

INTENSIVIERUNG DES PROZESSES DER WÄRMEABGABE IN DEN KANÄLEN DER PLATTENFÖRMIGEN WÄRMEAUSTAUSCHAPPARATE

A. K. ANISIN and W. T. BUGLAEV

Staatliche Technische Universität Brjansk,
Brjansk, Rußland

Eingegangen: 20 Dezember, 1998

Das Problem des Schaffens der kompakten und effektvollen Wärmeaustauschapparate zu verschiedenen Zwecken ist mit verschiedenartigen Methoden der Intensivierung des Konvektionswärmeaustausches dank der Aktivierung des Übertragungsprozesses in der Grenzschicht verbunden. Die Steigerung der Wärmeeffektivität und die Verbesserung der Gewichtsmaßkennziffern der Wärmeaustauscher, und auch das Verbreiten ihres Arbeitsbereiches sind im bedeutenden Grad durch die Auswahl des rationellen Types der Wärmeaustauscheroberfläche bedingt. Neben den weitverbreiteten röhrenförmigen Oberflächen, deren Problemen der Vervollkommnung und Verwendung in den Wärmeaustauschern der Energieaggregate viele Werke gewidmet sind [1], ist die Perspektivrichtung in der Lösung dieses Problems die Verwendung der plattenförmigen Wärmeaustauschflächen, die die Strömung des Wärmeträgers durch die Profilelemente des Reliefs mit der Bildung des Abreißcharakters und der organisierten Wirbelstrukturen beeinflussen. Die plattenförmige Wärmeaustauscheroberfläche mit den zweiseitigen sphäroidischen Elementen der Schach- und Korridoraufstellung hat hohe thermohydraulische Charakteristiken und zeichnet sich durch die Vielfalt von verschiedenen Varianten der Zusammenstellung aus. Aus der Analyse der Arbeiten über Untersuchung der Profilfläche ist der Vorzug der Verwendung der Zusammenstellungen der Oberfläche mit kontaktpfeln der Elemente festgestellt (*Bild 1a, 2a*), das kann man durch die positiven konstruktiven Besonderheiten des Wärmeaustauschers und durch die hohen thermischen Kennziffern der Oberfläche erklären [2,3]. Diese Oberfläche ist eine der effektivsten Oberflächen des Netz-Fließ-Typs und hat insbesondere einen bedeutenden Vorrat an Intensivierung des Wärmeaustausches dank der rationellen Orientierung ihrer Elemente in Beziehung auf die Richtung der Strömung des Wärmeträgers [4]. Die früher durchgeführten Forschungen haben den maximalen Wert der Wärmeeffektivität der Oberfläche bei dem relativen Orientierungswinkel $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_k = 0,666$ gezeigt, der der Veränderung der Achse der Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente in Beziehung auf die Strömungsrichtung des Wärmeträgers auf Winkel $\varphi = 30^\circ$ entspricht (*Bild 1h, 2f*). Die bemerkte Steigerung der Wärmeaustauscheffektivität besteht in der

zuvorkommenden Zunahme der Wärmeabgabe im Vergleich zu der Veränderung des Widerstandes $\frac{Nu_{\varphi}}{Nu_{\varphi=0}} > \frac{\zeta_{\varphi}}{\zeta_{\varphi=0}}$, bei dem die Wechselwirkung der

Oberflächenelemente zu günstigeren hydrodynamischen Bedingungen führt, die mit dem Effekt des äußeren Querumfließens der sphäroidischen Elemente durch die Gradientenströmung des Wärmeträgers des Abreißencharakter zusammenhängt. Auf dem *Bild 3* ist die Veränderung der Wärmeabgabe und des hydrodynamischen Widerstandes als Verhältnis $\frac{Nu_{\varphi}}{Nu_{\varphi=0}}$ und $\frac{\zeta_{\varphi}}{\zeta_{\varphi=0}}$ je

nach der Größe des relativen Winkels der Orientierung der Oberfläche $\overline{\varphi} = \varphi/\varphi_k$ gezeigt, der sich von $\varphi = 0^\circ$ (das entspricht der Achse der Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente der Oberfläche in Beziehung auf die Strömungsrichtung) bis zum Winkel $\varphi_k = 45^\circ$ verändert, der der Achse der Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente der Wärmeaustauschfläche entspricht. Bei der Tiefe der Profilelemente $h = 5$ mm, dem Schritt ihrer Schachaufstellung $t_{sch} = 10$ mm und bei dem Winkel der Orientierung

$\varphi_k = 30^\circ$ ($\overline{\varphi} = 0,666$) sind die Werte wie folgt: $\frac{Nu_{\varphi=30^\circ}}{Nu_{\varphi=0^\circ}} = 1,137$ und

$\frac{\zeta_{\varphi=30^\circ}}{\zeta_{\varphi=0^\circ}} = 0,87$ bei $Re_h = 5 \cdot 10^2$; $\frac{Nu_{\varphi=30^\circ}}{Nu_{\varphi=0^\circ}} = 1,1$ und $\frac{\zeta_{\varphi=30^\circ}}{\zeta_{\varphi=0^\circ}} = 0,93$

bei $Re_h = 5 \cdot 10^3$. Auf diesem Bild ist auch der Vergleich der Wärmeabgabegröße der plattenförmigen Wärmeaustauschfläche mit den genannten geometrischen Parametern zu der Wärmeabgabegröße der glatten röhrenförmigen Oberfläche bei dem turbulenten Luftfließen im Inneren der Fläche in der

Form der Abhängigkeit dargestellt. $\frac{Nu}{Nu_{gl}} = f(\overline{\varphi})$ bei $Re = 10^4$ ($Nu_{gl} =$

$0,018Re^{0,8}$). Aus dem *Bild 3* kann man die bedeutende Steigerung der Wärmeabgabe der plattenförmigen Oberfläche mit verschiedenen Winkeln der Orientierung im Vergleich zu der Wärmeabgabegröße des glatten Kanals sehen:

$$\frac{Nu_{\varphi=0^\circ}}{Nu_{gl}} = 3,92; \quad \frac{Nu_{\varphi=15^\circ}}{Nu_{gl}} = \frac{Nu_{\varphi=30^\circ}}{Nu_{gl}} = 4,3; \quad \frac{Nu_{\varphi=45^\circ}}{Nu_{gl}} = 2,73.$$

Der bestimmte Nachteil des Wärmeaustauschapparates mit dieser Zusammenstellung ist die Gleichheit der Durchgangsschnitte der Kanäle auf beiden Seiten des Profilblattes. Diese Besonderheit erscheint scharf in den Wärmeaustauschern mit großen Aufwänden der gasförmigen Wärmeträger unter Verhältnissen der Gewichtsmaßbegrenzungen, die zu der energetischen Anlage gestellt werden.

