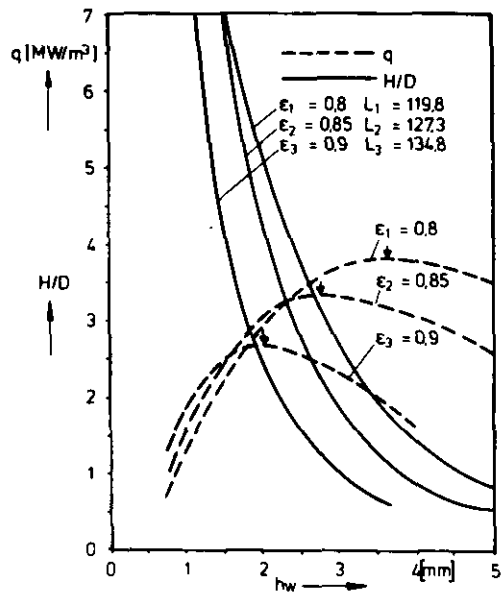
Wesentlich ist, daß eine Verringerung des hydraulischen Durchmessers unterhalb einer bestimmten Größe keine weitere Kompaktierung des Moduls mehr bewirkt, obwohl die Matrix für sich alleine kompakter wird, wie in Kap. 4.3. gezeigt wurde. Die Ursache hierfür liegt in einem starken Anstieg des inaktiven Verteiler- und Sammlervolumens, der auf die bei sinkendem Durchmesser sehr schnell wachsende Höhe H zurückzuführen ist.

Typisch für die hier vorgeschlagene Wärmeübertragerbauweise ist, daß die optimalen hydraulischen Durchmesser in einem relativ engen Bereich von einigen Millimetern liegen.



$\Psi = 0^\circ$ $h_H/h_0 = 3$ $\Delta p = 1.2\%$
 $\bar{\Delta p} = 0.8$ $\beta = 120$ $\epsilon = 0.85$ $\bar{\lambda} = 325$

Bild 95/1. Variation der Wellenhöhe mit Modulanzahl als Parameter.



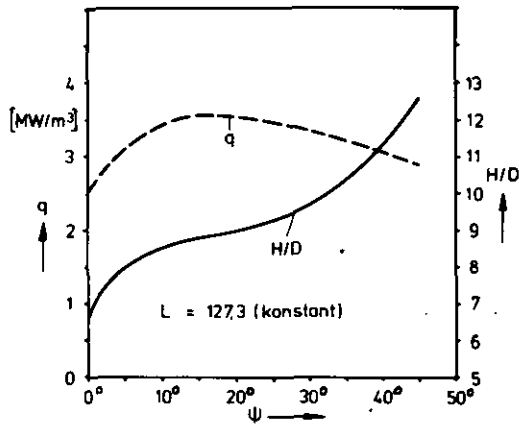
$\Psi = 0^\circ$ $h_H/h_0 = 3$ $\Delta p = 1.2\%$ $\bar{\lambda} = 325$
 $\bar{\Delta p} = 0.8$ $M = 1$ $\beta = 120^\circ$

Bild 95/2. Variation der Wellenhöhe mit Ausnutzungsgrad als Parameter.

9.6. Optimale Faltenneigung

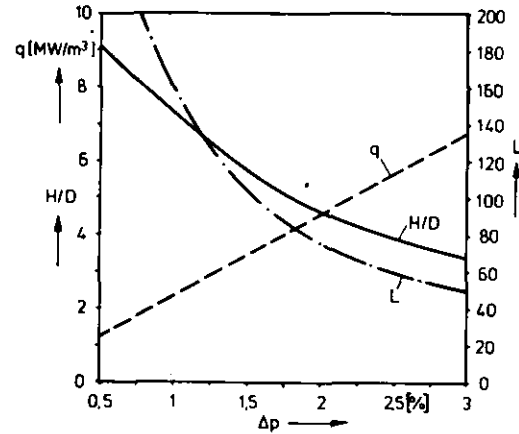
Mit Einführung einer Faltenneigung unter dem Winkel ψ (Bild 8.3./3.) wird der Druckverlust durch Umlenkung verringert. Diese Druckverlusteinsparung ermöglicht eine Verengung der schrägen Kanäle und damit eine Volumenminderung, die sich in einem Gewinn an Leistungsdichte ausdrückt. Dieser Anstieg der Leistungsdichte geht bis zu einem Maximum, wie Bild 9.6./1. zeigt. Eine weitergehende Faltenneigung verursacht dann eine so starke Verringerung der Kanalhöhe und damit eine Vergrößerung von F (Gleichung 7.1./16), daß die Massenstromverteilung längs der Matrix immer ungleichförmiger wird. Dieser Zusammenhang wurde schon in Bild 7.2./3. dargestellt. Um nun die daraus resultierende stärkere Ausnutzungsgradminderung und den höheren Druckverlust in der Matrix wieder auszugleichen ist ein größeres Matrixvolumen notwendig, das für den Abfall der Leistungsdichte bei Faltenneigungen mit mehr als 15° verantwortlich ist.

Das Höhen-Durchmesser-Verhältnis steigt mit der Faltenneigung an, weil D bei enger werdenden Kanälen abfällt und H mit größer werdendem Matrixvolumen ansteigt.



$\epsilon = 0,85$ $\Delta p = 1,2\%$ $\bar{\Delta p} = 0,8$
 $h_H/h_0 = 3$ $M = 1$ $\beta = 120^\circ$ $\bar{\lambda} = 325$

Bild 96/1. Variation der Fallenneigung.



$\epsilon = 0,85$ $\psi = 10^\circ$ $h_H/h_0 = 3$ $\beta = 120^\circ$
 $h_W = 1,5 \text{ mm}$ $\bar{\Delta p} = 0,9$ $M = 1$ $\bar{\lambda} = 325$

Bild 97/1. Variation des Druckverlustes im Modul

9.7. Variation des Druckverlustes im Modul

Wie die Abb. 9.7./1. zeigt, haben Leistungszahl und Leistungsdichte eine umgekehrte Tendenz. Mit steigendem Druckverlust im Modul steigt die Leistungsdichte q stetig an, während L stetig fällt. Hieraus folgt, daß die Kompaktierungsbedingungen 9.1./4. und 9.1./5. durch eine Variation des Druckverlustes im Modul nicht erfüllt werden können. Ein optimaler Druckverlust ist auf diese Weise nicht bestimmbar. Er muß durch gesamtwirtschaftliche Kostenminimierung gefunden werden.

9.8. Optimale Druckverlustaufteilung

Diese Parametervariation soll zeigen, wieviel Prozent des gesamten Druckverlustes eines Moduls zweckmäßigerweise in die Matrix zu legen sind. In der Abb. 9.8./1. sind deshalb Leistungsdichte und H/D über dem Verhältnis von maximalem Druckverlust in der Matrix zu gesamtem Druckverlust des Moduls aufgetragen.

Wird der gesamte Druckverlust in der Matrix genutzt ($\bar{\Delta p} \rightarrow 1$), so geht der Querschnitt der schrägen Verteiler und Sammler gegen Unendlich. Dies bedeutet, daß Leistungsdichte und H/D gegen Null gehen. Wird dagegen der gesamte Druckverlust in den schrägen Verteilern und Sammlern verbraucht ($\bar{\Delta p} \rightarrow 0$), so werden diese Kanäle zwar sehr eng, aber das Volumen der Matrix geht gegen Unendlich, d.h. die Leistungsdichte wird Null. Zwischen diesen beiden extremen Randwerten existiert für die Leistungsdichte ein Maximum. Mit sinkendem $\bar{\Delta p}$ muß die Matrix für immer größere Ausnutzungsgrade ausgelegt werden, um die größer werdende Ausnutzungsgradminderung durch ungleichmäßige Massenstrom-

verteilung auszugleichen. Dies führt unterhalb eines bestimmten Verhältnisses von $\bar{\Delta p}$ zum Absinken von H/D .

Der wichtigste Einflußparameter ist hier der Neigungswinkel ψ der Matrixfalten (Bild 8.3./3.). Er verringert den Druckverlust der Umlenkung in den Verteilern und Sammlern und ermöglicht so, daß ein größerer Anteil des Druckverlustes in der Matrix benutzt werden kann, wie die Verschiebung der optimalen Leistungsdichte zu größeren $\bar{\Delta p}$ -Werten zeigt.

Das entscheidende Ergebnis dieser Parameter-Variation ist, daß die kompakteste Bauweise mit dem hier vorgeschlagenen Wärmeübertragungssystem dann erreicht wird, wenn 70 bis 90 % des gesamten Druckverlustes in der Matrix genutzt werden.

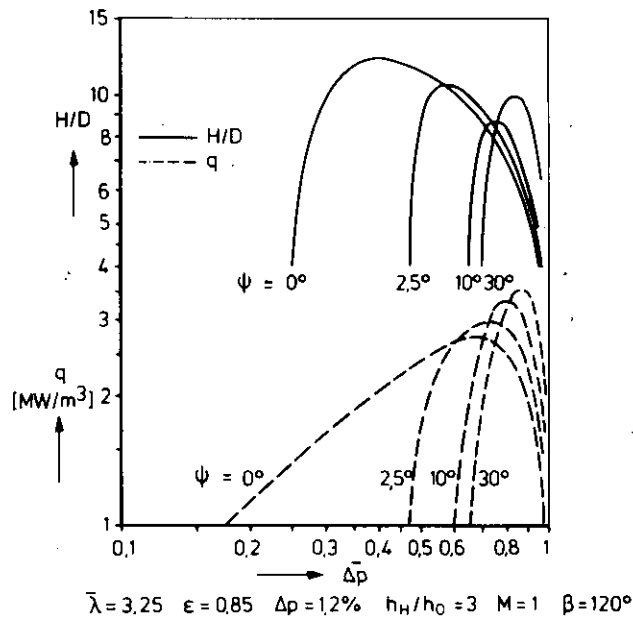


Bild 9.8./1. Variation der Druckverlustaufteilung

9.9. Variation von Kreuzungswinkel und Wellenlänge

In den Kapiteln 4.4. und 4.6. wurde gezeigt, daß durch eine Vergrößerung des Wellenlängenparameters $\bar{\lambda}$ und durch eine Verkleinerung des Kreuzungswinkels β die Leistungsdichte für die Matrix alleine etwas gesteigert werden kann. Wird diese Rechnung jedoch für den gesamten Modul durchgeführt, so ergibt sich ein wesentlich größerer Vorteil, wie die Tabelle 9.9./1. zeigt. Sie wurde mit den Meßwerten nach /16/ und den folgenden Daten berechnet:

$\epsilon = 0,85$ $\Delta p = 1,2$ $\bar{\Delta p} = 0,8$ $h_H/h_o = 3$ $\psi = 0^\circ$
 $M = 1$ $h_W = 1,5 \text{ mm}$ $L = \text{konst.}$

Nr.	β	$\bar{\lambda}$	q	H/D
1	90	2,5	3,5	4,9
2	120	2,5	1,1	13,7
3	120	3,75	3,7	3,9

Tabelle 9.9.1. Variation von Kreuzungswinkel und Wellenlängenparameter

Durch eine Verkleinerung des Kreuzungswinkels von 120° auf 90° wird die Leistungsdichte des Moduls um den Faktor 3 gesteigert. Bei einer Vergrößerung des Wellenlängenparameters von 2,5 auf 3,75 läßt sich eine mehr als dreimal so große Leistungsdichte erzielen. Darüber hinaus wird bei kleinerem Kreuzungswinkel und größerem Wellenlängenparameter das Längen-Durchmesser-Verhältnis des Moduls günstiger.

Diese Rechnungen zeigen, wie stark der Einfluß der Wellengeometrie auf das Bauvolumen des Wärmeübertragers ist und daß eine optimale Wellengeometrie für die Auslegung des hier vorgeschlagenen Wärmeübertragerkonzepts von großer Wichtigkeit ist. Die bisher vorliegenden experimentellen Untersuchungen zur gekreuzten Wellung reichen zu einer Bestimmung der optimalen Wellengeometrie noch nicht aus. Es sind weitere systematische Versuche über einen breiten Parameterbereich notwendig.

10. VERSCHIEDENE ANWENDUNGSFÄLLE

10.1. Rekuperator für eine Methanolanlage

10.1.1. Rechnerische Auslegung

Die nächste Abbildung zeigt das Schaltbild für eine Niederdruck-Methanolanlage nach /45/.

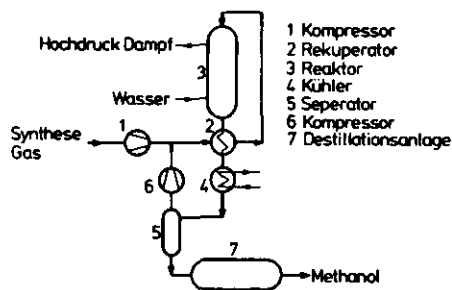


Bild 10.1.1/1. Schaltschema für eine Methanolanlage

Das im Kompressor 1 verdichtete Synthesegas wird im Rekuperator 2 vorgewärmt und strömt von dort in den Reaktor 3. Die im Reaktor freiwerdende Wärme wird zur Dampferzeugung verwendet. Die restliche Wärme des methanolhaltigen Gasgemischs wird zum Teil für die Vorwärmung des Synthesegases im Rekuperator 2 verwendet. Eine weitere Abkühlung erfolgt im Kühler 4. Im Separator 5 wird das Rohmethanol von den Gasbestandteilen getrennt, die über den Kompressor 6 in den Kreislauf zurückgeführt werden. Der letzte Schritt der Methanolerzeugung erfolgt in der Destillationsanlage 7.

Im folgenden werden eine optimierte Auslegung und ein konstruktiver Grobentwurf für den Rekuperator 2 der Methanolanlage vorgestellt. Dieser kompakte Apparat wird mit dem zur Zeit in der Anlage vorgesehenen Röhrenapparat in der Größe verglichen.

Die Auslegung des kompakten Apparates, dessen Konstruktion auf Bild 10.1.2./1. gezeigt ist, wurde mit den im Kapitel 9.1. genannten Eingangsdaten durchgeführt. Die folgende Tabelle zeigt die ermittelten optimalen Werte der Hauptparameter.

$$h_H/h_0 = 3 \quad M = 3 \quad \varepsilon = 0,85 \quad h_w = 1,5 \text{ mm} \quad \psi = 15^\circ$$

$$\Delta p = 1,52 \% \quad \bar{\Delta p} = 0,9$$

Tabelle 10.1.1/1. Optimale Auslegungsparameter

Das Verhältnis h_H/h_0 von 3 ergibt eine ausreichende Schrägstellung der Matrizen im Modul, so daß ein fester Sitz zwischen den Abdeckungen der keilförmig angeordneten Stützstrukturen erreicht wird. Andererseits ist die Keilform noch so stumpf, daß an der engsten Stelle zwischen den Matrizen noch ausreichend Platz ist, um die I-förmigen Abdeckungen einbauen zu können.

Die Modulanzahl M wurde auf 3 beschränkt, weil eine weitere Erhöhung nur noch eine kaum spürbare Vergrößerung der Leistungsdichte für den gesamten Apparat einbringt. Die aus der gewählten Modulanzahl resultierende Matrixlänge von 3,5 m ist relativ klein, so daß eine leichte Handhabung bei Fertigung, Transport und Montage möglich ist.

Von seiten der Anlage war ein minimaler effektiver Ausnutzungsgrad von $\varepsilon = 0,85$ gefordert. Die Optimierungsrechnungen zeigten, daß größere Werte nicht sinnvoll sind, weil sie eine geringere Leistungsdichte mit sich bringen. Um alle Ausnutzungsgradminderungen im Apparat auszugleichen, mußte die Matrix für einen Ausnutzungsgrad von $\varepsilon_{th} = 0,866$ ausgelegt werden.

Die Ausnutzungsgradminderung durch Wärmeleitung in Längsrichtung $\Delta\varepsilon_w$ ist hier vernachlässigbar, weil die Kennzahlen der Matrix $\Theta = 5,67$ und $N=29945$ sehr günstig liegen, wie Abbildung 6.2./1. zeigt.

Nicht mehr zu vernachlässigen ist die Ausnutzungsgradminderung durch ungleichmäßige Verteilung $\Delta\varepsilon_v$. Die Ungleichmäßigkeit der Verteilung betrug für die optimierte Auslegung $s_1 + s_2 = 0,06$. Dies ergibt nach Abb. 7.3./3. einen Wert von $\Delta\varepsilon_v = 0,003$.

Die größte Ausnutzungsgradminderung tritt durch Wärmeleitung in den Abdeckungen, in den Stützstrukturen und in den Gasführungen der Hauben auf. Sie wurde wegen der dort nicht vorgesehenen Isolationen auf $\Delta\varepsilon = 0,0133$ geschätzt.

Das rechnerische Optimum der Leistungsdichte liegt bei einer Wellenhöhe unter 1,5 mm. Um aber einer eventuellen Verstopfung durch Schmutzpartikel vorzubeugen, wurde dieser Wert nicht unterschritten.

Die geometrischen und wärmetechnischen Daten der ausgewählten Wellung sind:

h_w	=	1,5 mm	Wellenhöhe,
δ	=	0,5 mm	Blechdicke,
$\bar{\lambda}$	=	3,25	Wellenlängenparameter,
β	=	120 °	Kreuzungswinkel,
d	=	1,49	hydraulischer Durchmesser,
C_R	=	9,37	Koeff. für Widerstandsbeiwert,
κ	=	0,229	Exp. für Widerstandsbeiwert,
C_{Nu}	=	0,11	Koeff. für Nusselt-Zahl,
μ	=	0,795	Exp. für Nusselt-Zahl.

Tabelle 10.1.1./2. Daten der Wellung

Für die Neigung der Matrixfalten erwies sich ein Winkel von $\psi = 15^\circ$ als optimal. Diese Neigung dürfte noch ausreichen, um den Abfluß des Kondensats aus der Matrix zu unterstützen.

Die Druckverluste waren insgesamt auf 0,9514 bar (entsprechend 1,65 %) beschränkt. Dabei ergab sich die folgende Aufteilung als optimal:

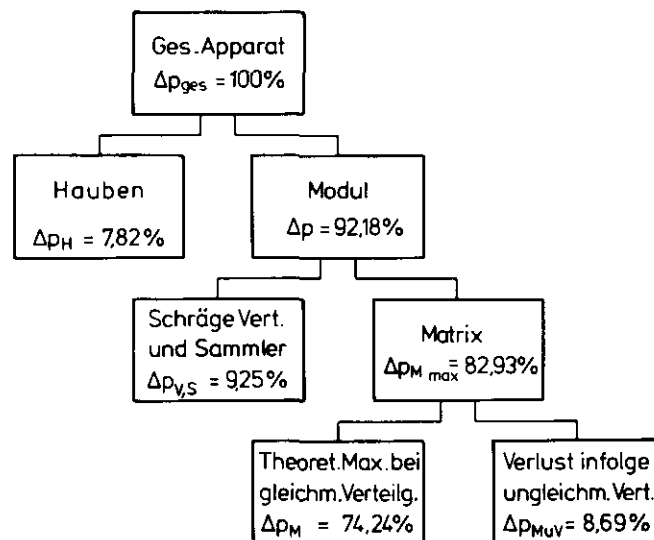


Tabelle 10.1.1/3. Aufteilung der Druckverluste

Von den insgesamt zur Verfügung stehenden Druckverlusten können maximal 74,24 % für den Wärmeübergang genutzt werden. Der Rest wird für die Verteilung und Sammlung der Fluide benötigt.

Die folgende Tabelle zeigt die wichtigsten thermohydraulischen und geometrischen Auslegungsdaten der Matrix:

$w_{1,2}$	=	3,96	m/s	mittl. Geschwindigkeiten in der Matrix,
$Re_{1,2}$	=	4112		mittl. Reynolds-Zahlen in der Matrix,
$\zeta_{M1,2}$	=	1,39		Widerstandsbeiwerte,
$R_{1,2}$	=	0,00017	m^2K/W	Wärmedurchgangswiderstände aus Verschmutzung,
k	=	1035	W/m^2K	effektive Wärmedurchgangszahl,
Δt_m	=	29,97	$^{\circ}C$	effektive mittl. log. Temperaturdifferenz,
l_{min}	=	0,417	m	minimale aktive Strömungsweglänge,
h_F	=	0,121	m	Höhe der Falten,
a	=	0,121	m	Breite des Einlaufs an den Matrixenden,
A	=	1,318	m	Gesamtbreite des zu faltenden Matrixbleches,
H	=	3,55	m	Höhe der gefalteten Matrixpakete,
F_{Stges}	=	5,08	m^2	gesamte Stirnfläche der Matrix,
F_{St}	=	3,04	m^2	freie Stirnfläche,
$F_{\ddot{u}}$	=	1701,4	m^2	Übertragungsfläche,bezogen auf minimale Strömungsweglänge,
$\bar{F}_{\ddot{u}}/V_M$	=	764	m^2/m^3	Übertragungsflächendichte,
F_B	=	2230	m^2	gesamte Fläche des benötigten Matrixbleches.

Tabelle 10.1.1./4. Thermohydraulische und geometrische Auslegung der Matrix

Die folgende Tabelle zeigt die strömungstechnischen und geometrischen Daten der nächsthöheren Baueinheit des Moduls:

w_{V1}	=	24,3	m/s	Geschwindigkeit am Verteilereintritt (Seite 1),
w_{S1}	=	16,6	m/s	Mittl. Geschw. am Sammleraustritt (Seite 1),
w_{V2}	=	15,6	m/s	Geschwindigkeit am Verteilereintritt (Seite 2),
w_{S2}	=	26,3	m/s	Mittl. Geschw. am Sammleraustritt (Seite 2),
ζ_1	=	447		Widerstandsbeiwert (Seite 1),
ζ_2	=	491		Widerstandsbeiwert (Seite 2),
A_{ges}	=	1,410	m	gesamte Matrixbreite,
B_{ges}	=	1,437	m	Gesamtbreite der drei Module,
D	=	2,02	m	innerer Apparatedurchmesser,

δ_1	=	0,028 m	} Wanddicken der Stützstruktur bei 7 bar Differenzdruck (Bezeichnungen entspr. Bild 9.1./2.),
δ_2	=	0,017 m	
δ_3	=	0,017 m	
b_H	=	0,167 m	weitester Matrixabstand (Bild 9.1./1.),
h_H	=	0,146 m	maximale Verteiler- und Sammlerhöhe,
b_0	=	0,07 m	engster Matrixabstand,
h_0	=	0,05 m	minimale Verteiler- und Sammlerhöhe,

Tabelle 10.1./5. Auslegungsdaten des Moduls

Alle diese Daten führen schließlich auf den Gesamtapparat, dessen effektive Größen in der nächsten Tabelle zusammengefaßt sind:

ϵ	=	0,85	effektiver Ausnutzungsgrad,
\dot{Q}	=	52,80 MW	tatsächlich übertragene Wärmeleistung,
Δp_{ges}	=	0,95 bar	gesamter Druckverlust,
D_a	=	2,12 m	äußerer Gehäusedurchmesser am Mantel,
H_{ges}	=	6,30 m	Gesamthöhe des Apparats,
G	=	51 800,00 kg	Gesamtmasse.

Tabelle 10.1.7. Effektive Hauptdaten des Gesamtapparats

Der Gesamtapparat (Abb. 10.1.2./1.) hat die folgende Aufteilung der Massen. Dabei fällt auf, daß der Anteil der Matrix, die aus hochwertigem dünnem Blech gefertigt ist, nur 18,1 % beträgt. Der Hauptanteil entfällt auf das Gehäuse.

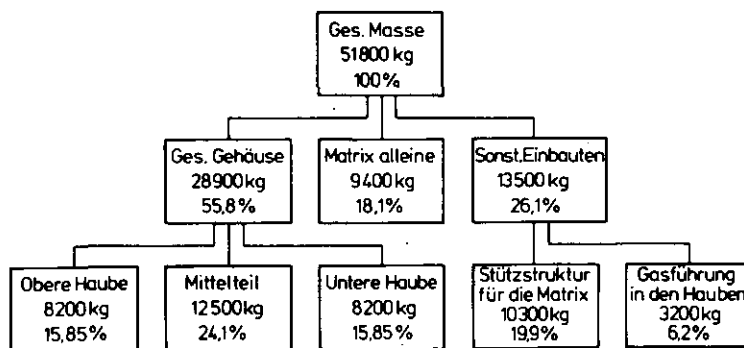


Tabelle 10.1./8 Aufteilung der Massen

In der nächsten Tabelle ist eine Analyse der einzelnen Volumenanteile dargestellt.

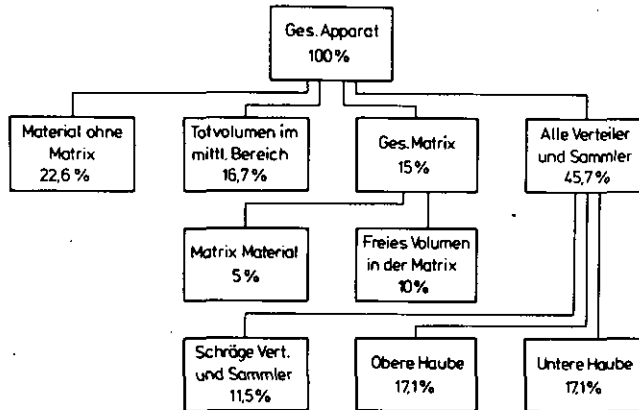


Tabelle 10.1.1/9 Gegenüberstellung der Einzelvolumina

Typisch für die hier vorgeschlagene Wärmeübertrager-Bauweise ist der kleine Volumenanteil der aktiven Matrix, der in diesem Fall 15 % beträgt. Fast die Hälfte des Volumens (45,7 %) wird für die Verteilung und Sammlung der Fluide außerhalb der Matrix benötigt. Davon entfällt nur der geringe Anteil von 11,5 % auf die schrägen Verteiler und Sammler zwischen den Matrizen. Der Rest wird für die voluminösen Hauben benötigt. Der Haubenanteil kann möglicherweise durch Verkürzung noch etwas verkleinert werden. Der Anteil des Totvolumens im mittleren Gehäuseteil von 16,7 % läßt sich nicht verringern, weil der rechteckige Querschnitt der Modulordnung wegen der hohen Gasdrücke in einem runden Gehäuse untergebracht werden muß, das die nicht ausnutzbaren kreisabschnittförmigen Bereiche umschließt.

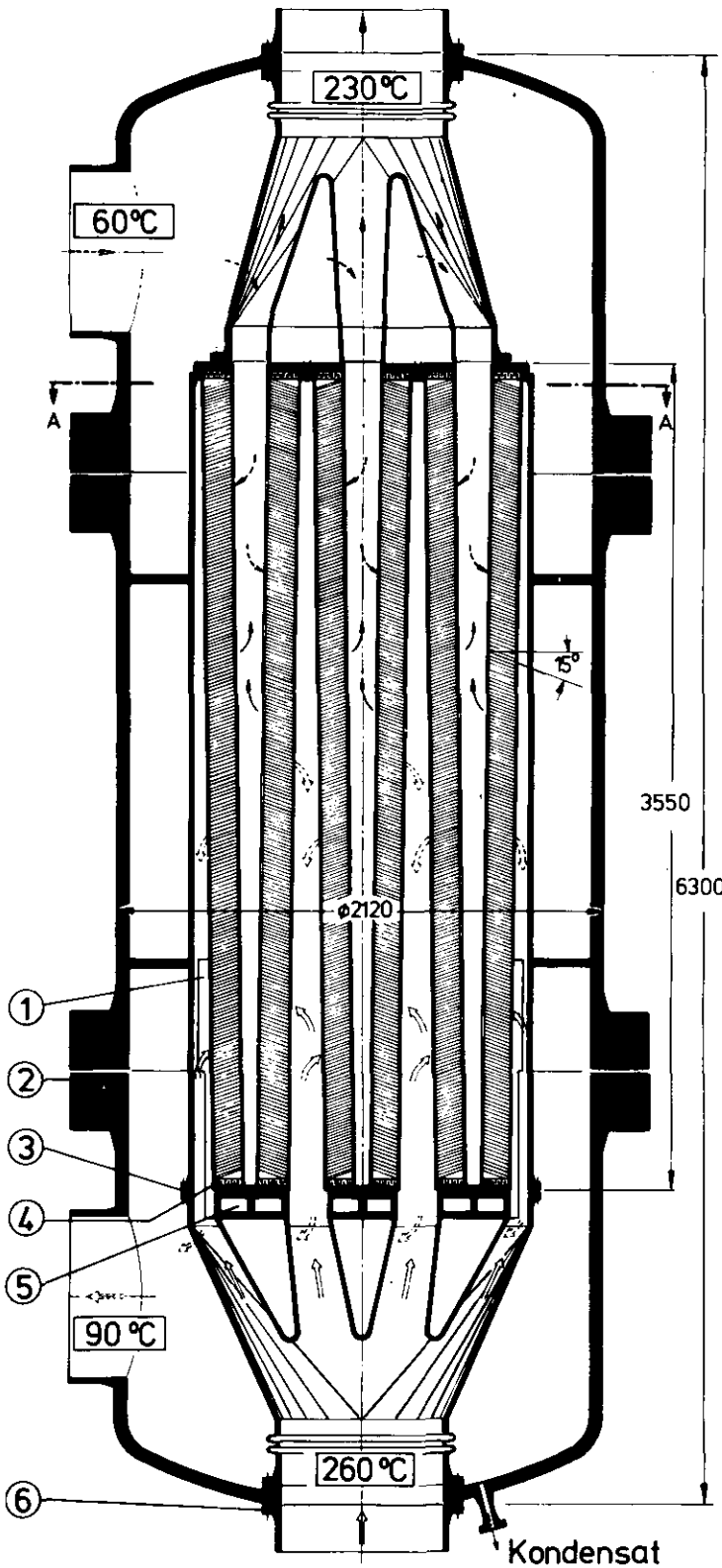
Trotz des großen inaktiven Volumenanteils führt diese Wärmeübertrager-Bauweise zu kleineren Apparaten, wie der Größenvergleich in Abb. 10.1.2./1. zeigt.

10.1.2. Konstruktiver Entwurf

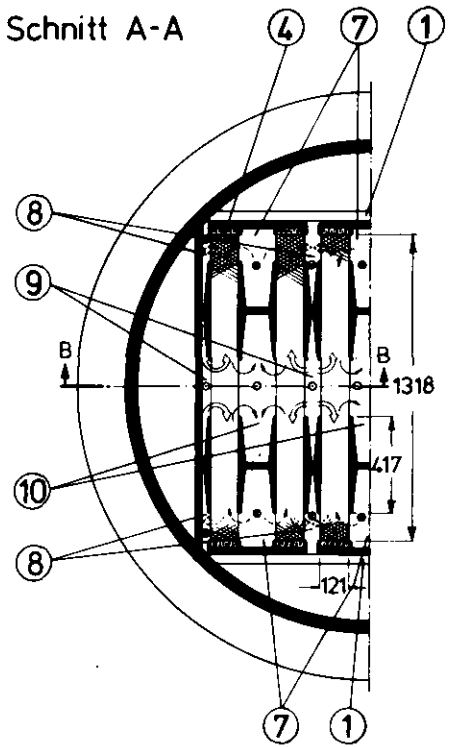
Mit den vorstehenden Auslegungsdaten wurde ein konstruktiver Grobentwurf erstellt, der in Bild 10.1.2./1. gezeigt ist.

Die drei Module stehen nebeneinander in einem runden Gehäuse auf quer laufenden Kastenträgern 5, die an beiden Enden fest mit Platten 1 verbunden sind. Diese Platten sind mit dem mittleren Gehäuseteil verschweißt und ragen frei in die untere Haube. Diese Konstruktion erlaubt ein Abnehmen der unteren Haube, ohne daß die Abstützungen 5 und die darauf ruhenden Module mit herauskommen. Das Abnehmen der unteren Haube ist möglich, wenn der Haupt-

Schnitt B-B

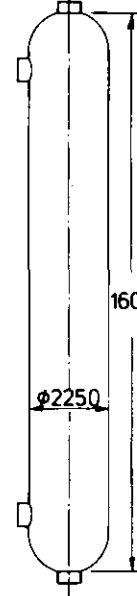


Schnitt A-A

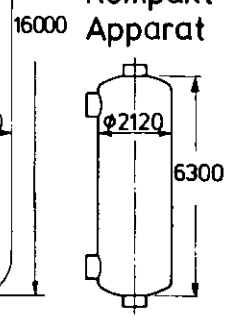


Röhren-Apparat

Wärme-abgebendes gas ← ein
 → aus
 Wärme-aufnehmendes gas ← ein
 → aus



Kompakt-Apparat



Größenvergleich

Bild 10.1.2./1. Konstruktiver Entwurf eines Kompakten Rekuperators für eine Methanolanlage

flansch 2 und die Verbindung 6 von außen gelöst werden, oder wenn statt 6 die Flanschverbindung 3 von innen gelöst wird. Der freie Raum in der unteren Haube ist durch den unteren seitlichen Stutzen zugänglich. Die obere Haube ist in analoger Weise abnehmbar. Die zweifache Teilung des äußeren Gehäuses erlaubt eine übersichtliche Montage und ermöglicht im Falle einer Reparatur eine sehr gute Zugänglichkeit von oben und unten.