Die Zusammenstellungen der Wärmeaustauschfläche mit verschiedenen Durchgangsschnitten für die Wärmeträger, die sich voneinander durch die physischen Eigenschaften und Drücke des Betriebsmediums unterscheiden,

Flüssigkeitsträger

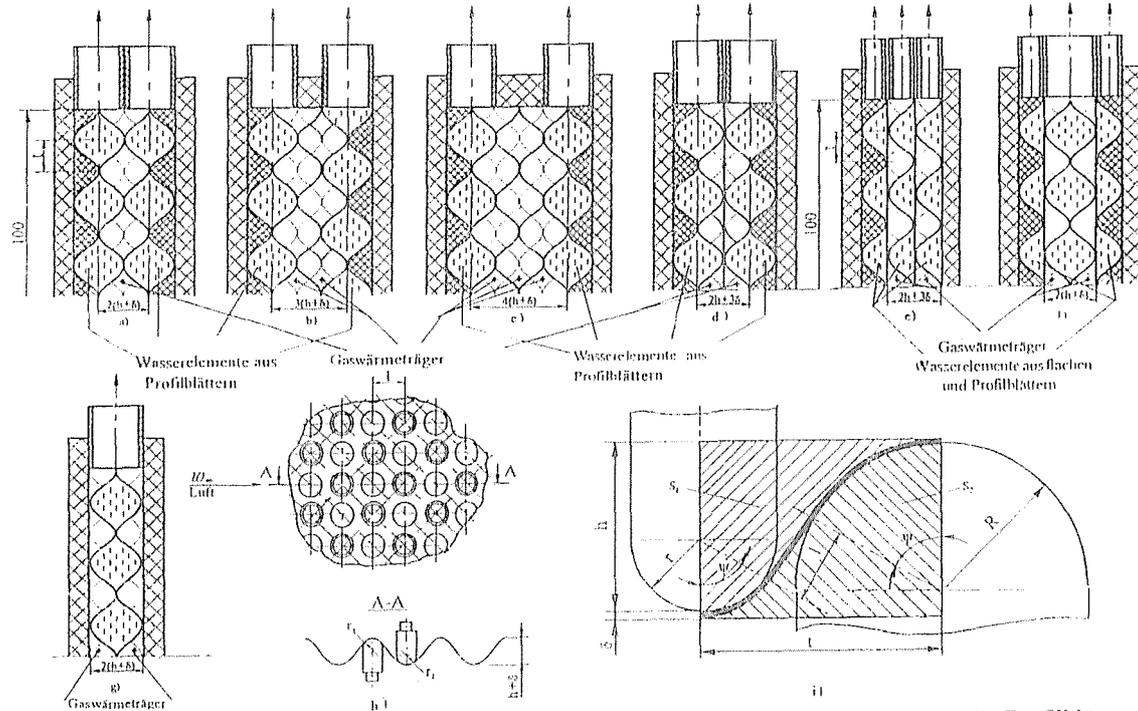


Bild 1 Verschiedene Arten der Zusammenstellung der plattenförmigen Oberfläche aus flachen und Profilblättern mit Schachtaufstellung der sphäroidischen Elemente: a - gewöhnliche Zusammenstellung mit den Zickzack-Kanälen; b - Zusammenstellung mit einem Zwischenprofilblatt; c - Zusammenstellung mit zwei Zwischenprofilblättern; d - Zusammenstellung mit einem flachen Zwischenblatt; e - Zusammenstellung als Kombination von einem flachen Blatt und einem Profilblatt; f - Zusammenstellung in der Form vom Wasserelement aus Profilblättern zwischen den platten Wärmeübertragungsflächen; g - Zusammenstellung in der Form vom Wasserelement aus Profilblättern zwischen platten Wärmeisolerungsflächen; h - Fragment eines Profilblattes; i - Schema des Schnittes des Elements der Plattenoberfläche mit verschiedenen Durchgangsschnitten

können mittels der Anwendung der Oberfläche mit Zwischenprofilblättern und der Oberfläche mit dem verschiedenartigen Ausstanzen realisiert werden.

Die Profilierung der Platten mit den stanzenden Elementen von verschiedenen Durchmessern auf Gegenseiten (verschiedenartiges Ausstanzen) läßt das Verhältnis der Durchgangsschnitte für die Nebenwärmeträger verändern. Auf dem *Bild 1i* ist das Schema des Elements der plattenförmigen Oberfläche mit verschiedenen Durchgangsschnitten dargestellt, die man mit Hilfe von stanzenden Elementen mit verschiedenen Radien der Späre R und r bekommt. Die berechneten geometrischen Verhältnisse von Durchgangsschnitten S_2/S_1 (h – Tiefe des Stanzens der sphäroidischen Elemente; t – Schritt zwischen den Elementen) und Probenstanzen der Oberfläche aus Chromnickeltitan-Stahl von der Dicke $\delta = 0,25$ mm haben gezeigt, daß es wirklich unmöglich ist, das Verhältnis $S_2/S_1 > 1,5$ zu bekommen, weil die Dehnung des Metalls die Grenzen der plastischen Deformation überschreitet. Dabei führt die übermäßige Vergrößerung der relativen Tiefe des Stanzens h/t zum Umfangszuwachs und zur Vergrößerung der Wärmeaustauscherfront bei den nicht großen Werten von S_2/S_1 , was für die Transporteinrichtungen besonders wichtig ist.

Die Verwendung der Zusammenstellungen der Oberfläche mit den Zwischenprofilblätter mit verschiedenartigen Ausstanzen führt unvermeidlich einerseits zur Senkung der Umfangscharakteristiken der Wärmeaustauscher, aber andererseits, was auch wichtig ist, läßt die Größe des Verhältnisses der Durchgangsschnitte der Nebenwärmeträger S_2/S_1 wesentlich auf das Zweifache bei einem Zwischenblatt, auf das Dreifache bei 2 Blättern steigen. Dabei vermindert sich die Härte der Matrize des Wärmeaustauschers nicht, weil die geometrischen Parameter von allen Profilplatten gleich sind und jedes sphäroidische Element nur für die Ausdehnung oder die Verdichtung arbeitet, überwindend den Innen- oder Außendruck. Die Verbindungsflächen der sphäroidischen Elemente haben keine flachen Übergangsabschnitte, was die Entstehung der biegungsspannungen und Deformationen ausschließt. Die Zwischenplatte, die eine eigenartige Abstandsverlegung ist, die die Größe des Durchgangsschnittes des Kanals zwischen den Wärmeaustauschflächen der Wasserelemente bestimmt, unterstützt die Intensität des Wärmeabgabeprozesses dank der Wirbelung des Luftstromes mittels der Profilelemente mit Schachaufstellung (wie bei der gewöhnlichen Zusammenstellung (*Bild 1a*)) und dank der Wärmeleitfähigkeit auf den Stellen der Kontakte von sphäroidischen Elementen die Funktion der Verrippung erfüllend: die dichte Rippe mit den Kontaktpunkten auf der Stelle der Berührung der Gipfeln von sphäroidischen Elementen.