Bei dem hier vorliegenden Entwurf tritt das wärmeabgebende Mischgas mit 260°C durch den unteren Zentralstutzen in den Apparat ein und wird von einem trichterförmigen Übergangsstück in die mittleren Verteiler 9 geführt, die sich nach oben hin verjüngen. Von dort strömt es doppelflutig in die Matrizen und wird in Längsrichtung der Matrixschlitze umgelenkt. Auf dem Weg zu den Stirnseiten der Matrix gibt das Gas seine Wärme ab. An den Enden wird es wieder umgelenkt und tritt in die äußeren Sammler 8 ein und strömt von dort nach unten in den freien Raum der unteren Haube. Durch den unteren seitlichen Stutzen verläßt es schließlich den Apparat mit einer Temperatur von 90°C .

Das wärmeaufnehmende Mischgas tritt durch den oberen seitlichen Stutzen in den freien Raum der oberen Haube und strömt von da in die sich nach unten verjüngenden Verteiler 7. Die Matrix wird im Gegenstrom zum wärmeabgebenden Gas durchlaufen. Nach der Wärmeaufnahme wird das Gas in den mittleren Sammlern 10 nach oben geführt. Es verläßt den Apparat durch den oberen Zentralstutzen.

Die Matrizen werden an den Breitseiten von I-förmigen Trägern, die sich in Längsrichtung verjüngen, abgestützt. Bei Einbau dieser Träger muß darauf geachtet werden, daß die Auflageflächen genau fluchten. Während des Betriebs darf keine größere Verkantung durch ungleichmäßige Wärmedehnungen erfolgen, weil sonst die Matrix an den Faltenrücken beschädigt würde. Außerdem würden dann unter den abgehobenen Auflageflächen Kurzschlußströmungen auftreten, die den Ausnutzungsgrad verschlechtern.

In den äußeren Kanälen 7 und 8 strömt kaltes Gas und in den inneren Kanälen 9 und 10 warmes Gas. Diese unterschiedliche Temperaturbeaufschlagung verursacht in den Abdeckungen der I-Träger eine Verkrümmung in Längsrichtung, wenn keine konstruktiven Gegenmaßnahmen getroffen werden. Eine Möglichkeit besteht darin, die Träger quer mit engen Ausgleichsschlitzen (Bild 2.1./3.) zu versehen, so daß die Dehnungen aufgefangen werden, ohne daß größere Leckverluste entstehen.

Ein wesentliches konstruktives Problem an diesem Apparat ist die Ankoppelung der aus 0,5 mm dünnen Blechen gefertigten Matrix an die 30-bis 50 mal dickere Stützstruktur. Um hier besonders beim An- und Abfahren der Anlage keine schädlichen Spannungen in die Matrix zu bekommen, wird am ganzen schmalseitigen Umfang der Matrix eine Dichtung 4 (Bild 10.1.2./2.) angebracht. Diese Dichtung erlaubt eine gerade so große freie Beweglichkeit innerhalb des umgebenden Stützrahmens, daß durch instationären Betrieb verursachte unterschiedliche Dehnungen ausgeglichen werden. Die Dichtung ist auf Bild 10.1.2./2. schematisch dargestellt. Sie besteht aus einer Vielzahl von elastischen Lamellen, die an den Enden nach Art der bekannten O-Ringdichtungen rundgebogen sind. Die Lamellen sind am ganzen Umfang fest mit der Matrix verbunden. Der runde Teil sitzt mit Vorspannung in engen Nuten, die sich im Stützrahmen befinden und die zur leichteren Einführung einen abgerundeten Eingang haben. Außerdem werden die Lamellen so beaufschlagt, daß der höhere Druck den runden Teil aufweitet und gegen die Nutwandungen drückt. Bei dieser Art der Dichtung muß ein geringer Leckverlust in Kauf genommen werden. Eine völlig dichte Verbindung, etwa durch einen Balg, läßt sich nur schwer herstellen, weil die Matrix rechtwinklige Ecken hat, die eine so große Versteifung im Balg bewirken, daß dort kaum Dehnungen kompensiert werden können. Darüber hinaus sind Balgelemente sehr empfindlich gegen Scherspannungen, die aus nicht vermeidbaren unterschiedlichen Längsdehnungen zwischen Matrix und Stützstruktur resultieren können. Ein weiterer Vorteil der elastischen Lamellendichtung für Montage und Demontage ist, daß die Matrix von oben in den Stützrahmen eingeschoben werden kann, wie auf Bild 10.1.2./2. angedeutet ist. Desweiteren ermöglicht die Beweglichkeit der Matrix eine bessere Auflage auf die tragenden Flächen der I-Träger.

Im Vergleich zu einem alternativen Röhrenapparat gleicher Leistung beansprucht der Kompaktapparat nur 40 % des Volumens und hat auch nur etwa 40 % des Gewichts. Diese Vorteile lassen auch erheblich geringere Kosten erwarten, wie Abschätzungen von seiten der Industrie zeigen /46/. Der bisher vorgesehene Röhrenapparat hat gerade Rohre mit spiralförmig verdrillten Bändern, die auf einen effektiven hydraulischen Durchmesser von etwa 9,5 mm im Rohr führen.

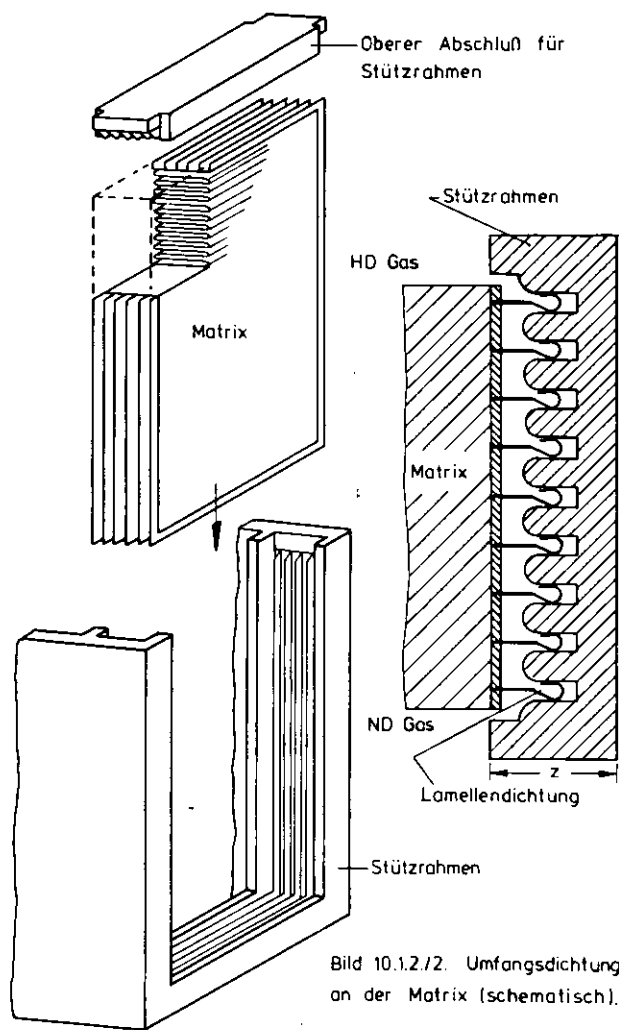


Bild 10.1.2./2. Umfangsdichtung an der Matrix (schematisch).

10.2. Rectisol-Rekuperator

Für diese verfahrenstechnische Wärmeübertragungsaufgabe wurde ein Apparat mit einem Strömungsschema gemäß Abbildung 10.2./1. gefordert.

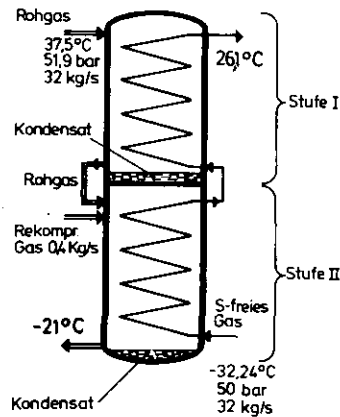


Bild 10.2./1. Strömungsschema des Rectisol-Wärmeübertragers

Der Apparat besteht aus zwei in Reihe geschalteten Wärmeübertragern, die von den Fluiden im Gegenstrom durchlaufen werden. Zwischen der ersten und der zweiten Stufe wird auf der Rohgasseite ein kleiner Strom rekomprimiertes Gas eingespeist. Außerdem fällt in jeder Stufe auf der Rohgasseite noch eine geringe Menge Kondensat an. Die folgende Tabelle gibt die mittleren Stoffwerte an.

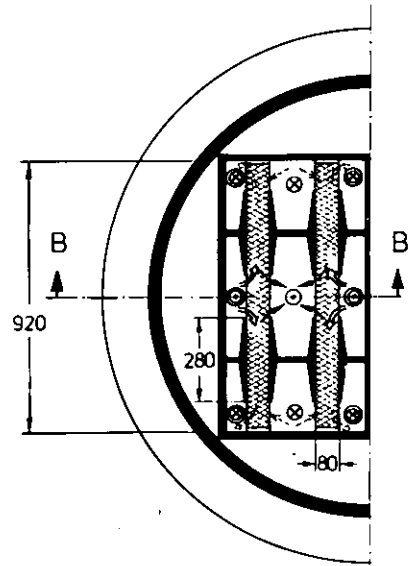
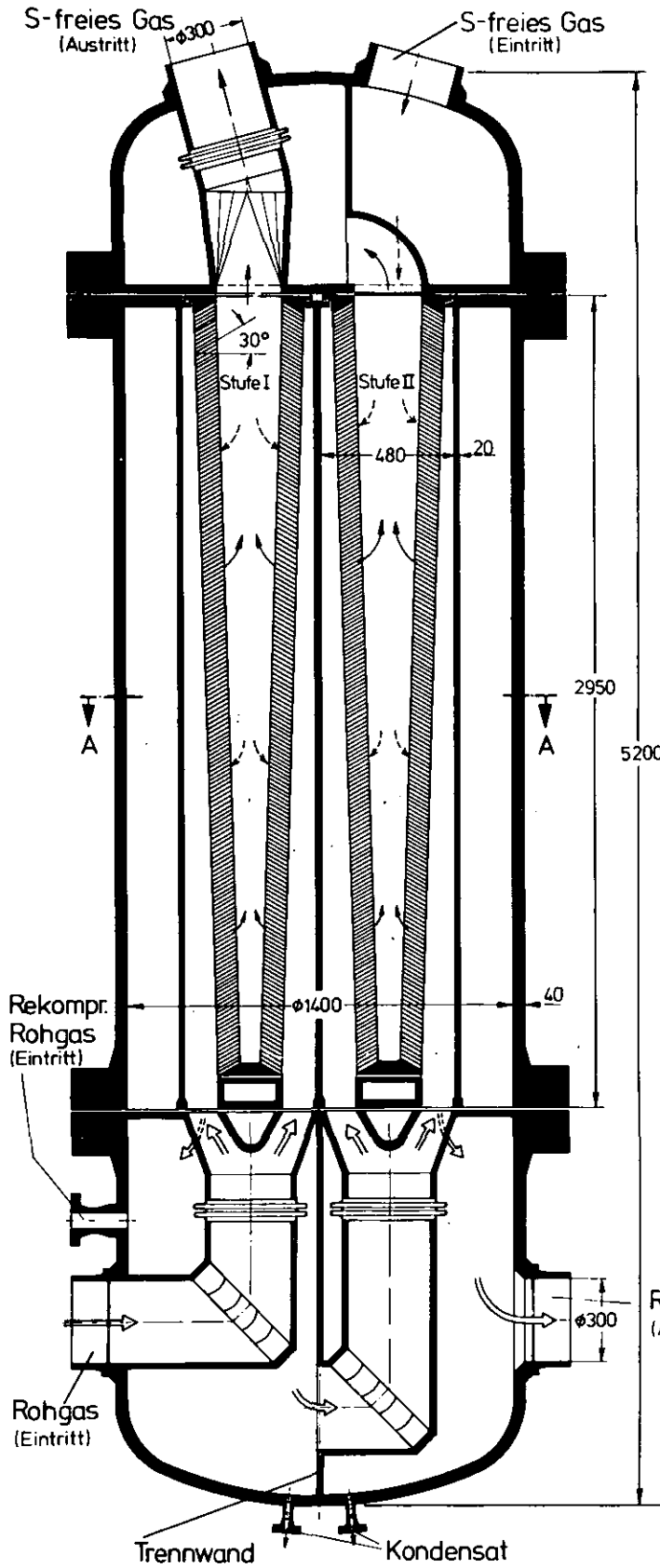
		Rohgas	S-freies Gas
Mittl. Dichte	$ \text{kg/m}^3 $	42,0	42,9
Mittl. Spez. Wärme	$ \text{J/kgK} $	1 909,0	1 906,0
Mittl. Viskosität	$ \text{Ns/m}^2 $	$1,75 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$
Mittl. Wärmeleitf.	$ \text{W/mK} $	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-2}$

Tabelle 10.2./1. Mittlere Stoffwerte

Ein konstruktiver Lösungsvorschlag für diese Wärmeübertragungsaufgabe ist in Bild 10.2.2. gezeigt.

In einem runden Gehäuse sind zwei Module nebeneinander stehend angeordnet und strömungstechnisch in Reihe geschaltet.

Das wärmeabgebende Rohgas tritt in den unteren linken Stutzen der Stufe I ein und wird nach der Umlenkung von einem Hosenstück in die beiden mittleren Verteilkanäle an den Außenseiten der Matrizen geführt. Nach dem Durchlaufen der Matrizen wird das abgekühlte Rohgas in die linke Hälfte der unteren Haube



Schnitt A-A

- $\leftarrow \leftarrow \leftarrow$ Rohgas $\odot \otimes$
- $\leftarrow \leftarrow \leftarrow$ S-freies Gas $\odot \otimes$
- $\leftarrow \leftarrow \leftarrow$ Kondensat

Bild 10.2./2 Rectisol-Wärmeübertrager

geleitet. Das Kondensat kann sich dort am Boden absetzen. Um den Kondensatabfluß in der Matrix zu erleichtern, sind die Faltenzüge mit einer Neigung von 30 % gegen die Waagerechte versehen. Von der linken Hälfte der unteren Haube strömt das Rohgas durch eine Öffnung in die Stufe II. Der dann folgende Strömungsweg ist der gleiche wie in der vorhergehenden Stufe.

Das wärmeaufnehmende S-freie Gas strömt in die rechte Hälfte der oberen Haube ein und geht von dort in die beiden äußeren Verteilkanäle, die sich zwischen den Matrizen der Stufe II befinden. Von hier tritt das Gas in die Matrizen ein und durchläuft diese im Gegenstrom zum Rohgas. Nach der Wärmeaufnahme wird es vom Sammelkanal über einen Krümmer in die linke Hälfte der oberen Haube geleitet. Der sich dann anschließende Strömungsweg der Stufe I ist wieder der gleiche wie in der vorherigen Stufe II. Der Austritt erfolgt schließlich am oberen linken Stutzen.

Das Konstruktionsprinzip für die Abstützung und die Fixierung der Matrizen ist das gleiche wie beim Rekuperator für die Methanolanlage. Allerdings sind hier die auftretenden thermischen Beanspruchungen in der Stützstruktur und in der Matrix geringer, weil die wirksamen Temperaturdifferenzen kleiner sind. Am Rand der Matrix kann deshalb auf eine Dichtung, die Wärmedehnungen kompensiert, verzichtet werden.

Bei der wärmetechnischen Auslegung wurde der Einfluß der Kondensation auf den Wärmeübergang vernachlässigt, weil die Kondensatmenge klein ist. Die folgende Tabelle zeigt die wichtigsten thermohydraulischen Auslegungsdaten, die Abmessungen und ein grobes Mengengerüst.

Thermohydraulische Auslegungsdaten :

Δp_{ges}	=	2,3 %	gesamter Druckverlust,
\dot{Q}	=	3,53 MW	Wärmeleistung,
k	=	970 W/m ² K	eff. Wärmedurchgangszahl,
R	=	4 · 10 ⁻⁴ m ² K/W	Wärmedurchgangswiderstand infolge Verschmutzung.

Abmessungen der Übertragungsfläche:

d	=	1,99 mm	hydraulischer Durchmesser,
δ	=	0,5 mm	Blechdicke,
h_w	=	1,8 mm	Wellenhöhe,
$\bar{\lambda}$	=	3,25	Wellenlängenparameter,

β	=	120 °	Kreuzungswinkel,
l_{\min}	=	280 mm	minimale Stömungsweglänge,
$F_{\ddot{u}}$	=	327 m ²	Übertragungsfläche.

Abmessungen der Matrix:

H	=	2,75 m	Höhe eines Matrixpaketes,
A_{ges}	=	0,900 m	Breite der Matrix,
h_F	=	0,08 m	Faltenhöhe.

Abmessungen des Apparates:

D_a	=	1,480 m	äußerer Durchmesser,
H_{ges}	=	5,200 m	Apparatehöhe.

Massen:

2 200	kg	Matrix,
2 700	kg	Stützstruktur,
6 200	kg	mittleres Gehäuse,
<u>3 000</u>	kg	Hauben mit Einbauten,
14 100	kg	Gesamtmasse.

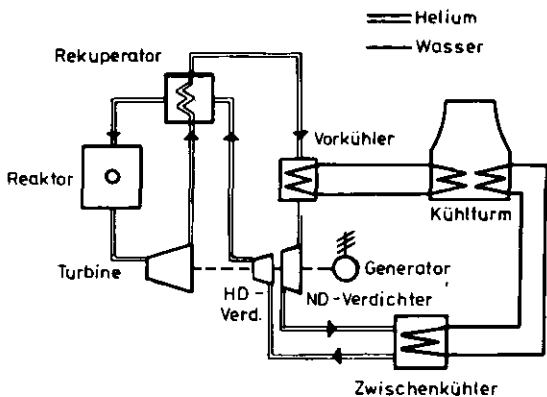
Tabelle 10.2./2. Auslegungsdaten

10.3. Kernkraftwerk mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine

10.3.1. Konstruktiver Aufbau

Kernkraftwerke mit Hochtemperaturreaktoren und Heliumturbinen (HHT) sind in /1,2,47/ ausführlich beschrieben. Die folgende Abbildung zeigt das Schaltbild und die Hauptdaten einer solchen Anlage.

Als Arbeitsgas dient Helium, das in einem Hochtemperaturreaktor auf 850°C bei einem Druck von 72 bar aufgeheizt wird. Das Helium verläßt mit etwa 24 bar und 492°C die Turbine. Zur Verbesserung des Prozeßwirkungsgrades wird ein großer Teil der Restwärme des entspannten Heliums zur Vorwärmung des Reaktoreintrittsheliums benutzt.



Reaktorleistung	MW	3000
Turb. Eintrittstemp.	$^{\circ}\text{C}$	850
Turb. Eintrittsdruck	bar	72
obere Kühlwassertemp.	$^{\circ}\text{C}$	70
Auslegungslufttemp.	$^{\circ}\text{C}$	10
elektr. Nettoleistung	MW	1240
Nettowirkungsgrad	%	41,4

Bild 1031/1. Schaltung und Hauptdaten für ein Kernkraftwerk mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine.

Auslegungsstudien haben gezeigt, daß Rekuperatoren in Röhrenbauweise bei einem Außendurchmesser von fast 7 m eine Länge von über 30 m haben /2/. In einer 2-Loop-Anlage sind zwei solcher Rekuperatoren notwendig. Sie sind aus sicherheitstechnischen Gründen in einen Spannbetonbehälter eingebaut. Die mit der Größe der Apparate verbundenen Kosten und die technischen Probleme im Spannbetonbehälter gaben den Anstoß zum Entwurf eines alternativen kompakten Rekuperators.

Für den Einsatz eines kompakten Plattenrekuperators mit sehr kleinem hydraulischem Durchmesser ist das von Verunreinigungen nahezu freie Arbeitsgas Helium ideal. Darüber hinaus ist ein Leck im Rekuperator nach dem derzeitigen Stand der Sicherheitsphilosophie zulässig, so daß ein neues technisch weniger erprobtes Wärmeübertragungssystem kein Sicherheitsrisiko darstellt. Anders ist es bei den Kühlern. Hier kann man auf die bewährte Röhrenbauweise nicht verzichten, weil eine Trennung von Helium- und Wasserkreislauf immer gewährleistet sein muß und weil die einzelnen Rohre in gewissen Zeitabständen einer Inspektion unterzogen werden müssen.

Die Abbildung 10.3.1./2. zeigt den Grobentwurf des Rekuperators in Kompaktbauweise. Die konstruktiven Vorarbeiten hierzu wurden in Zusammenarbeit mit der Industrie durchgeführt /48/.

Der Apparat ist in einen Spannbetonbehälter integriert und besteht aus 76 Modulen, die nebeneinander auf einer massiven Tragplatte angeordnet sind.

Das von der Turbine kommende heiße Niederdruckhelium strömt durch einen Krümmer und einen ND-Verteiler über trichterförmige Füße in die Module. Die Zuführungsrohre vom ND-Verteiler zu den Modulen durchdringen die Tragplatte berührungslos. Nach der Wärmeabgabe strömt das ND-Helium nach unten aus den Modulen und geht coaxial durch die Öffnungen der Tragplatte und wird im unteren Teil des Pods gesammelt und zum Vorkühler geführt. Das kalte Hochdruckhelium vom Verdichter strömt oben über eine coaxiale Leitung im Spannbetonbehälter zu. Es wird im oberen Teil des Pods gesammelt und dann jedem Modul über ein eigenes Rohr zugeführt. Das erwärmte HD-Helium tritt wieder nach oben aus, wird in der Haube gesammelt und über die coaxiale Leitung im Spannbeton dem Reaktor zugeführt. Bei dieser Art der Strömungsführung ist dafür gesorgt, daß kein Heißgas am Liner und an der Tragplatte strömt.

Der Einbau des ND-Verteilers kann bereits während der Errichtung des Spannbetonbehälters erfolgen. Der Einbau der Tragplatte sollte erst nach dem Vorspannen des SBB erfolgen, um eventuelle Spannungen im Liner zu vermeiden. Das gleiche gilt für den Flansch, auf dem die HD-Haube sitzt. Das Einsetzen der einzelnen in der Werkstatt gefertigten Module samt Stützstruktur kann anschließend erfolgen. Um ein einwandfreies Einschieben der Gleitringdichtungen am unteren Ende der Module zu ermöglichen, ist vorher eine präzise Justierung der Führungsrohre notwendig. Das gleiche gilt für die Gasführungen am oberen Ende der Module. Nach Befestigung der Haube am Flansch wird als letztes die zum Reaktor führende HD-Gasleitung durch eine Schieberverbindung an die HD-Haube angeschlossen.

Die Inspizierbarkeit des Gesamtapparates ist im eingebauten Zustand eingeschränkt. Im HD-Bereich über der Tragplatte kann lediglich die obere Gasführungshaube mit den Kaltgaseinlässen inspiziert werden. Die Zugänglichkeit und die Inspizierbarkeit der einzelnen Module und der Tragplatte ist nach dem Ausbau der oberen Gasführungshaube und der Module gegeben. Alle Teile unterhalb der Tragplatte sind nicht mehr direkt zugänglich. Eventuell muß hier eine Lösung mit einer herausnehmbaren Tragplatte gefunden werden.

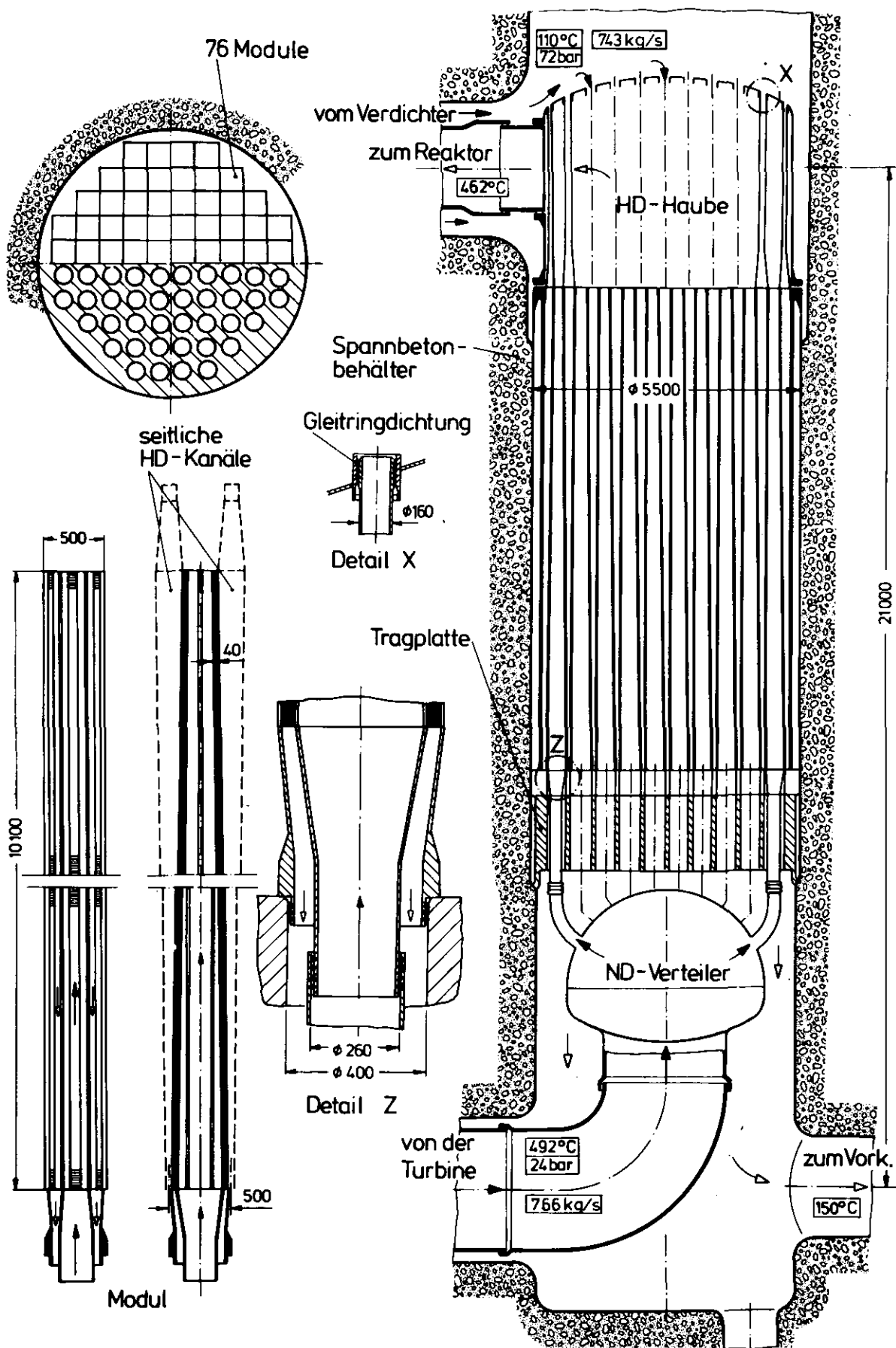


Bild 10.3.1./2. Kompakt-Rekup. für eine HHT Anlage

Zur Schadensfrüherkennung können die Module und die Tragplatte mit Meßinstrumentierungen (insbesondere Temperaturmeßstellen) versehen werden. Schadhafte Module sollten ersetzt werden. Ein Abblinden ist ohne weiteres nur auf der HD-Seite möglich, jedoch wird dann der Modul weiter vom ND-Gas ohne Abkühlung durchströmt, was zur Verminderung des Ausnutzungsgrades führt.

Wegen der Kontamination der umströmten Oberflächen ist der Apparat so aufgebaut, daß ein defekter Modul von oben her demontiert werden kann, ohne daß ein Zugang in den Apparat erforderlich ist. Diese Reparaturmöglichkeit wird durch die Gleitringdichtungen in den Durchbrüchen der abnehmbaren Haube und am unteren Ende der Module erreicht. Die äußere Gleitringdichtung am unteren Ende der Module, die noch mit O-Ringdichtungen kombiniert werden kann, trennt den freien Raum oberhalb der Tragplatte, der mit HD-Helium beaufschlagt ist, vom freien Raum unterhalb der Tragplatte. Soll ein defekter Modul ersetzt werden, so wird zuerst die Haube entfernt. Danach werden die beiden seitlichen mit den Zuführungen fest verbundenen HD-Kanäle herausgezogen. Der defekte Modul steht nun frei und kann ebenfalls nach oben herausgezogen werden. Bei der Montage des neuen Moduls laufen die Arbeitsgänge in umgekehrter Reihenfolge ab. Bei einem Defekt ist vor allem mit Matrixbeschädigungen zu rechnen, so daß die unbeschädigten keilförmigen Stütz- und Gasführungsstrukturen zwischen den Matrizen wieder verwendet werden können.

10.3.2. Auslegungsdaten

Das Ziel der Auslegung ist, die Abmessungen des alternativen Kompaktapparates zu bestimmen, der im Vergleich zum Röhrenapparat neben einer größeren Leistungsdichte einen wesentlich kleineren Durchmesser erreicht. Der Apparatdurchmesser steht hier im Vordergrund, weil er einen entscheidenden Einfluß auf die Abmessungen des sehr teuren Spannbetonbehälters hat. Darüber hinaus sind die Matrizen wegen der hohen Differenzdrücke möglichst schmal auszulegen, damit der Aufwand für die Stützstrukturen nicht zu groß wird. Diese zusätzlichen Bedingungen schränken die Auslegungsmöglichkeiten gegenüber dem Auslegungsfall ein, wo allein die Erzielung einer maximalen Leistungsdichte von Interesse ist.

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Auslegungsdaten für einen von zwei Apparaten zusammengefaßt.

Thermohydraulische Daten:

ϵ	=	89,3	%	effektiver Ausnutzungsgrad (bezogen auf Wärmeleistung),
Δp_{ges}	=	5,3	%	Druckverlust,
\dot{Q}	=	1 360	MW	übertragene Wärmeleistung,
$F_{\dot{u}}$	=	30 480	m ²	Übertragungsfläche,
k	=	1 282	W/m ² K	effektive Wärmedurchgangszahl,
$Re_{1,2}$	=	393		mittlere Reynoldszahlen in der Matrix,
d	=	$0,6 \cdot 10^{-3}$	m	hydraulischer Durchmesser.

Abmessungen:

δ	=	$0,2 \cdot 10^{-3}$	m	Blechdicke,
h_w	=	$0,6 \cdot 10^{-3}$	m	Wellenhöhe,
$\bar{\lambda}$	=	3,25		Wellenlängenparameter,
β	=	120°		Kreuzungswinkel,
ψ	=	$7,5^{\circ}$		Neigungswinkel der Matrixfalten,
l_{min}	=	0,122	m	minimale Strömungsweglänge,
a	=	0,041	m	Breite der Ein- und Austrittskanäle,
h_F	=	0,041	m	Faltenhöhe,
A_{ges}	=	0,5	m	Gesamtbreite der Matrix,
H	=	10,1	m	Matrixhöhe,
B_{ges}	=	0,5	m	Gesamtbreite des Moduls,
M	=	76		Modulanzahl,
D_a	=	5,5	m	Außendurchmesser des Apparates,
H_{ges}	=	21,0	m	Höhe zwischen den Anschlüssen.

Massen:

$44 \cdot 10^3$	kg	Matrix,
$196 \cdot 10^3$	"	Stützstruktur,
$225 \cdot 10^3$	"	Tragplatte,
$40 \cdot 10^3$	"	Gasführungen,
<hr/>		
$505 \cdot 10^3$	kg	Gesamtmasse.