Die analytische Lösung der Aufgabe der quantitativen Einschätzung des Einflusses dieser Zusammenstellung von verschiedener Funktionsrolle des Zwischenprofilblattes auf die thermodynamischen Charakteristiken ist kompliziert. Die annähernde Qualitätsschätzung des Einwirkungsgrades der Wirbelungs- und Wärmeleitungseffekte auf die Wärmeabgabe und den Widerstand kann auf die Analyse der Ergebnisse der Forschung der Zusammen-

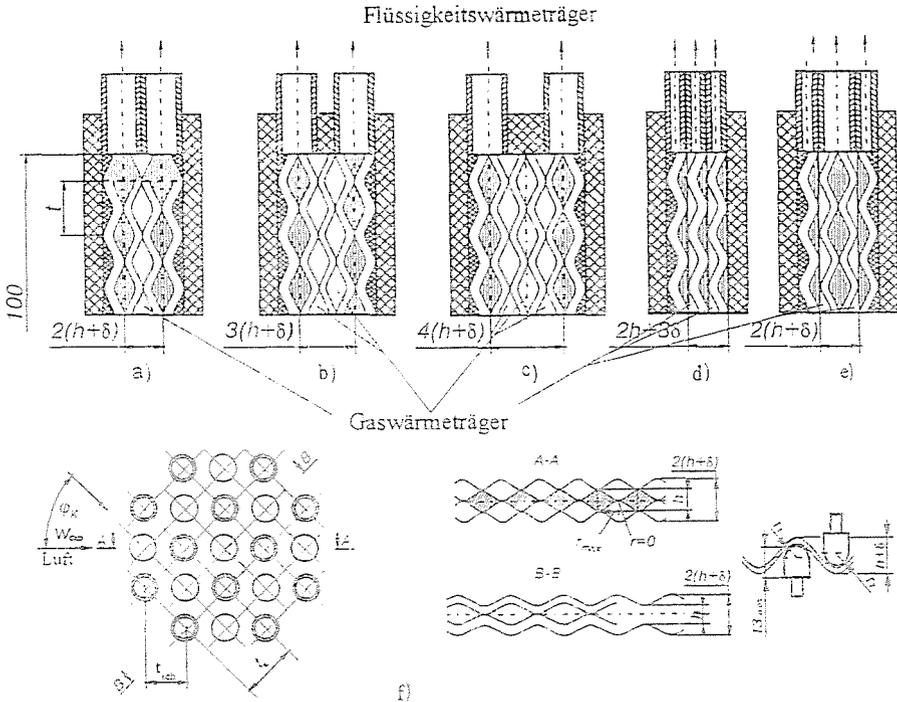


Bild 2. Verschiedene Arten der Zusammenstellung der plattenförmigen Oberfläche aus flachen und Profilblättern mit Korrodoraufstellung der sphäroidischen Elemente: *a* – gewöhnliche Zusammenstellung mit den Zweiwinkelkanälen; *b* – Zusammenstellung der Oberfläche mit einem Zwischenprofilblatt; *c* – Zusammenstellung mit zwei Zwischenprofilblättern; *d* – Zusammenstellung der Oberfläche als Kombination der flachen und Profilblätter; *e* – Zusammenstellung der Oberfläche in der Form vom Wasserelement aus Profilblättern zwischen flachen Wärmeübertragungsf lächen; *f* – Fragment eines Profloberfläche

stellung der Oberfläche mit dem flachen Zwischenblatt, das sich zwischen den Wasserelementen befindet, reduziert werden (*Bild 1d*). Das flache Zwischenblatt, wie das Profilblatt, ist mit den Gipfeln der sphäroidischen Vorsprünge der Wasserelemente im Kontakt, und erfüllt die Funktion der dichten flachen Rippe. Vorausgesetzt, daß das flache Zwischenblatt zu der Zuschlußwirbelung der Strömung des Wärmeträgers im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung der Oberfläche nicht beiträgt und die Strömung laminiert, kann man den Einfluß des Wirbelungseffekts des flachen Zwischenblattes auf die Veränderung des Wärmeabgabekoeffizienten ausschließen. Die mögliche Veränderung der Wärmeabgabegröße kann man nur mit der Entstehung des Verrippungseffekts des Zwischenblattes verbinden, im be-

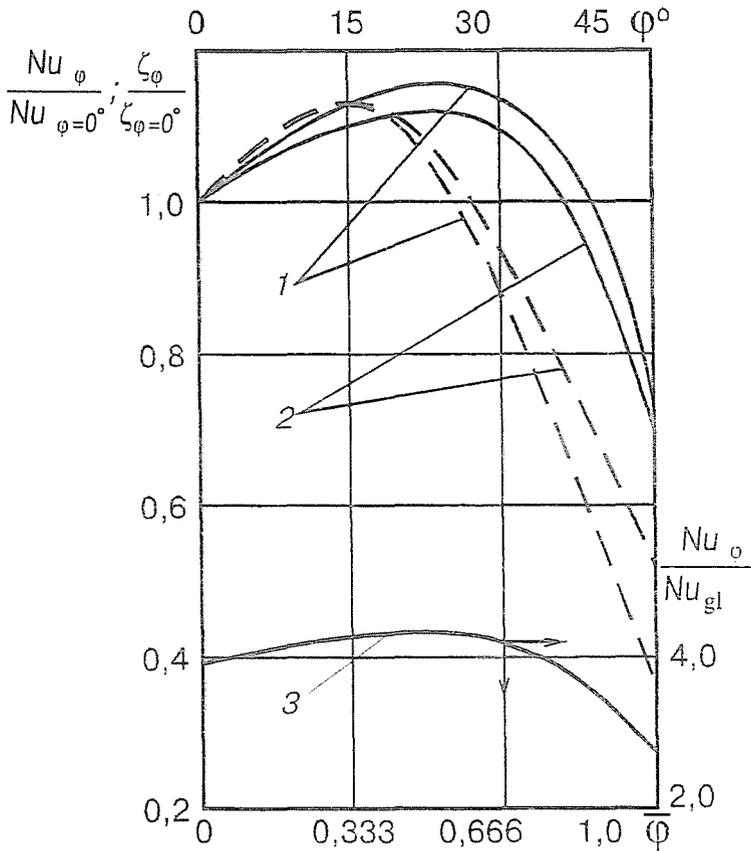


Bild 3. Die Einwirkung des Orientierungswinkels der Wärmeaustauschfläche φ auf die relative Veränderung der Wärmeabgabegröße $Nu_\varphi / Nu_{\varphi=0^\circ}$ (—) und des Wirkungsgrades des hydraulischen Widerstandes $\zeta_\varphi / \zeta_{\varphi=0^\circ}$ (---) bei $h = 5 \text{ mm}$ und $t_{\varphi=0^\circ} = 10 \text{ mm}$; 1 - $Re_h = 5 \cdot 10^2$; 2 - $Re_h = 5 \cdot 10^3$; 3 - $Nu_\varphi / Nu_{gl} = f(\varphi)$ bei $Re_d = 10^4$.

stimmten Grundriß kann man nur mit dem Verrippungseffekt des Zwischenprofilblattes, also mit entsprechender Bedeutung der Wärmeabgabegröße der Zusammenstellung der Oberfläche vergleichen, was auf dem Bild 1b dargestellt ist.