Tabelle 10.3.2./1. Auslegungsdaten

Bei dieser Auslegung sind die keilförmigen Kanäle auf der HD-Seite enger, um Bauvolumen zu sparen. Darüber hinaus ist die Aufteilung in Verteiler und Sammler auf der HD-Seite so durchgeführt, daß die Abweichung von der gleichmäßigen Massenstromverteilung möglichst gering ist. Die Verteilung der Heliummassen außerhalb der Module im Bereich des ND-Verteilers und der HD-Haube ist als gleichmäßig vorausgesetzt. Die Koeffizienten C_R und C_{Nu} sowie die Exponenten μ und κ für die gewählte Wellung entsprechen denen der experimentell untersuchten doppel-flutigen Matrix aus Kapitel 3.2. Desweiteren ist bei der Auslegung berücksichtigt, daß sich der Ausnutzungsgrad durch Wärmeleitung in der Stützstruktur und im Bereich der Apparateenden um etwa 2 Prozentpunkte erniedrigt. Die gesamten Druckverluste teilen sich folgendermaßen auf: 2,6 % in der Matrix, 1,4 % in den schrägen Verteilern und Sammlern und 1,3 % in den Bereichen der HD-Haube und des ND-Verteilers.

Es ist bemerkenswert, daß bei der hier vorgeschlagenen Konstruktion nur etwa 4 % des Gesamtvolumens von der aktiven Matrix beansprucht werden. Der Rest ist zur Hauptsache inaktives Volumen, das im wesentlichen der Zu- und Abführung des Heliums dient. Trotzdem sind Volumen und Gewicht gegenüber einem in der Wärmeleistung äquivalenten Röhrenapparat nur halb so groß wie der Vergleich in Kapitel 10.3.4. zeigt.

10.3.3. Konstruktive Probleme

Es sei aber nicht verschwiegen, daß noch eine Reihe offener Probleme im Bereich der statischen und dynamischen Beanspruchung, der Wärmedehnung und der Abdichtung existieren. Da sich die vorliegende Arbeit überwiegend mit der wärme- und strömungstechnischen Auslegung befaßt, werden nur die wichtigsten konstruktiven Probleme kurz diskutiert.

Die Schwierigkeiten resultieren aus der großen Druckdifferenz von etwa 48 bar und aus den großen Temperaturgradienten. Um auf der Niederdruckseite des Moduls ein Zusammendrücken der beiden Matrizen zu verhindern, ist eine sehr starke Stützkonstruktion notwendig. Die Abbildung 10.3./1. zeigt maßstäblich eine solche grob dimensionierte Konstruktion für einen Querschnitt, der etwa in halber Höhe des Moduls liegt. Für die Erstellung einer zusammengesetzten Stützstruktur als Schweißkonstruktion ist ein relativ hoher Fertigungsaufwand notwendig. Bei der Auslegung der Struktur sind schwierige Wärmedehnungsprobleme zu beherrschen. Eine Folienisolierung in den Heißgaskanälen mindert die Wärmeleitung in der Struktur.

Um beim An- und Abfahren des Kraftwerks Relativdehnungen zwischen den 0,2 mm dicken Matrixblechen und der mehr als 100 mal dickeren Stützstruktur zu ermöglichen, ist die Matrix nicht fest mit der Stützstruktur verbunden, sondern liegt nur lose auf. Bei Laständerungen während des Betriebs sind keine spürbaren Relativdehnungen zu erwarten, weil durch die Druckpegelregelung der Anlage die Temperaturen nahezu konstant bleiben.

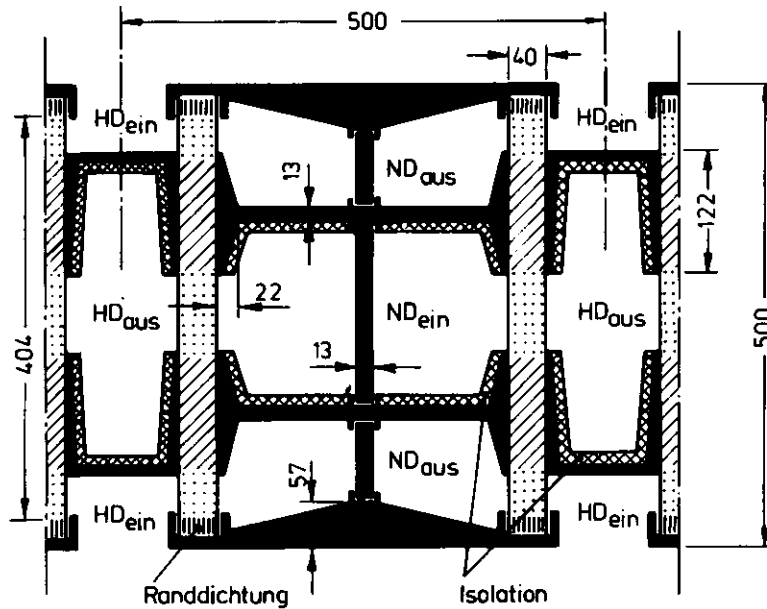


Bild 10.3.3./1. Stützstruktur

Am umlaufenden Rand der Matrix ist ein Dicht- und Kompensationselement vorgesehen, daß die Differenzdehnungen von Matrix und Gehäuse kompensiert und gleichzeitig die Niederdruckseite gegen die Hochdruckseite abdichtet. Hierzu existieren in /48/ eine Reihe von Lösungsvorschlägen auf der Basis von Labyrinth-, Balg-, Falten- und O-Ringdichtungen sowie Kombinationen daraus. Am aussichtsreichsten erscheint eine Kombination von Labyrinth- und Faltdichtung, die der Matrix eine freie Beweglichkeit auf der massiven Stützstruktur läßt (Bild 10.1.2./2.). Hierbei muß ein gewisser Leckverlust in Kauf genommen werden. Allerdings ist bisher noch kein Vorschlag einer experimentellen Überprüfung unterzogen worden. Insgesamt ergibt sich an allen Modulen eine abzudichtende Länge von 3000 m. Dies zeigt, daß dem Dichtproblem an diesem Apparat die größte Bedeutung zukommt.

Eine erhebliche Reduzierung des Fertigungsaufwandes und der abzudichtenden Länge läßt sich erreichen, wenn die Flutigkeit der Module erhöht wird. Abbildung 10.3.3./2. zeigt z.B. einen sechsflutigen Modul, bei dem die Matrizen aus einem dreimal breiteren Band gefaltet sind. Damit werden die zu verschließenden Stirnseiten, die seitlichen Abschlüsse, sowie die abzudichtende Länge auf ein Drittel verringert. Einer Verbreiterung der Module sind jedoch durch die maximale Breite der am Markt verfügbaren Stahlbänder Grenzen gesetzt.

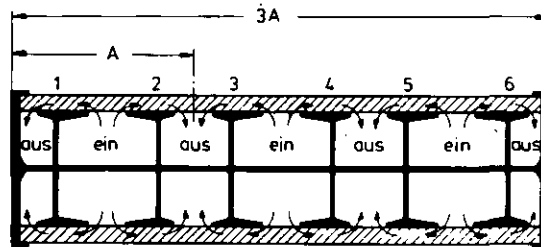


Bild 10.3.3./2. Schema eines sechsflutigen Moduls

Eine weitere Verringerung der abzudichtenden Länge kann durch eine bessere Wellengeometrie in der Matrix (β klein, $\bar{\lambda}$ groß) erreicht werden. Dies würde auch zu einer Verringerung des Aufwandes für die gesamte Stützstruktur führen.

Ein weiteres noch sorgfältig zu untersuchendes Problem ist die Beanspruchung der Matrixfaltenrücken an den Auflageflächen der Stützkonstruktion. In der Mitte der Matrix ist die Beanspruchung am größten, weil dort außer dem hohen Differenzdruck die höchste Temperatur auftritt. Durchgehend gewellte Matrixplatten sind hier nicht gut, weil sie wegen der Formelastizität der Wellung im Hochformat kein Biegemoment übertragen können. In Bild 10.3.3./1. ist daher eine Matrixprägung angedeutet, die im Bereich der Ein- und Auslaufzonen eine Noppenprägung hat, gemäß dem Vorschlag in Kap. 4.5. Damit werden die Matrixplatten in diesen Zonen biegesteif.

Die Faltenrücken werden durch Temperaturtransienten Reibungsbeanspruchungen unterworfen. Diese reibenden Partien sind wegen der umgebenden Heliumatmosphäre durch Fretting gefährdet. Dies erfordert eine abgestimmte Werkstoffpaarung für Matrix und Stützkonstruktion und eventuell eine geeignete Beschichtung der Auflageflächen. Abhilfe kann möglicherweise auch eine Zwischenschicht aus Keramik oder Graphit schaffen. Allerdings muß bei Graphit eine Aufkohlung des Stahls in den Bereichen mit der höheren Temperatur verhindert werden.

Alle noch offenen Konstruktionsprobleme scheinen technisch lösbar zu sein. Sie erfordern allerdings noch weitere umfangreiche konstruktive und experimentelle Arbeiten, die in Kapitel 12. aufgelistet sind.

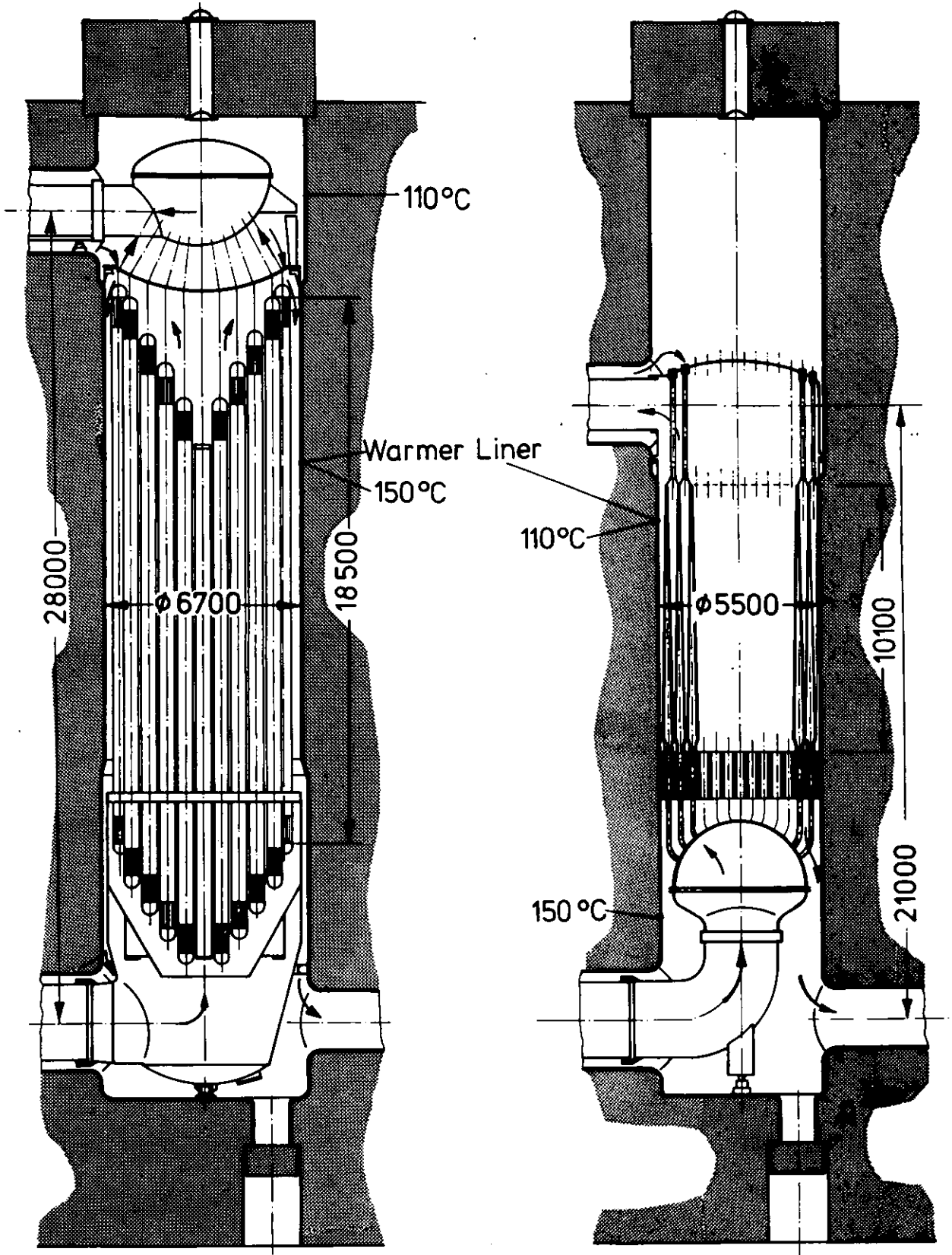
10.3.4. Vergleich mit Röhrenapparat

Die Kompaktbauweise führt im Vergleich zu einem wärmetechnisch äquivalenten Röhrenapparat zu einer Reihe von Unterschieden, die zum Teil erhebliche Vorteile in Aussicht stellen.

Bei gleicher Anordnung der HD- und ND-Gasanschlußstellen wie beim Röhrenapparat werden eine 7 m kleinere Länge und ein 1,2 m geringerer Durchmesser des Apparates erreicht. Dies geht aus der Abbildung 10.3.4./1. hervor. Auf die Konstruktion des Spannbetonbehälters (SBB) wirkt sich der kleinere Apparatedurchmesser besonders günstig aus. Es ergeben sich ein kleinerer SBB-Durchmesser, verbesserte Anordnungsmöglichkeiten der Komponenten, und es wird mehr Raum für die Spannkabelführung bereitgestellt. Weitere Vereinfachungen ergeben sich in der Leitungsführung innerhalb des Spannbetonbehälters, weil durch die Verkürzung der Höhe zwischen den Anschlüssen einige Krümmer in den Gasführungen überflüssig werden. Das erwärmte HD-Helium kann durch das Zentralrohr horizontal zum oberen Reaktorplenum geführt werden. Desweiteren ist durch die Verkürzung des Apparates im Pod mehr Raum für die konstruktive Gestaltung strömungstechnisch günstiger HD- und ND-Gasführungsanschlüsse vorhanden.

In der folgenden Tabelle 10.3.4./1. sind die Hauptdaten der beiden Apparatebauweisen gegenübergestellt. Die Daten für den Röhrenapparat sind der Literatur /2/ entnommen.

Bei gleicher Leistung und gleichem Druckverlust sind Bauvolumen und Materialmasse beim Kompaktapparat nur etwa halb so groß. Dies sind neben dem wesentlich kleineren Durchmesser die entscheidenden Vorteile gegenüber der Röhrenbauweise. Der geringere Materialeinsatz bedeutet, daß nach der Stilllegung des Kraftwerks geringere Materialmengen in die Endlagerung zu bringen sind. Durch die verhältnismäßig kleine Modullänge und das geringe Modulgewicht werden gegenüber dem Röhrenapparat die Transport- und Ausbavorgänge erleichtert. Das Konzept des warmen Liners wird beim Kompaktapparat beibehalten, wobei wegen der Lage der Tragplatte unterhalb der Module der Podbereich mit niedrigerer Gastemperatur am Liner vergrößert wird.



Röhrenapparat

Kompaktapparat

Bild 10.3.4./1. Vergleich mit Röhrenapparat

Der Vergleich zeigt, daß der Kompaktapparat eine vorteilhafte Alternative zum Röhrenapparat sein kann, und daß es sich daher durchaus lohnt, die noch offenen Probleme in einem weiteren Entwicklungsschritt in Angriff zu nehmen und erfolgreich zu lösen.

		Kompaktapparat	Röhrenapparat
Ausnutzungsgrad	%	89,3	89,3
Druckverlust	%	5,3	5,3
Hydraulischer Durchmesser	m	$0,64 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$
Übertragungsfläche	m ²	30 480	58 426
Bauvolumen	m ³	590	1 160
Anzahl der Module bzw. Boxen		76	84
Gesamtmasse	kg	$505 \cdot 10^3$	$1\ 069 \cdot 10^3$

Tabelle 10.3.4./1. Vergleich mit Röhrenapparat

10.4. Rekuperator für drei Fluide

Im folgenden soll die prinzipielle Verwendbarkeit des kompakten Rekuperators für drei Fluide angedeutet werden. Die Abbildung 10.4./1. zeigt eine Schaltungsmöglichkeit für zwei Module mit doppelflutigen Matrizen. Das Fluid 1 gibt an die beiden anderen Fluide Wärme ab oder nimmt von beiden Wärme auf.

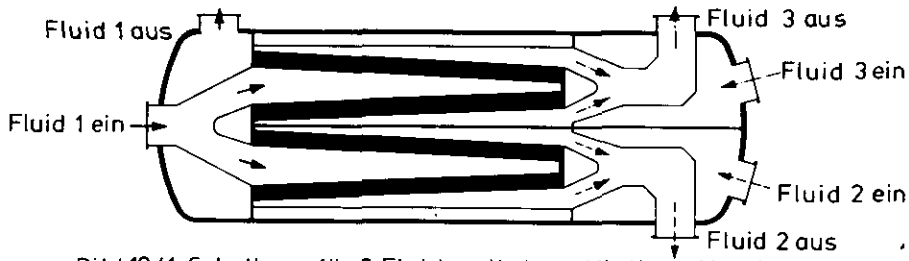


Bild 10.4.1. Schaltung für 3 Fluide mit doppelflutigen Matrizen

Ein anderer Vorschlag ist in Abbildung 10.4./2. gezeigt. Hier werden zwei einflutige Matrizen nebeneinander angeordnet. Dies erfordert jedoch eine gelötete Verschlusstechnik, für die in Abbildung 10.4./3. nach /9/ eine prinzipielle Lösung angedeutet ist.

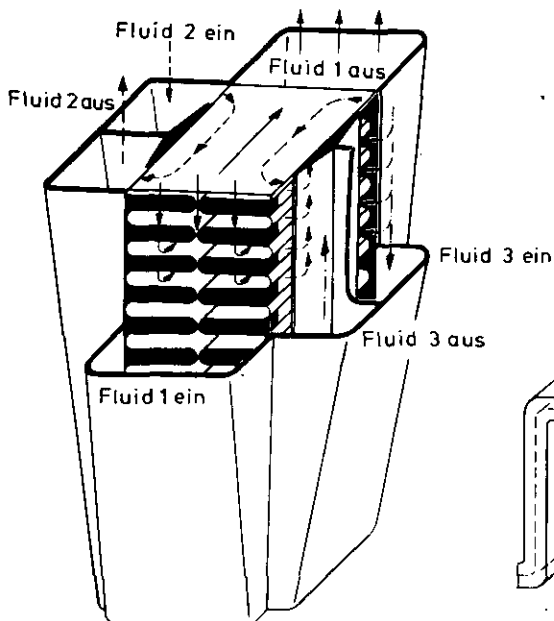


Bild 10.4.2. Schaltung für 3 Fluide mit einflutigen Matrizen

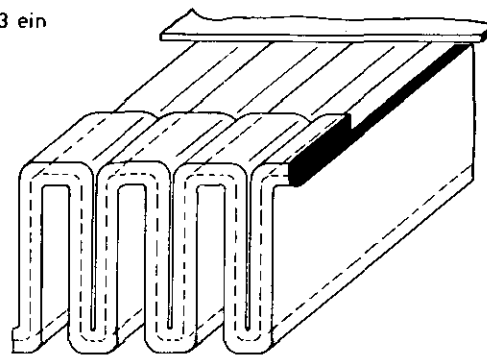


Bild 10.4.3. Gelöteter Verschluss

11. HERSTELLUNG DER MATRIX

Im folgenden wird der Nachweis für die fertigungstechnische Realisierbarkeit der vorgeschlagenen Matrixbauweise am Beispiel einer in Zusammenarbeit mit der Industrie hergestellten Matrix erbracht. In der Abbildung 11./1. ist diese Matrix mit Rahmen gezeigt. Sie konnte nach einigen Vorversuchen ohne wesentliche Abweichungen von der geforderten Genauigkeit in der gewünschten Anzahl reproduziert werden.

Die Abmessungen wurden so gewählt, daß sich bei kostengünstiger Herstellung eine handliche Matrix ergab, die repräsentativ für die vorgeschlagene Bauweise ist und die leicht wärmetechnisch zu untersuchen ist. Die Abmessungen dieser Matrix sind in Bild 3.2./2. und Tabelle 3.2./1. angegeben.

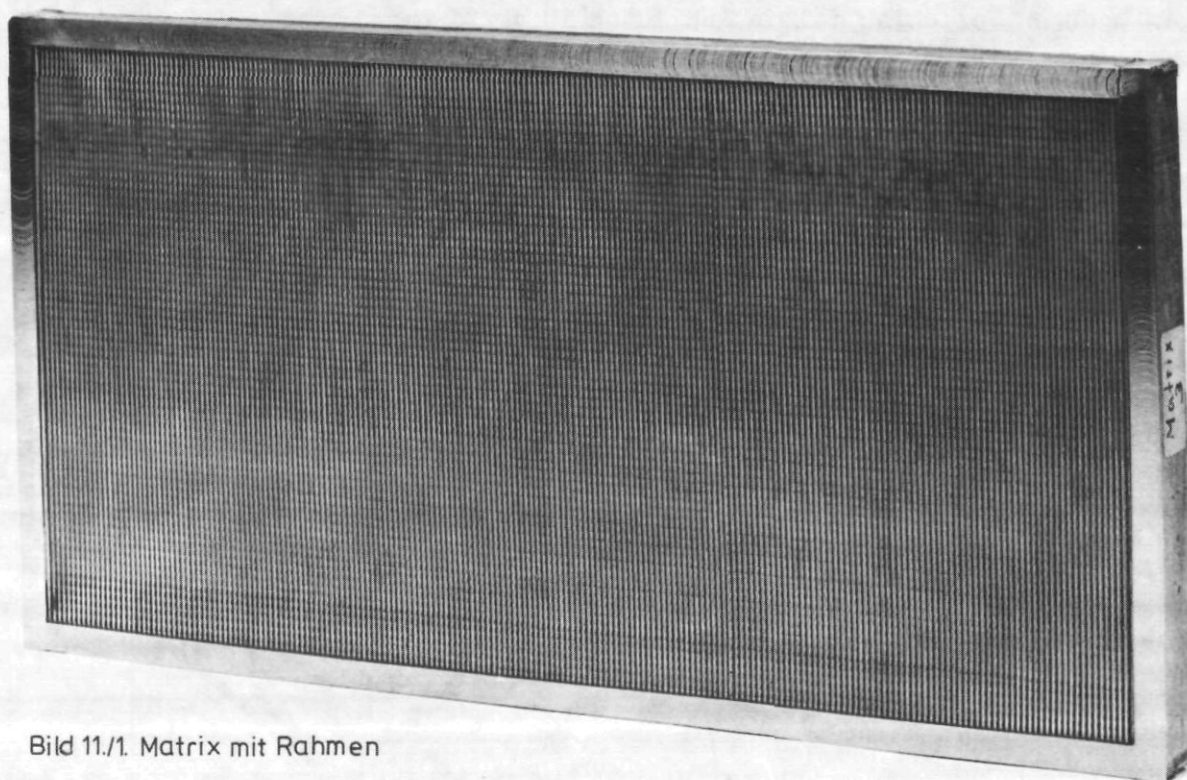


Bild 11./1. Matrix mit Rahmen

11.1. Prägen und Falten

Das Prägen und Falten der Matrix wurde in Zusammenarbeit mit einem Hersteller von konventionellen Plattenwärmeübertragern /49/ durchgeführt.

Ausgangsmaterial für die Matrixherstellung war ein kaltgewalztes Stahlband von 210 mm Breite und 0,2 mm Dicke aus X12 CrNiTi 18 9. Trotz der erhebli-

chen Streckung des Bleches, die im gewellten Bereich rund 20 % betrug, traten keine Risse auf, wie eine ausführliche Reißprüfung mit einem Farbeindringverfahren nach /50/ zeigte. Der Übergang von den gewellten Zonen auf die schmalen ungeprägten Ränder konnte ohne Verwerfungen hergestellt werden. Bei der Durchführung der Prägeversuche erwies sich ein vorheriges Glühen des Stahlbandes als günstig. Hieraus kann jedoch nicht gefolgert werden, daß ein vorheriges Glühen grundsätzlich anzustreben ist. Eine kostengünstige Matrixauslegung sollte vielmehr das Glühen durch Anpassung des Verformungsgrades an die jeweiligen Werkstoffeigenschaften umgehen.

Das Hin- und Herfalten ist nur dort möglich, wo sich zwischen zwei geprägten Feldern eine schmale ungeprägte Zone befindet. An die Genauigkeit der Faltung werden hohe Anforderungen gestellt. So müssen alle Falten den gleichen Abstand haben und parallel zueinander laufen, damit die Faltenrücken in einer Ebene liegen. Außerdem muß die Faltung genau rechtwinklig zu den Seitenkanten des Bleches erfolgen, weil sonst die Matrix bei der Vielzahl der Faltungen in eine schiefwinklige Form läuft. Um diese hohen Präzisionsanforderungen erfüllen zu können, müssen während des Faltvorganges laufend Kontrollmessungen durchgeführt werden. Abweichungen von der verlangten Genauigkeit können dann durch entsprechende Nachjustierung an der Faltvorrichtung vermieden werden.

Bild 11.1./1. zeigt ein geprägtes und gefaltetes Teilstück der Matrix mit 26 Faltungen. Für eine Matrix mit den Abmessungen nach Bild 11./1. sind 400 Faltungen notwendig.

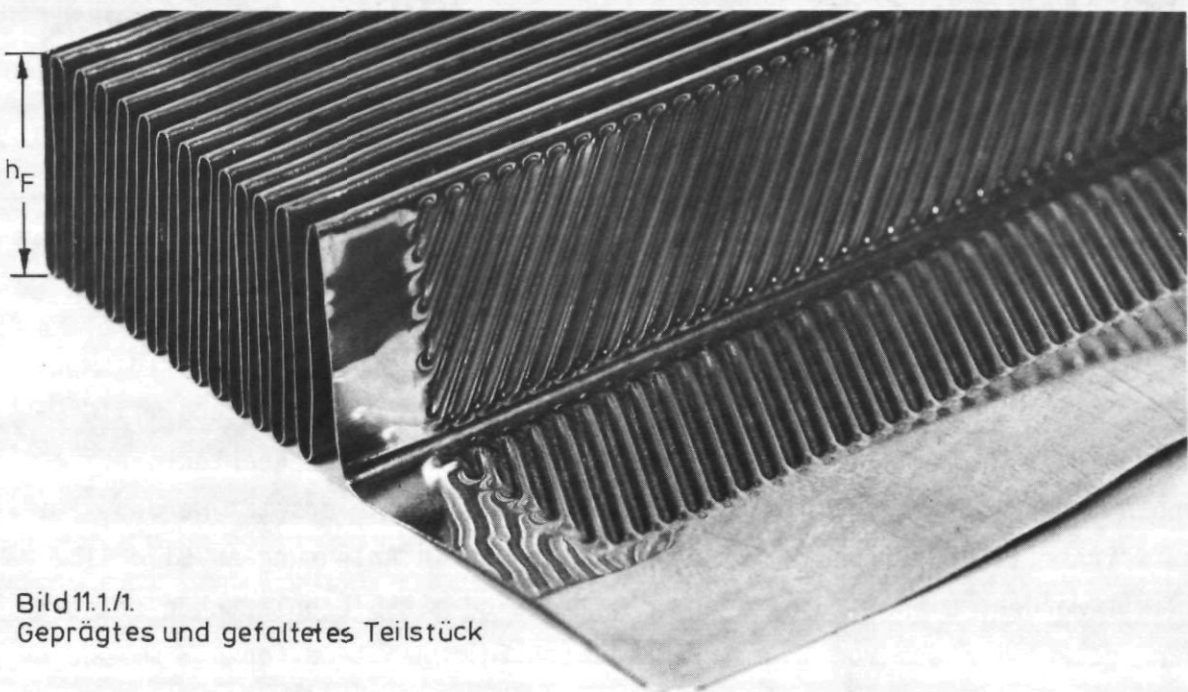


Bild 11.1./1.
Geprägtes und gefaltetes Teilstück

11.2. Stirnseitiger Verschuß

Eine Verschweißung der Stirnseiten mit einem vertretbaren fertigungstechnischen Aufwand ist dann möglich, wenn die Schlitze an den Enden der gefalteten Matrixbleche mit dem Grundmaterial aufgefüllt werden. In Bild 11.2./1. ist hierfür ein konstruktiver Vorschlag gezeigt.

An den ungeprägten seitlichen Rändern des Matrixbleches sind Füllbandstücke so angebracht, daß die Hin- und Herfaltung nicht behindert wird. Die einzelnen Stücke des Füllbandes können mit einem Schweißpunkt vor dem Falten fixiert werden. Ihre Dicke ist so bemessen, daß die von der Höhe der Wellenprägung bestimmten stirnseitigen Spalten ausgefüllt werden. Nach der Faltung werden Deckbänder aufgelegt und angepreßt. Auf diese Weise entsteht eine lückenlose Werkstoffanhäufung, die auf der ganzen Stirnfläche verschweißt werden kann. Ein Wegbrennen des sehr dünnen Matrixbleches beim Verschweißen ist nicht möglich, weil es auf beiden Seiten formschlüssig in die dickeren Bänder eingepackt ist. Die Deckbänder bilden gleichzeitig eine Auflagefläche für die spätere Einspannung der Matrix in das Gehäuse des Versuchsaufbaus.

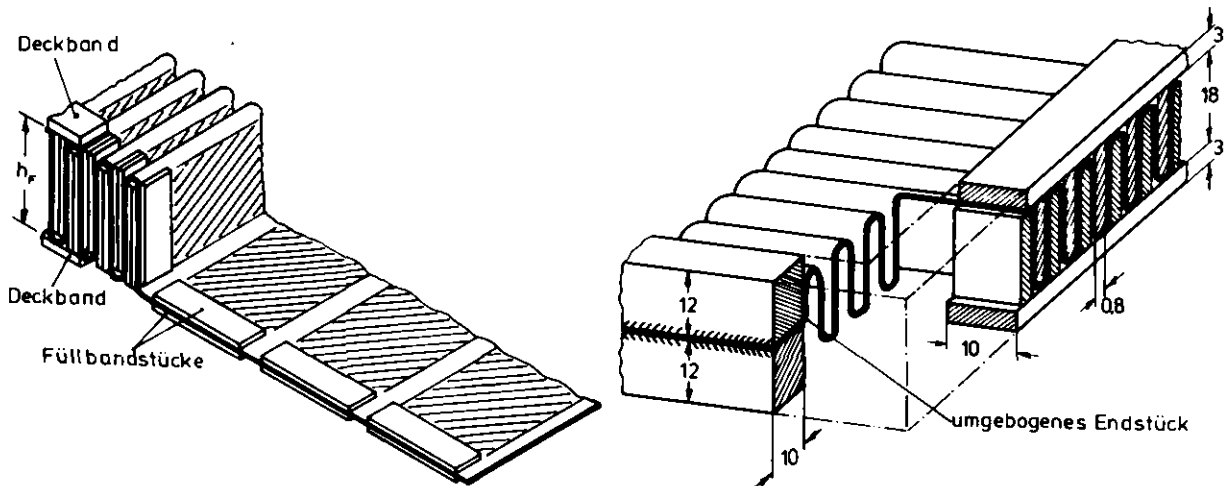


Bild 11.2./1. Matrixverschluß
(Konstruktionsvorschlag)

Bild 11.2./2. Rahmenkonstruktion der
hergestellten Matrix

Auf Bild 11.2./2. ist die Rahmenkonstruktion der Matrix dargestellt. Das ungeprägte Endstück der Matrix wird auf halber Höhe rechtwinklig umgebogen, zwischen zwei Rechteckprofile von 10 x 12 mm geschoben und mit diesen auf der ganzen Länge von außen geschweißt. Die vollen Rechteckprofile können zur Gewichtsersparnis durch leichte Hohlprofile ersetzt werden. Für den stirnseitigen Verschuß ist eine Ausführung in Anlehnung an Bild 11.2./1. gewählt worden. Die stirnseitigen Schlitze sind mit Blechplättchen entsprechend der Faltenhöhe von 18 mm, dem lichten Faltenabstand von 0,8 mm und der Rahmenbreite von 10 mm manuell gefüllt worden.