Diese Überlegungen dienen als Grundlage der Erforschung noch einer realen Oberflächenzusammenstellung in der Form der Elemente, die aus der Profilplatte und der glatten Platte derselben Dicke bestehen (Bild 1e). Die Zweckmäßigkeit der Verwendung dieser Zusammenstellung bestimmen die Vergrößerung der Kompaktheit der Matrize des Wärmeaustauschers, die Verminderung der Aufwände für die Herstellung und vermutlich die hohe

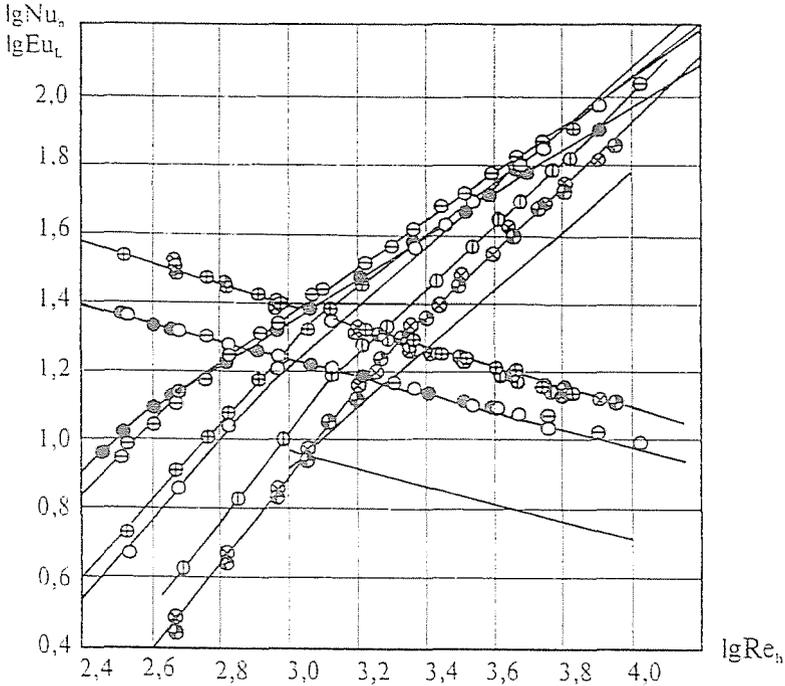


Bild 4. Die Versuchsdaten von der Wärmeabgabe und dem Widerstand der untersuchten Wärmeaustauscher (○ - 1; □ - 2; ● - 3; ⊕ - 4; ⊗ - 5; ⊙ - 6; ⊕ - 7; 1...7 - die Versuchswärmeaustauscher in der Tabelle 3; — - auf den overallgemeinerten Abhängigkeiten der Wärmeabgabe und des Widerstandes [2])

Stufe der Wärmeabgabe auf den flachen Platten dank dem Wirbelungseinfluß des Zwischenblattes auf die Wärmeträgerströmung der Profilelemente der Oberfläche voraus. Zur Qualitätsschätzung der Richtigkeit der thermo-aerodynamischen Charakteristiken der kombinierten Oberfläche war der Versuch der Wärmeaustauscher durchgeführt, in einer Variante in der Form des Wasserelements aus Profilblättern, das dicht zwischen den glatten Seitenwärmeübergangsflächen aufgelegt ist und die Umformung der kombinierten Zusammenstellung aus flachen und Profilwärmeübergangsplatten ist, in einer anderen Variante in der Form desselben Wasserelements, das dicht (ohne Deformation) zwischen den thermoisolierten glatten Seitenflächen aus Textolit von der Dichte 15 mm aufgestellt ist. Dabei sind die geometrischen Größen des Durchgangsschnittes auf der Luftseite und der Charakter der Strömung in genannten Varianten gleich (Bild 1e,f,g).

Die gleichartige Untersuchung der Zusammenstellungen der plattenförmigen Wärmeaustauschfläche aus flachen und Profilblättern mit Korri-

doraufstellung der sphäroidischen Elemente ist von Interesse sowohl vom Stadtpunkt der praktischen Verwendung als auch für den Vergleich der thermo-aerodynamischen Charakteristiken der plattenförmigen Oberfläche mit klassischen Varianten der Aufstellung ihrer Elemente: die Schach- und Korridoraufstellung.

Analysierend die Form des Durchgangsschnittes der Oberfläche mit Korridoraufstellung der Profilelemente (*Bild 2f*) muß man die grundsätzliche Abweichung von dem entsprechenden Schnitt der Elemente der Oberfläche mit Schachaufstellung der Ausstanzen unterstreichen: bei dem Fehlen der quer umfließenden sphäroidischen Elemente mit dem Kontaktpunkt, die röhrenförmige Oberfläche mit dem nach der Höhe ändernden Radius der Erzeugenden (im Kontrapunkt $r = 0$), stellt der Durchgangsschnitt der Oberfläche mit der Korridoraufstellung der Elemente die Zweiwinkelkanäle des Blendetyps zwischen zwei im Kontakt stehenden sphäroidischen Elementen dar, die sich periodisch in der Richtung der Strömung in den Grenzen des Schrittes ihrer Aufstellung $t_k = t_{sch}\sqrt{2}$ (*Bild 2f*) ausdehnen.

Die Strömung des Wärmeträgers in den Kanälen, die mit Paaren von Profilblättern mit Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente gebildet sind, ist geradliniger und hat kein solches intensives Vermischen, wie in den Kanälen der Oberfläche mit Schachelementen; die Stirn- und Heckzonen der sphäroidischen Elemente sind praktisch in der längsläufigen Richtung durch die verbindenden Blendedämme (quere Zweiwinkelkanäle) abgeschirmt. Die Blendenzweiwinkelkanäle, durch die die Strömung des Wärmeträgers läuft, periodisch ausdehnend in der vertikalen Fläche des Schnittes von der Höhe $2h$ und verengend bis h in der Fläche des Zweiwinkelkanals auf der Länge des Schrittes t_k , bilden die Abreißzonen im Raum zwischen ihnen, die die Hauptquellen der Intensivierung des Wärmeaustausches dank dem Wachsen der Wirbelung der Strömung sind.

Die in [2,3] herbeigeführten Ergebnisse der Untersuchungen der gewöhnlichen Zusammenstellungen dieser Oberfläche in der Form von Kriteriumsgleichungen der Wärmeabgabe und des hydrodynamischen Widerstandes zeigen herabgesenkte Effektivität der Oberfläche mit der Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente im Vergleich zu der plattenförmigen Oberfläche, die die Schachaufstellung der Elemente hat.

Zwecks über Bestimmung der thermo-aerodynamischen Charakteristiken und der Besprechung der Möglichkeit der Verwendung der Zusammenstellungen solcher Art in den Wärmeaustauschern war die Untersuchung der Versuchswärmeaustauscher mit den verschiedenen Varianten der Aufstellung der flachen und Profilblätter mit Schach- und Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente von der Tiefe $h = 5,2$ mm und von dem Schritt ihrer Reihenfolge $t_{sch} = 10$ mm ($t_k = t_{sch}\sqrt{2}$) durchgeführt. Der Plattenstoff ist Chromnickeltitan-Stahl von der Dicke $\delta = 0,25$ mm. Der Radius der Sphäre der stanzenden Elemente ist $r_1 = r_2 = 4$ mm. Die Fläche der Projektion des Profilverteiles der Platte machte (100×210) mm² aus. Als

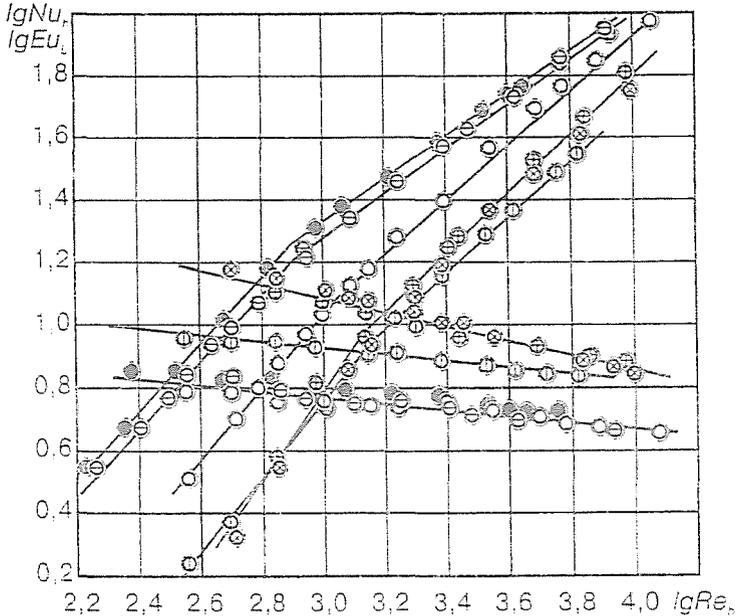


Bild 5. Die Versuchsdaten von der Wärmeabgabe und dem Widerstand der untersuchten Wärmeaustauscher (○ - 1; ⊖ - 2; ● - 3; ⊕ - 4; ⊗ - 5; ⊙ - 6) 1...6 - Versuchswärmeaustauscher in der Tabelle 4;

Wärmeträger wurde Luft verwendet. In der Tabelle 1 und auf dem Bild 1 sind die hauptgeometrischen Charakteristiken der untersuchten Varianten der Wärmeaustauschfläche mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente dargestellt, in der Tabelle 2 und auf dem Bild 2 - mit der Korridorstellung der Elemente. Die konstruktiven und technologischen Besonderheiten der Fertigung der plattenförmigen Oberfläche und der Versuchswärmeaustauscher, die Beschreibung der experimentellen Anlage in der Form eines aerodynamischen Rohres des getrennten Typs, das auf Einsaugen arbeitet, und auch die Methodik der Untersuchung der plattenförmigen Wärmeaustauschfläche mit den sphäroidischen Ausstanzen sind in [2,3] dargestellt.

Die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen der Durchschnittsgröße der Wärmeabgabe und des aerodynamischen Widerstandes des Versuchsmodells der Zusammenstellungen der Wärmeaustauschfläche mit Schach- und Korridorstellung der Profilelemente sind auf den Bildern 4 und 5 in Form der Abhängigkeiten $Nu_h = f(Re_h)$ und $Eu_L = f'(Re_h)$ und in den Tabellen 3 und 4 in Form der Koeffizienten und Kennziffern des

Tabelle 1. Geometrische Charakteristiken der untersuchten Varianten der Wärmeaustauschfläche mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente

Parameter	Zusammenstellung der Wärmeaustauschfläche						
	gewöhnliche aus Profilblättern	mit einem Zwischenprofilblatt	mit zwei Zwischenprofilblättern	mit einem flachen Zwischenblatt	kombinierte aus flachen und Profilblättern	in der Form des Wasserelements zwischen flachen Wärmeübertragungsflächen	in der Form des Wasserelements zwischen flachen wärmeisolierenden Oberflächen
	a	b	c	d	e	f	g
Nummer des Versuchswärmeaustauschers	1	2	3	4	5	6	7
Tiefe des Stanzens h , mm	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2
Schritt der sphäroidischen Vorsprünge-Hohlungen t_{sch} , mm	10	10	10	10	10	10	10
Kompaktheitsgrad der Oberfläche, f , m^2/m^3 ($\delta = 0$)	192	128	96	192	384	384	384

Grades der Gleichungen in den Kriterien $Nu_h = aRe_h^n$ und $Eu_L = bRe_h^{-m}$ dargestellt, wo $Nu = \frac{dh}{\lambda}$; $Re = \frac{wh}{\nu}$; $Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$.

Bei der Bearbeitung der Versuchsdaten wurde die Durchschnittstemperatur der Luftströmung t_f für die bestimmende Temperatur angenommen,

für das bestimmende Ausmaß – die Tiefe des Ausstanzens der sphäroidischen Elemente h , für die bestimmende Geschwindigkeit – die Durchschnittsgeschwindigkeit im Querschnitt des Luftkanals w .

Die Temperatur der Wand t_w war gleich mit der Durchschnittstemperatur des heißen Wassers in den Wasserelementen der Matrize in Anbetracht des unbedeutenden thermischen Widerstandes der Wand und auch des thermischen Widerstandes der Wasserseite. Bei der Bestimmung des Wärmeabgabegrades hat man, laut der angenommenen Methodik, die Vergrößerung der Wärmeübertragungsoberfläche dank der Deformation des Stoffes bei dem Profilieren nicht berücksichtigt, das heißt die Dichte der Wärmeströmung wurde nach der Fläche der Projektion der Platte berechnet.

Aus dem *Bild 4*, das die Ergebnisse der Untersuchungen der Zusammenstellungen der Oberfläche mit Schachaufstellung der Profilelemente darstellt, folgt, dass die Größe der zu der Wärmeübertragungsoberfläche herbeigeführten Wärmeabgabe höher ist als bei der gewöhnlichen Zusammenstellung – bei den Zahlen $Re < 7500$ für die Zusammenstellung der Oberfläche mit einem Zwischenprofilblatt und bei den Zahlen $Re < 3350$ für die Zusammenstellung der Oberfläche mit zwei Zwischenprofilblättern. Solch einen Charakter hat die Größe der Wärmeabgabe für die Zusammenstellung mit flachem Profilblatt (*Bild 1d*), hat aber ein wenig kleinere Bedeutung als für die Oberfläche mit einem Zwischenprofilblatt. Während die Veränderung der Wärmeabgabegröße für die Oberfläche mit den Zwischenprofilblättern im Bereich der nicht großen Reynolds-Zahlen besonders bedeutend ist, ist das gewöhnlich für die Verrippungsoberflächen des Wärmeaustausches kennzeichnend. Die Tatsache der Steigerung der Größe der Wärmeabgabe in den Zusammenstellungen mit flachen Zwischenblättern und Profilblättern, die den bestimmten thermischen Kontakt mit den Gipfeln der sphäroidischen Vorsprünge der Wasserelemente zusichern, demonstriert die funktionelle Rolle der ununterbrochenen flachen und Profilrippe in dem möglichst komplizierteren Mechanismus der Einwirkung auf die Strömung des Wärmeträgers. Die Zwischenprofilplatten sorgen für den hohen Grad der Wirbelung der Strömung und des Bruchpunktes der Abhängigkeiten $Nu = f(Re)$, die die Grenze des Übergangs zum turbulenten Betrieb der Bewegungen charakterisieren, entsprechen den niedrigeren Bewegungen von Reynolds-Zahlen im Vergleich zu der gewöhnlichen Zusammenstellung. Die Größe des aerodynamischen Widerstandes für die Zusammenstellung aus Profilblättern (*Bilder 1a, b, c*) ist gleich, weil sich die Durchgangsschnitte und der Charakter des Fließens der Luftströmung in den Profilblättern nicht unterscheiden (Abhängigkeit $Eu_L = f'(Re)$ die gemeinsame) (*Bild 4*).