Abweichend von dem Vorschlag auf Bild 11.2./1. wurde auf ein vorheriges maschinelles Anheften der Füllplatten, wie es für eine automatisierte Serienfertigung sinnvoll ist, verzichtet. Bei der beschränkten Zahl der gefertigten Matrixpakete wäre ein zu hoher Kostenaufwand für die Erstellung der Vorrichtung notwendig gewesen.

Die Verschweißung wurde in der Kernforschungsanlage Jülich mit dem Elektronenstrahlgerät durchgeführt. Diese Art der Verschweißung ist im Flugzeugbau /51/, in der Kerntechnik und im allgemeinen Maschinenbau /52/ heute weit verbreitet. Bei diesem Verfahren entsteht die benötigte Wärme durch hochbeschleunigte Elektronen, die in das Werkstück eindringen, das sich in einer Vakuumkammer befindet.

Da die Verschweißung ohne Zusatzwerkstoff erfolgt, müssen die Schlitz zwischen den zu verbindenden Werkstücken durch festes Einspannen sehr eng gehalten werden. Der Vorteil des Verfahrens ist die hohe Leistungsdichte des Strahls, die bis 10^9 W/cm² beträgt. Sie führt dazu, daß die Schweißung schnell und mit einem kleinen Wärmeeintrag durchgeführt werden kann. Dies verursacht nur geringe Schweißspannungen im Werkstück. Außerdem ist das Vakuum vorteilhaft für die metallurgische Qualität der Schweißnaht.

Nachteilig ist, daß im Vergleich zur reinen Schweißzeit hohe Rüstzeiten notwendig sind. Durch neuere Maschinensysteme /52/ kann dieser Nachteil offensichtlich vermindert werden, so daß die Anwendung des Elektronenstrahlverfahrens auch in der Serienfertigung attraktiv ist.

Auf der Abbildung 11.2./3. ist der geschweißte Verschuß der Matrix im Ausschnitt gezeigt. Es werden mehrere Nähte nebeneinander über die ganze Länge der Matrix einschließlich der Rechteckprofile an den Enden geschweißt (Zeilschweißung).

Nach dem Erkalten der Schweißstelle war in Längsrichtung eine Schrumpfung von rund 0,5 % zu verzeichnen, obwohl die Matrix vor dem Schweißen sehr fest in eine massive Vorrichtung eingespannt war.

Die Prüfung der Schweißung erfolgte durch Schlifffbilder, die üblicherweise zur Beurteilung des Werkstoffgefüges benutzt werden.

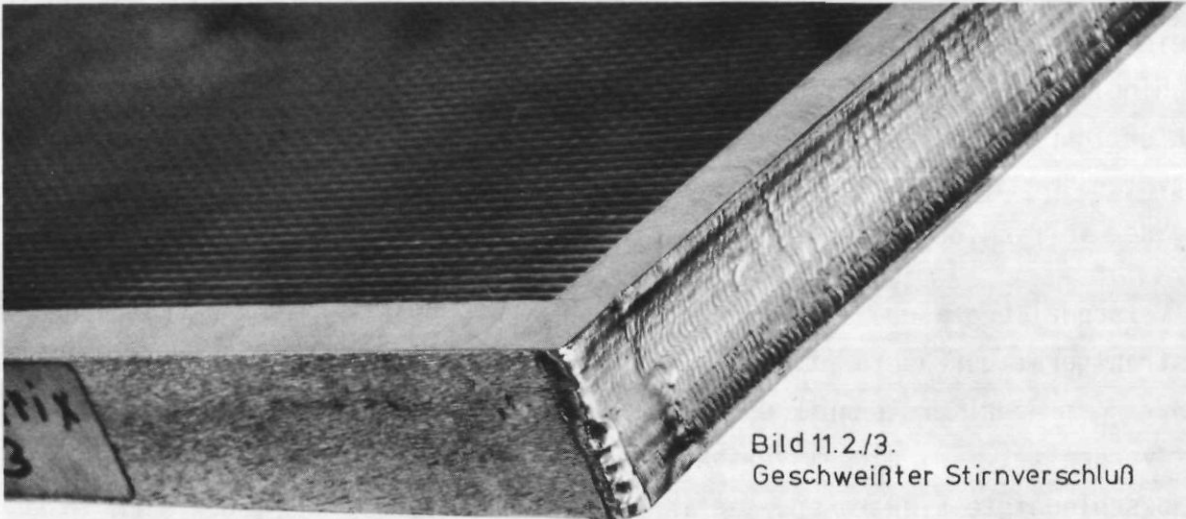


Bild 11.2./3.
Geschweißter Stirnverschluß

Bild 11.2./4. zeigt einen Schnitt durch den geschweißten Verschluß. Die dunklen senkrechten Streifen stellen das 0,2 mm dicke Matrixblech dar, das vor der Verarbeitung gegläht wurde und deshalb im Schlibfbild dunkler erscheint als die ungeglühten kaltgewalzten 0,8 mm dicken Füllstücke, deren Werkstoff außerdem in der Zusammensetzung geringfügig anders ist. Oben liegt als graue Zone die ungeglühte Schweißnaht mit einer ziemlich gleichbeibenden Eindringtiefe von 1,2 mm. Über den 0,2 mm dicken Blechen zeigen sich im Bereich der Schweißzone helle Stellen, die sich bei einer weiteren Vergrößerung als besonders feinkörnige Zonen herausstellen.

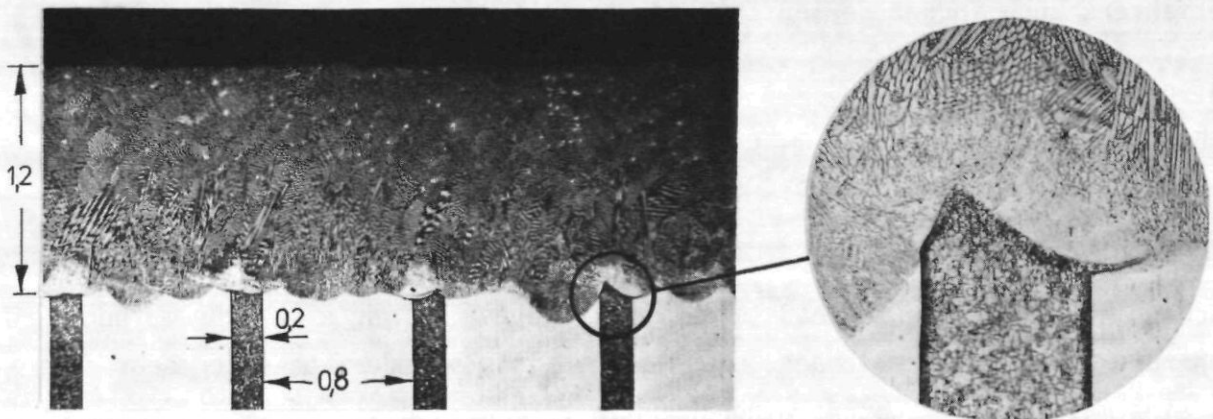


Bild 11.2./4. Schlibfbilder

Die Vergrößerungen zeigen deutlich, daß an allen Stellen eine einwandfreie Verbindung zwischen den Blechen und der eingeschmolzenen Schweißzone vorliegt. Risse konnten nicht festgestellt werden, so daß Festigkeit und Dichtigkeit an den stirnseitigen Verschlässen der Matrix gewährleistet sind.

Neben der Elektronenstrahlschweißung wurden auch Versuche mit dem billigeren Argon-Arc-Verfahren durchgeführt. Hier ergaben sich im Hinblick auf die Dichtigkeit der Verbindung die gleichen Ergebnisse wie bei der Verschweißung mit dem Elektronenstrahl. Allerdings waren die Dicke und die äußere Kontur der Schweißung nicht so gleichmäßig wie bei der Elektronenstrahl-Schweißung.

Der konstruktive Aufbau des Matrixverschlusses erlaubt neben den beiden genannten Verfahren auch die Anwendung anderer Schweißverfahren.

11.3. Abplatten der Faltenrücken

Wie Bild 11.3./1. zeigt, treten im Bereich der Biegeradien unter der Abdeckung viele Bypasskanäle auf, weil die Prägung aus fertigungstechnischen Gründen nicht bis in die Bögen reichen kann. Durch diese Kanäle strömt dann wegen des geringen Widerstandes mehr Masse. Dieser Effekt der erhöhten Geschwindigkeit in den Randzonen tritt auch bei herkömmlichen Plattenwärmeübertragern mit Kunststoffdichtung auf /23/. Die Folge ist eine Verschlechterung der Wärmeübergangseigenschaften.

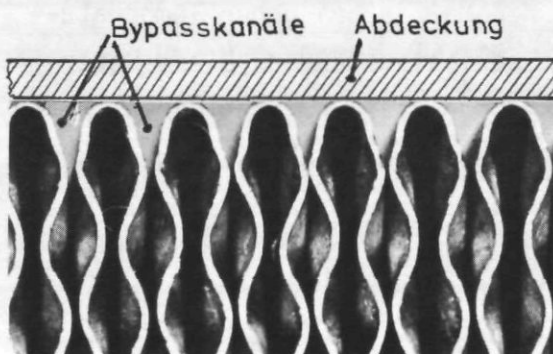


Bild 11.3./1. Bypasskanäle

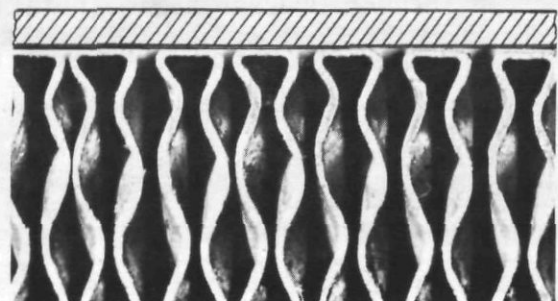


Bild 11.3./2. Abgeplattete Faltenrücken

Eine Abplattung der Faltenrücken ermöglicht eine gleichmäßige Auflage der Matrixabdeckung und verhindert Bypassströmungen. Auf Bild 11.3./2. ist ein Querschnitt durch den gewellten Teil einer aufgeschnittenen Matrix mit stark abgeplatteten Faltenrücken gezeigt.

Für die Herstellung der abgeplatteten Faltenrücken im kalten Zustand hat sich eine Vorrichtung mit einer Rolle bewährt, die kräftig angepreßt und mehrmals hin und her gefahren wird. Damit die Ein- und Ausströmung nicht behindert wird, dürfen nur die unter der Abdeckung liegenden Faltenbereiche eingedrückt werden.

12. WEITERE NOTWENDIGE ENTWICKLUNGSARBEITEN

Bis zu einem ersten praktischen Einsatz der hier vorgeschlagenen Wärmeübertragerbauweise sind noch eine Reihe von weiterführenden theoretischen und experimentellen Entwicklungsarbeiten notwendig, die über den Rahmen der vorliegenden Arbeit hinausgehen. Die vorliegende Arbeit deutet an, daß es sich für einige Anwendungsfälle lohnen kann, dieses Wärmeübertragerkonzept weiterzuverfolgen und marktreif zu machen. Die wichtigsten Entwicklungsschritte sind:

- weitere experimentelle Untersuchungen der Wellengeometrie, um den Einfluß von Kreuzungswinkel und Wellenlängenparameter auf Nusselt-Zahl und Widerstandsbeiwert über einen breiteren Bereich als bisher zu erfassen. Damit werden Daten erstellt, die möglicherweise eine noch stärkere Kompaktierung des Apparates ergeben,
- Nachweis der in den schrägen Verteilern und Sammlern angenommenen Druckverluste und Verteilungsgesetze durch strömungstechnische Experimente an einem großen V-förmigen Modul,
- experimenteller Festigkeitsnachweis für die Matrix bei hohen Temperaturen, großen Drücken sowie instationären Betriebszuständen. Diese Untersuchungen sind nur für den jeweiligen Anwendungsfall durchzuführen, weil bei unterschiedlichen Anwendungen unterschiedliche Randbedingungen und Beanspruchungen vorliegen, die nicht ohne weiteres auf andere Fälle übertragbar sind,
- festigkeitsmäßige Analyse der Stützstruktur und der Anschlußorgane unter Berücksichtigung der Temperaturgradienten. Hierzu sind ebenfalls Experimente an einem V-förmigen Modul notwendig,
- Untersuchung der Dichtung am Matrixrand im Hinblick auf Herstellbarkeit, Einbaubarkeit, Zuverlässigkeit und Leckverluste,
- konstruktive Detaillierung für eine einfache industriemäßige Fertigung. Vor der endgültigen Erstellung baureifer Unterlagen wäre es wünschenswert, nach weiteren auslegungstechnischen und konstruktiven Möglichkeiten zu suchen, um den Anteil des inaktiven Volumens und den Aufwand für die Stützstruktur zu verringern,
- Ermittlung der Herstellungskosten und Kostenvergleich mit konventionellen Bauweisen.

13. ZUSAMMENFASSUNG UND BEWERTUNG

Die vorliegende Arbeit beschreibt einen neuartigen kompakten Rekuperator in Plattenbauweise. Die Ergebnisse der wärme- und strömungstechnischen Untersuchungen werden dargestellt und interpretiert. Desweiteren werden Auslegungsbeispiele für verschiedene Anwendungsfälle angegeben, die im Hinblick auf eine kompakte Bauweise optimiert sind.

Die Matrix, der wärmeübertragende Kern dieses kompakten Rekuperators, wird durch Hin- und Herfalten eines langen, feldweise geprägten Feinblechbandes aufgeschichtet. Dabei entsteht eine mäanderförmige Struktur aus parallelen Platten, die durch halbkreisförmige Bögen im Bereich der Biegezonen wechselseitig miteinander verbunden sind. Die an den Stirnseiten offenen Schlitze werden sofort beim Faltvorgang mit Blechplättchen ausgefüllt. Auf diese Weise entsteht an den Stirnseiten eine lückenlose Werkstoffanhäufung, die auf der ganzen abzudichtenden Fläche überschweißt wird.

Diese Matrixbauweise hat gegenüber den marktüblichen Plattenwärmeübertragern eine Reihe von Vorteilen.

Durch die Herstellung der Matrix aus einem fortlaufenden Band ist eine kontinuierliche und leicht automatisierbare Fertigung möglich. Eine Verschweißung der Matrix ist nur an den schmalen Stirnseiten notwendig, weil sich die Abdichtung an den Längsseiten automatisch durch Hin- und Herfalten des fortlaufenden Bandes ergibt. Die Verschweißung kann ohne Rücksicht auf die Blechdicke und den Plattenabstand auf einfache Weise durchgeführt werden. Dies ist eine wesentliche fertigungstechnische Voraussetzung für die Herstellung kleiner hydraulischer Durchmesser bis weit unter 1 mm. Da eine Schweißverbindung im Gegensatz zu Kunststoffdichtungen oder gelöteten Verbindungen als Dichtung thermisch und mechanisch hoch belastet werden kann, sind mit dieser Matrixbauweise höhere Temperaturen und Drücke als bei den bisher gebräuchlichen Plattenwärmeübertragern erreichbar. Ein schwieriges konstruktives Problem ist bei Gegenstrom-Plattenwärmeübertragern mit kleinen hydraulischen Durchmessern die räumlich getrennte Zu- und Abführung der beiden Fluide. Bei der vorgeschlagenen Bauweise wird dieses Problem durch eine separate seitliche Ein- und Ausströmung gelöst. Darüber hinaus wird die Matrix doppelflutig durchströmt, so daß sich eine symmetrische Temperaturverteilung ergibt, die einseitige thermische Dehnungen vermeidet.

Jeweils zwei doppelflutige Matrizen werden konstruktiv zu einem Element zusammengefaßt, das als Modul bezeichnet wird. Die Matrizen eines Moduls sind V-förmig zueinander angeordnet, so daß sich raumsparende V-förmige Kanäle, für die Verteilung und Sammlung der Fluide ergeben. Die gegenseitige Abtrennung dieser Verteiler und Sammler erfolgt durch Zwischenwände, die fest mit den Platten, auf denen die Matrizen ruhen, verbunden sind. Diese Struktur stützt gleichzeitig die Matrix bei Differenzdrücken.