Für die Oberfläche mit dem flachen Zwischenblatt (*Bild 1d*) ist die bedeutende Steigerung des Widerstandes charakteristisch: die platte Oberfläche des Blattes vermehrt die Größe des Reibungswiderstandes, verändert die Strömungs-

Tabelle 2. Geometrische Charakteristiken der untersuchten Varianten der Wärmeaustauschflächen mit Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente

Parameter	Zusammenstellung der Wärmeaustauschfläche					
	gewöhnliche aus Profilblättern	mit einem Zwischenprofilblatt	mit zwei Zwischenprofilblättern	kombinierte aus flachen und Profilblättern	in der Form des Wasserelements zwischen flachen Wärmeübertragungsflächen	in der Form des Wasserelements zwischen flachen wärmeisolierenden Oberflächen
	a	b	c	d	e	f
N2ummer des Versuchswärmeaustauschers	1	2	3	4	5	6
Tiefe des Stanzens h , mm	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	2,5
Schritt der sphäroidischen Elemente Vorsprünge-Hohlungen $t_k = t_{sch}\sqrt{2}$, mm	$10\sqrt{2}$	$10\sqrt{2}$	$10\sqrt{2}$	$10\sqrt{2}$	$10\sqrt{2}$	$10\sqrt{2}$
Kompaktheitsgrad der Oberfläche, f , m^2/m^3 ($\delta = 0$)	192	128	96	384	384	400

struktur, was den späteren Übergang zum turbulenten Bewegungsbetrieb der Luftströmung fördert und den Bruchpunkt der Abhängigkeit $Nu = f(Re)$ in Richtung der Vergrößerung von Reynolds-Zahlen im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung der Oberfläche rückt. Die Abhängigkeit $Eu_L = f'(Re)$ ist ein wenig höher angeordnet als bei Zusammenstellungen

Tabelle 3. Koeffizienten und Kennziffern des Grades der Gleichungen in Kriterien der Wärmeabgabe und des Widerstandes der Zusammenstellungen der Wärmeaustauschfläche mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente

Nummer des Versuchswärmeaustauschers	Wärmeabgabe		Widerstand		Veränderungsbereich von Reynolds-Zahlen $Re_1 \dots Re_{kr}$, $Re_{kr} \dots Re_2$
	a	n	b	m	
1	0,0061	1,15	95	0,25	300...820
	0,0386	0,875			820...10000
2	0,021	1,05	95	0,25	158...493
	0,184	0,7			493...10000
3	0,0426	0,95	95	0,25	158...368
	0,282	0,63			368...10000
4	0,0066	1,15	195	0,3	224...1191
	0,1122	0,95			1191...10000
5	0,0014	1,25	195	0,3	398...1908
	0,135	0,95			1908...10000
6	0,0014	1,25	195	0,3	398...1908
	0,164	0,95			1908...10000
7	0,0018	1,25	195	0,3	398...1580
	0,184	0,7			1580...10000

aus den Profilblättern.

Auf dem *Bild 4* sind auch die Versuchsdaten von der Wärmeabgabe und dem aerodynamischen Widerstand der kombinierten Oberfläche und ihrer Modifikation dargestellt (*Bild 1e,f*). Aus dem *Bild 4* ist es klar, dass die thermodynamischen Charakteristiken der genannten Varianten gleich sind. Das bestätigt das qualitative Bild der experimentellen Untersuchung der kombinierten Oberfläche. Im Vergleich zu der gewöhnlichen Zusammenstellung ist die Wärmeabgabe dieser Oberfläche niedriger und der Widerstand höher und die Größe des Widerstandes der Oberfläche ist mit dem flachen Zwischenblatt gleich (*Bild 1d*).

Die Aufstellung der flachen und Profilblätter in den Zusammenstellungen der Oberfläche "d", "e", "f" sichert die gleichen Durchgangsschnitte

Tabelle 4. Koeffizienten und Kennziffern des Grades der Gleichungen in Kriterien der Wärmeabgabe und des Widerstandes der Zusammenstellungen der Wärmeaustauschfläche mit der Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente

Nummer des Modells des Wärmeaustausch- schers	Wärmeabgabe		Widerstand		Veränderungsbereich von Reynolds-Zahlen
	a	n	b	m	$Re_1 \dots Re_{kr}$ $Re_{kr} \dots Re_2$
1	0,00445	1,13	11,75	0,1	300...1160
	0,0269	0,875			1160...12600
2	0,0148	1,05	11,75	0,1	158...762
	0,151	0,7			762...10000
3	0,0166	1,05	11,75	0,1	158...803
	0,2108	0,67			803...10000
4	0,000647	1,33	59,43	0,23	398...1346 b
	0,01	0,95			1346...10000
5	0,000647	1,33	59,43	0,23	398...1346
	0,01	0,95			1346...10000
6	0,00232	1,13	16,98	0,1	300...1850
	0,0158	0,875			1850...10000

der Luftkanäle und die gleiche Struktur der Strömung zu. Darum ist die Kriteriumsabhängigkeit $Eu_L = f'(Re)$ für die aufgezählten Varianten der Oberfläche gleich. Die Größe der Wärmeabgabe in der komplizierten Funktion hängt davon ab, ob das flache Blatt in den Zusammenstellungen die Wärmeübertragungsfläche oder die Zwischenrippe ist. Die wesentliche Verminderung der Wärmeabgabegröße der kombinierten Oberfläche ist vielleicht mit dem verschiedenen Mechanismus der Wärmeabgabe auf der platten und Profilloberfläche der Wasserelemente und mit bder bestimmten Herabsetzung der Wirbelungsstufe der Strömung im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung verbunden, was durch den intensivsten Prozeß der Wärmeabgabe auf der Profilloberfläche des Wasserelements, das zwischen den ther-moisolierenden flachen Wänden aufgestellt ist, bestätigt wird. Die Abhängigkeit $Nu = f(Re)$ für die Zusammenstellung "g" ist ein wenig höher als für die "e", "f" (aber niedriger als für die Zusammenstellung "a"), und die Größe des Widerstandes der Zusammenstellungen "e" und "f" ist gleich. Nur bei der Vergrößerung der Geschwindigkeit der Luftströmung und bei

dem Wachsen der Reynolds-Zahlen steigert sich die Intensität der Wärmeabgabe der kombinierten Oberfläche, und die Abhängigkeiten $Nu = f(Re)$ für die Zusammenstellung der Oberfläche "a" und "e" nähern sich (*Bild 4*).

Die Charakteristiken der Oberfläche mit der gewöhnlichen Zusammenstellung, die in (2) als verallgemeinerte Kriteriumsgleichungen der Wärmeabgabe und des Widerstandes sind, hängen hauptsächlich von der relativen Tiefe des Stanzens h/t ab. Bei dem unveränderlichen Schritt der Aufstellung der sphäroidischen Ausstanzen wird die Effektivität der Oberfläche durch die Tiefe h bestimmt. Der Kompaktheitsgrad dieser Zusammenstellung ist $f = \frac{1}{h+\delta}$. Da die Zusammenstellung aus der kombinierten Oberfläche zweimal so großen Kompaktheitsgrad $f = \frac{2}{h+\delta}$ hat, erscheint die Zweckmäßigkeit des Vergleiches der ther-mohydraulischen Charakteristiken von der gewöhnlichen und kombinierten Oberfläche mit den gleichen Kompaktheitsgraden.

In diesem Zusammenhang sind auf dem *Bild 4* mit kontinuierlichen Linien die Wärmeabgabe- und Widerstandsfunktionen der Oberfläche mit der gewöhnlichen Zusammenstellung der Profilplatten mit einer Stanzentiefe $h = 2,6$ mm dargestellt, die die Bedeutung des Kompaktheitsgrades, als auch für die kombinierte Oberfläche, die Bedeutung ist $f = 384\text{m}^2/\text{m}^3$ versorgt. Die Wärmeabgabe und der Widerstand dieser Oberfläche, die man auf der Basis von den verallgemeinerten Abhängigkeiten [2] bekommen hat, sind im Durchschnitt um 1,25 und 2,5 weniger als die entsprechenden Charakteristiken der kombinierten Oberfläche mit der Stanzentiefe des Profilblattes $h = 5,2$ mm.

Auf dem *Bild 5* sind die Ergebnisse der Untersuchung der Zusammenstellungen der Oberfläche mit Korridoraufstellung der Profilelemente gezeigt. Aus dem *Bild 5* ist es klar, daß im ganzen Bereich der Veränderung der Reynolds-Zahlen $Re_h = 158 \dots 12600$ die Wärmeabgabe der Zusammenstellung mit Zwischenprofilblättern, die zur Wärmeübertragungsoberfläche gebracht ist, höher ist als für die Oberfläche mit der gewöhnlichen Zusammenstellung. Dabei sind die Abhängigkeiten $Nu = f(Re)$ der Zusammenstellungen mit einem oder mit zwei Zwischenblättern (*Bild 2b,c*) nach den Bedeutungen der Größen der Zahlen Nu nah, aber haben ein wenig verschiedenen Neigungswinkel, der die Kennziffer des Grades n der Kriteriumsgleichungen der Wärmeabgabe im Intervall der Zahlen $Re > Re_{kr}$ (*Tabelle 4*) bestimmt. Mit der Vergrößerung der Geschwindigkeit der Strömung und mit dem Wachsen der Zahlen Re der Abhängigkeit $Nu = f(Re)$ für die Zusammenstellungen nähern sich die Oberflächen "a", "b" und "c". Für des Intervall von $Re < Re_{kr}$ ist die Steigerung der Wärmeabgabe der Zusammenstellung mit den Zwischenblättern besonders merklich, das war auch für die entsprechenden Profloberflächen mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente bestimmt (*Bild 4*).

Die merkliche Vergrößerung der Wärmeabgabe bei der Oberfläche mit Zwischenblättern (im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung (*Bild 2a*)) und mit der Korridoraufstellung der Elemente kann man zum

Teil durch die Steigerung der Effektivität der Wärmeübertragung dank der Wärmeleitfähigkeit in den Kontaktstellen der sphäroidischen Elemente erklären. In dieser Reihe der Versuche, im Vergleich zu der vorigen, ging der Herstellung der Profilplatten das Voreinschleifen der sphäroidischen stanzenenden Elemente (der Stiften) des Stempels und der Matrize (im Sammeln) zwecks Ausschließung der teilweisen Abweichung ihrer Höhe vom dem kontruktiven Ausmaß mit strengen Toleranzen für die Bearbeitung (*Bild 2f*) voran. Der genannte Umstand war der Grund für die Erscheinung der flachgeneigten Abschnitte auf den Gipfeln der einzelnen sphäroidischen Elemente der Platten (die man unter tüchtiger visueller Kontrolle fixiert) mit größerer Fläche und Dichtheit der Kontakte der Nebenplatten des arbeitenden Wärmeaustauschers, die auf die Größe des thermischen Widerstandes einwirken. Wie es aus den literarischen Quellen folgt, wirkt die Sicherheit des thermischen Kontakts von Elementen der Verrippung mit der Tragfläche auf die Größe des Wirkungsgrades der Wärmeabgabe auch für die Verrippungsoberflächen des Wärmeaustausches wesentlich ein. Es ist doch nicht ausgeschlossen, dass die Form der Durchgangsschnitte der Kanäle auf die Intensität des Prozesses die Wärmeabgabe der experimentellen Zusammenstellungen "b" und "c" in bestimmtem Maß einwirkt.

Die Zwischenprofilplatten unterstützen die intensive Wirbelung der Strömung, was die Bedeutung der kriterischen Zahlen Re_{kr} im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung herabsetzt. Die Größe des xerodynamischen Widerstandes für die Zusammenstellung aus Profilblättern (*Bilder 2a, b, c*) ist praktisch gleich, da sich die Durchgangsschnitte und der Strömungscharakter des Luftstroms in ihnen nicht unterscheiden; die Abhängigkeit $Eu_L = f'(Re)$ ist für sie gleich (*Bild 5*).

Die auch auf dem *Bild 5* dargestellten experimentellen thermodynamischen Charakteristiken der kombinierten Oberfläche und ihre Modifikationen (*Bild 2d, e*) sind gleich (*Tabelle 4, Variante 4,5*). Die Wärmeabgabe dieser Oberfläche ist niedriger, und der Widerstand ist im Vergleich zu den Charakteristiken der gewöhnlichen Zusammenstellung höher (*Bild 2a*). Die Herabsetzung der Wärmeabgabe der kombinierten Oberfläche aus flachen und Profilblättern mit Korridorausstanzen, wie im vorigen Mal (*Bild 1e; Tabelle 3, Variante 5*), kann man mit den verschiedenen Mechanismen der Wärmeabgabe auf der platten und Profilfläche der Wasserelemente und mit der bestimmten Herabsetzung der Stufe der Wirbelung der Strömung im Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung verbinden. Mit dem Wachsen der Reynolds-Zahlen erhöht sich die Intensität der Wärmeabgabe und darum nähern sich die Abhängigkeiten $Nu = f(Re)$ für die Zusammenstellung "a" und "d". Die Vergrößerung des Widerstandes der kombinierten Oberfläche ist mit Erhöhung der Größe des Widerstandes der Reibung der Strömung auf der platten Oberfläche der Wasserelemente und mit der Veränderung seiner Struktur verbunden, was den Übergang zum turbulenten Betrieb der Bewegung der Luftströmung zuzieht und den Bruchpunkt der Abhängigkeiten $Nu = f(Re)$ rückt, die Bedeutung der kritischen Zahl $Re_{kr} = 1346$ im

Vergleich zur gewöhnlichen Zusammenstellung der Oberfläche vergrößernd. Die Abhängigkeit $Eu_L = f'(Re)$ befindet sich höher als für die Zusammenstellung aus Profilblättern.