Im wärmeübertragenden Bereich der Matrix wird eine schräg zum Rand orientierte sinusförmige Wellung in das Blechband geprägt. Ein solches Wellenmuster ist für die Herstellung kleiner hydraulischer Durchmesser gut geeignet. Man erhält mit diesem symmetrischen Wellenmuster gleiche hydraulische Durchmesser auf beiden Seiten. In der Matrix kreuzen sich die Wellungen benachbarter Platten und bilden zahlreiche Berührungsstellen, die als Stützpunkte dienen. Diese Stützpunkte sind in der Lage, hohe Belastungen aus Differenzdrücken aufzunehmen. Die gekreuzte Wellung verhindert so ein Zusammendrücken der niederdruckseitigen Schlitze. Darüber hinaus sorgt sie für eine verstärkte turbulente Durchmischung der Strömung.

Für diese Strömung werden die Abhängigkeiten der Nusselt-Zahl und des Widerstandsbeiwertes von der Reynolds-Zahl mit ausreichender Genauigkeit durch einfache Ähnlichkeitstheoretische Potenzfunktionen dargestellt. Die Exponenten und Koeffizienten dieser Funktionen hängen von der Strömungsform (turbulent oder laminar) und von der Geometrie der Wellung ab. Bei der symmetrischen Wellung mit gleichen hydraulischen Durchmessern sind der Kreuzungswinkel und die Wellenlänge die entscheidenden geometrischen Parameter. Durch eine Veränderung dieser Parameter ist eine große Variationsbreite bei der Auslegung zu erreichen, so daß sich die Matrix optimal an unterschiedliche Anwendungsfälle anpassen läßt.

Durch die starke Störung der Strömung ergibt sich eine lebhaft Wärme- und Impulsübertragung, die bis zu sehr kleinen Reynolds-Zahlen turbulent bleibt. Aufgrund der intensiven Turbulenzverstärkung und der daraus resultierenden Veränderung der strömungs- und wärmetechnischen Eigenschaften ist es möglich, sehr kompakte Matrizen auszulegen. Im Vergleich zur Röhrenbauweise mit glatten geraden Rohren und zur Plattenbauweise mit versetzten Rippen zeichnen sich zum Teil erheblich geringere Matrixvolumina ab.

Wird in einem Wärmeübertrager für die Übertragungsfläche statt einer glattwandigen Geometrie, wie sie z.B. das längsangeströmte gerade Rohr darstellt, eine gewellte Platte eingesetzt, so verkürzt sich die Strömungsweglänge, weil der Wärmeübergang besser wird. Die Stirnfläche hingegen vergrößert sich, weil der höhere Widerstandsbeiwert der Wellung durch eine niedrigere Geschwindigkeit in der Matrix kompensiert werden muß. Die Fluide müssen daher beim Kompaktapparat auf eine größere Stirnfläche verteilt werden und am anderen Ende auf dieser größeren Stirnfläche wieder gesammelt werden. Diese Verteiler und Sammler außerhalb der Matrix stellen bei allen kompakten Wärmeübertragern eines der Hauptprobleme dar, weil sie den großen Volumengewinn durch die Kompaktierung der Matrix ganz erheblich mindern.

Die keilförmigen Verteiler und Sammler der hier vorgeschlagenen Modulbauweise verursachen einen zusätzlichen Druckverlust und eine Ausnutzungsgradminderung durch eine ungleichmäßige Massenstromverteilung. Diese unerwünschten Effekte lassen sich praktisch nur durch eine Vergrößerung der Strömungsquerschnitte in der Matrix kompensieren. Dies bedeutet aber eine Volumenvergrößerung und damit einen weniger kompakten Modul. Eine Gesamtoptimierung, die berücksichtigt, daß der Druckverlust und die Ausnutzungsgradminderung der äußeren Kanäle durch eine Überdimensionierung der Matrix ausgeglichen werden müssen, zeigt, daß die schrägen Verteiler und Sammler je nach Auslegung und Anwendungsfall das zwei- bis fünfzehnfache des Matrixvolumens beanspruchen. Dazu kommt noch ein gewisser Volumenbedarf für die Verteilung und Sammlung zwischen den äußeren Apparatestutzen und den Modulen. Trotz dieses relativ großen inaktiven Volumenanteils sind im Vergleich zu leistungsgleichen konventionellen Ausführungen kompaktere Apparate zu erreichen.

Die folgende Tabelle zeigt Auslegungsbeispiele für Gas/Gas- Wärmeübertrager. Die aufgeführten Daten deuten die Anwendungsbereiche für die hier vorgeschlagene Rekuperatorbauweise an.

Auslegung für	Eintrittstemperatur	Eintrittsdrücke	Wärmeleistung
Methanolanlage	260° C/ 60° C	50 bar/58 bar	54 MW
Rectisol-Rekuperator	38° C/-32° C	52 bar/50 bar	3,5 MW
Kernkraftwerk	429° C/110° C	70 bar/25 bar	1300 MW

Der kompakte Apparat für eine Methanolanlage besitzt drei parallel geschaltete Module, die in einem Druckgehäuse untergebracht sind. Bei dieser Konstruktion wurde auf gute Zugänglichkeit und Ausbaubarkeit der Module geachtet. Dieser Apparat hat nur 40 % des Volumens und 40 % des Gewichts des bisher in der Anlage verwendeten leistungsgleichen Röhrenapparates. Als Folge hiervon sind auch erheblich geringere Kosten zu erwarten, wie Abschätzungen von seiten der Industrie zeigen /46/.

Beim kompakten Rectisol-Rekuperator ist der konstruktive Aufbau der Module der gleiche wie beim Apparat für die Methanolanlage. Die Besonderheit liegt hier in der Reihenschaltung der Module.

Der kompakte Rekuperator für ein Kernkraftwerk mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbine benötigt 76 Module, um die geforderte Wärmeleistung übertragen zu können. Der ganze Apparat ist aus sicherheitstechnischen Gründen in einen Spannbetonbehälter eingebaut. Der konstruktive Entwurf berücksichtigt deshalb die beschränkte Zugänglichkeit. Im Falle einer Reparatur können alle Module von oben her aus- und eingebaut werden, ohne daß jemand in den kontaminierten Podbereich einsteigen muß. Dieser Apparat hat im Vergleich zu einem äquivalenten Röhrenapparat nur das halbe Bauvolumen und das halbe Gewicht. Ein wesentlicher Vorteil für den Einbau in den Spannbetonbehälter ist die Reduktion des äußeren Apparatedurchmessers um 1,2 m. Die Verkürzung des Apparates vereinfacht die Anordnung der Gasführungen im Spannbetonbehälter. Zur Erstellung eines einsatzbereiten Apparates sind jedoch noch weitere experimentelle, konstruktive und fertigungstechnische Entwicklungsarbeiten notwendig.

Neben den genannten Anwendungsmöglichkeiten ist der Rekuperator auch für eine Wärmeübertragung zwischen drei Fluiden gut brauchbar.

Die vorliegende Arbeit hat die Möglichkeiten und Vorteile eines neuartigen kompakten Rekuperators aufgezeigt. Die bisherigen Ergebnisse ermutigen zu einer Weiterverfolgung dieses Konzepts und zur Lösung der noch offenen Probleme.

14. LITERATURVERZEICHNIS

- | 1 | Förster, S.:
Hochtemperaturreaktor-Einkreisanlagen in nichtintegrierter Bauweise.
Brennst.-Wärme-Kraft 28 (1976) Nr. 3, März.

- | 2 | HHT-Präsentation beim BMFT Bonn, 25. Febr. 1977.
HRB-Bericht BA 1485.

- | 3 | Hargis, A. M.:
The Plate Heat Exchanger.
ASME Publication, 66 PET-21.

- | 4 | Marriott, J.:
Where and How to Use Heat Exchangers.
Chemical Engineering, April 5, 1971, S. 127-134.

- | 5 | Morse, A. D.:
The Expanding World of Plate Heat Exchangers.
The Engineer 22 May 1969, S. 34-39.

- | 6 | Alfa-Laval:
Plate Heat Exchangers for the Power Industries.

- | 7 | Torrel AB:
Torrels Plattenwärmeaustauscher.
Linköping, Schweden.

- | 8 | Förster, S., Kleemann, M.:
Wärmetauscher für getrennt geführte Medien.
Deutsches Patentamt, Auslegeschrift 2420827.

- | 9 | Förster, S., Kleemann, M.:
Stirnseitiger Verschluß an einem Wärmetauscher mit mindestens einem Wärmetauscherelement, das von den Falten eines gleichförmige Faltenzüge aufweisenden Bandes gebildet ist.
Deutsches Patentamt, Auslegungsschrift 2420920.

- | 10 | Förster, S., Kleemann, M.:
Vorrichtung zur Abstützung für plattenförmige Wärmetauscher-matrizen.
Deutsche Offenlegungsschrift 25 49 052.

- [11] Förster, S., Kleemann, M.:
Wärmetauscher mit plattenförmiger Wärmetauschermatrix
für die Wärmeübertragung zwischen drei Medien.
Deutsche Offenlegungsschrift 25 49 053.
- [12] Alfa-Laval:
Thermal Handbook.
Schweden.
- [13] Skupinski, E.:
Wärmeübergang und Druckverlust bei künstlicher Verwirbelung
und künstlichen Wandrauigkeiten.
Diss., RWTH, Aachen 1961.
- [14] Koch, R.:
Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Strömung.
VDI-Forschungsheft 469.
- [15] Grass, G.:
Erhöhung des Wärmeübergangs im Rohr durch Einbau von Blechen.
Allgemeine Wärmetechnik, Jahrgang 7, 1956, Nr. 4.
- [16] Katasuto Okada:
Design and Heat Transfer Characteristics of
New Plate Heat Exchanger.
Heat Transfer, Japanese Research, Vol. 1, No. 1,
January-March 1972.
- [17] Groehn, H. G.:
Experimentelle Untersuchungen zum kompakten Wärmeübertrager
(z. Zt. noch unveröffentlicht).
Institut für Reaktorbauelemente der KFA Jülich.
- [18] Buonopane, R. A., Troupe, R. A.:
A Study of the Effects of Internal Rib and
Channel Geometry in Rectangular Channels.
AIChE Journal, Vol. 15, No. 4, July 1969.
- [19] Howard, C.P.:
Heat Transfer and Flow Friction Characteristics
of Skewed-Passage and Glass-Ceramic-Heat Transfer Surfaces.
ASME, Paper No. 63 - WA-115.
- [20] Schlichting, H.:
Grenzschicht-Theorie.
Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1964.

- [21] Jakob, M.:
Heat Transfer.
Volume II/1961, John Wheley & Sons, Inc. New York/London.
- [22] Kays, W. M., London, A. L.:
Compact Heat Exchangers.
McGraw-Hill, New York, 1958.
- [23] Watson, E. L.:
Plate Heat Exchanger Flows Characteristics.
Industrial and Engeneering Chemistry,
Vol. 52, No. 9, September 1960.
- [24] Usher, J. D.:
Current Trends in Plate Heat Exchanger Design.
Conference on recent development in compact high
duty exchangers, London 1972.
Hrsg.: The Instituion of Mechanical Group, Inst.
Headquarter 12th Oct., 1972.
- [25] Flack, P. H.:
The Feasibility of Plate Heat Exchangers.
Chemical and Process Engineering, August 1964.
- [26] Glaser, H.:
Bewertung von Wärmetauschersystemen mit Hilfe einer
Leistungszahl.
Angew. Chemie B./ 20. Jahrg., 1948, Nr. 5/6.
- [27] Parker, K. O.:
Selection of a High-Efficiency Regenerator for Pipeline
Gas Turbines.
ASME Publication 77-GT-39, 1977.
- [28] VDI-Wärmeatlas
Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.
VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [29] Schlenker, H. V.:
Kostenanalyse von Komponenten für Kernkraftwerke
mit Hochtemperaturreaktor und Gasturbine.
Jül-920-RG,
Kernforschungsanlage Jülich, Februar 1973.

- [30] Eckert, Ernst R. G.:
Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch.
Springer-Verlag, 1966.
- [31] Pan, C. L., Welch, N. E.:
Exact Analytical Wall and Fluid Temperature Field
for a Counterflow Heat Exchanger with the Effect
of Longitudinal Heat Conduction.
ASME-Publication 65-HT-63.
- [32] Huesmann, K.:
Strömungsvorgänge bei Verteilkanälen mit einer perforierten Wand.
Gesundheits-Ingenieur.
- [33] Wärme-, Kälte- und Lüftungstechnik im Fahrzeug.
VDI-Berichte, Band 34, 1959.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.
- [34] Katscher, W.:
Beitrag zur Entwicklung eines coated particles Brennelements mit
Wasser-Direktkühlung
Berichte der Kernforschungsanlage Jülich, 1200, Juni 1975.
- [35] London, A. L., Klopfer, G., Wolf, S.:
Oblique Flow Headers for Heat Exchangers.
Journal of Engineering for Power.
July 1968 / 271-286.
- [36] Heyda, J. F.:
An Analytical Study of a Balanced Revers Folded Flow.
General Electric, Atomic Products Division,
Report XDC 60-1-158.
- [37] Tikhonov, A. M.:
Effect of Flowrate Fluctuation on Heat Exchanger Efficiency.
Heat Transfer-Soviet Research, Vol 2, No 5, Sept. 1970.
- [38] Reichardt, H., Tollmien, W.:
Die Verteilung der Durchflußmenge in einem Verzweigungssystem.
Mitteilungen aus dem Max-Planck-Institut für Strömungsforschung,
No. 7, Göttingen, 1952.
- [39] Patankar, S. V., Spalding D. B.:
Heat and Mass Transfer in Boundary Layers.
Intertext Books, London 1970.

- [40] Walz, A.:
Strömungs- und Temperaturgrenzschichten.
Verlag G. Bauer, Karlsruhe.
- [41] Kleemann, M.:
Grenzschichtberechnung an Gitterprofilen.
Diplom-Arbeit am Institut für Dampf- und
Gasturbinen der Rheinisch-Westfälischen
Technischen Hochschule Aachen, 1972.
- [42] Idel'chik, I. E.:
Handbook of Hydraulic Resistance-Coefficients
of Local Resistance and of Friction.
AEC-TR-6630.
- [43] Küchemann, D., Weber, J.:
Aerodynamics of Propulsion.
McGraw-Hill Book Company, New York, 1953.
- [44] Kleemann, M.:
KOMPAK, ein Rechenprogramm zur Optimierung eines
neuartigen kompakten Rekuperators.
- [45] Lurgi Express Information:
Methanol by the Lurgi Low Pressure Process.
Lurgi Mineralöltechnik GmbH, Frankfurt.
- [46] Förster, S., Hewing, G., Kleemann, M.:
Kompakte rekuperative Wärmeübertrager
Technische Information Nr. 15 (genehmigte Vorveröffentlichung),
Kernforschungsanlage Jülich GmbH.
- [47] Krämer, H., Schlenker, H. V., Weinhold, S. A.:
Hochtemperaturreaktor mit Heliumturbine.
Kernforschungsanlage Jülich GmbH, 1975.
- [48] Bieri, H.:
Kompakt-Wärmeübertrager für HHT-Anlagen
Abschlußbericht zu den durchgeführten Studien.
Gebrüder Sulzer, Winterthur.
- [49] E. Ahlborn AG
Hildesheim
- [50] Klumpf, H.:
Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung nach dem
Diffu-Therm-Eindringverfahren.
Technische Chemie KG, Herten.

- [51] Winter H.:
Fertigungstechniken von Luft- und Raumfahrzeugen.
Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1967.
- [52] Fritz, D., Dietrich, W., (Leybold-Heraeus GmbH, Hanau):
Aktuelle Anwendungen des Elektronenstrahlschweißens in
der Serien-Produktion.
Vortrag auf dem Kolloquium der DVS am
1. und 2. Dezember 1975 in der Kernforschungsanlage Jülich GmbH.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Reaktorentwicklung der Kernforschungsanlage Jülich. Dem Direktor des Instituts, Herrn Prof. Dr. rer. nat. R. Schulten, bin ich für die Möglichkeit der Durchführung dieser Arbeit sehr verbunden.

Meinen herzlichen Dank möchte ich Herrn Dr.-Ing. S. Förster aussprechen, durch dessen Anregung und Anleitung diese Dissertation entstand.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Dibelius danke ich für die Bereitschaft, diese Arbeit mit Interesse zu betreuen und für die Übernahme des Referats.

Mein Dank gilt gleichermaßen Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Renz für die Übernahme des Korreferats.

Gleichzeitig bedanke ich mich bei allen Kollegen und Mitarbeitern, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.