Wie es in der vorigen Reihe von Versuchen war, sind für den Vergleich der ther-mohydraulischen Charakteristiken der Zusammenstellungen der kombinierten Oberfläche und der gewöhnlichen aus den Profilblättern mit gleichen Kompaktheitsgraden die Versuchsdaten von der Wärmeabgabe und dem Widerstand der Profiloberfläche (6) mit Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente für die Stanzentiefe $h = 2,5$ mm (*Bild 2a, Tabelle 4*) dargestellt, die die Größe des Wirkungsgrades der Kompaktheit $f = 400\text{m}^2/\text{m}^3$ hat, der der Größe des Kompaktheitsgrades der kombinierten Oberfläche $f = 384\text{m}^2/\text{m}^3$ mit Stanzentiefe des Profilblattes $h = 5,2$ mm nah ist. Die Größe der Wärmeabgabe der Oberfläche (6) ist der Größe der kombinierten Oberfläche (4) nah, der Widerstand ist bedeutend niedriger (*Bild 5*).

Die Analyse der Ergebnisse der Untersuchung der Wärmeabgabe der Zusammenstellung der Oberfläche mit Schach- und Korridoraufstellung der Elemente zeigt, daß der Übergang zum turbulenten Betrieb der Bewegung der Wärmeträgerströmung für die Zusammenstellung der Oberfläche mit Schachaufstellung der Elemente bei niedrigeren kritischen Zahlen von Reynolds im Vergleich zu den entsprechenden Zusammenstellungen mit Korridoraufstellung der Profilelemente $Re_{kr\ sch} < Re_{kr\ k}$ (*Tabelle 3, 4*) entsteht. Dieser Umstand bestätigt noch einmal den erhöhten Wirbelungseffekt des queren Umfließens von der Strömung der Schachaufstellung der Elemente der konvektiven Oberflächen.

Auf den *Bildern 6* und *7* sind die Ergebnisse der Untersuchungen der verschiedenen Zusammenstellungen der Oberfläche als komplexe thermische und volumetrische Charakteristiken $\frac{Q}{N\Delta t} = \alpha = f = \varphi\left(\frac{Q}{N\Delta t}\right)$ [5] (die Nummer der Charakteristiken entsprechen den *Tabellen 3* und *4*) dargestellt. Aus dem *Bild 6* (Die Schachaufstellung der Elemente der Profiloberfläche) ist es klar, dass bei den gleichen Wärmearbeiten von der Leistungseinheit, die für die Umstellung des Wärmeträgers $\left(\frac{Q}{f\Delta t} = idem\right)$ aufgewandt ist, die Effektivität der Wärmeabgabe der Oberfläche mit einem Zwischenprofilblatt um 1,25 höher ist als bei der Oberfläche mit der gewöhnlichen Zusammenstellung, für die Oberfläche mit zwei Zwischenprofilblättern ist um 1,07 mehr unter der Größe der energetischen Kennziffer $\frac{Q}{N\Delta t} = 1,0 \frac{1}{Grad}$, unter $\frac{Q}{N\Delta t} = 10,0 \frac{1}{Grad}$ ist die Effektivität der Wärmeabgabe der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung um 1,07 höher als die Effektivität der Oberfläche mit einem Zwischenprofilblatt, und die der Oberfläche mit zwei Zwischenblättern ist um 1,38 mehr.

Im Bereich der kleinen Reynolds-Zahlen, unter der Größe $\frac{Q}{N\Delta t} = 40 \frac{1}{Grad}$, übertrifft die Effektivität der Oberfläche mit einem Zwischenblatt die gewöhnliche Zusammenstellung um 1,9, und die Effektivität der Oberfläche mit zwei Blättern um 1,77.

Die Oberfläche mit einem flachen Zwischenblatt hat Thermokennziffern, die den Kennziffern der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung nachstehen. Nur im Intervall $\frac{Q}{N\Delta t} = 1,6 \dots, 10 \frac{1}{\text{Grad}}$, übertrifft diese Oberfläche die Kennziffern der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung im Durchschnitt um 3%.

Aus dem *Bild 6* folgt es, dass die Thermokennziffern der gewöhnlichen Zusammenstellung die Kennziffern der kombinierten Oberfläche (*Bild 1e*) im Durchschnitt bis 50% übersteigern. In den volumetrischen Kennziffern übertrifft die kombinierte Oberfläche, die den hohen Kompaktheitsgrad hat, die Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung unter der Veränderung der Größe $\frac{Q}{N\Delta t}$ von $2,8 \frac{1}{\text{Grad}}$ bis $0,25 \frac{1}{\text{Grad}}$ im Durchschnitt um 30%.

Auf dem *Bild 6* ist die Wärmeeffektivität der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung aus Profilblättern mit der Tiefe des Stanzens $h = 2,6$ mm der gleichkompakten kombinierten experimentellen Oberfläche, gezeigt (*Bild 1e*). Aus dem *Bild 6* folgt es, daß die kombinierte Oberfläche unbedeutend (im Durchschnitt um 7%) der Oberfläche aus Profilblättern nachsteht. Dieser Umstand läßt in den konstruktiven Entscheidungen der plattenförmigen Wärmeaustauscher die Zusammenstellung solcher Art realisieren.

Aus dem *Bild 7* (Korridoraufstellung der Oberflächen-elemente) ist es klar, dass die Effektivität der Wärmeabgabe der Oberfläche mit Zwischenblättern (praktisch gleiche Charakteristiken für die Zusammenstellungen mit einem und zwei Blättern) um 1,2 höher ist als bei der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung, im Durchschnitt im Intervall $\frac{Q}{N\Delta t} = 1,6 \dots 0,5 \frac{1}{\text{Grad}}$; so, unter $\frac{Q}{N\Delta t} = 10,0 \frac{1}{\text{Grad}}$ ist die Effektivität der Wärmeabgabe der Oberfläche mit Zwischenblättern um 1,4 höher als die Effektivität der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung und unter $\frac{Q}{N\Delta t} = 1,0 \frac{1}{\text{Grad}}$ um 1,09 mehr.

Bei $\frac{Q}{N\Delta t} < 0,5 \frac{1}{\text{Grad}}$ ist die gewöhnliche Zusammenstellung wirkungsvoller als die Zusammenstellungen mit Zwischenblättern.

Die Wärmekennziffern der kombinierten Oberfläche sind durchschnittlich um 50% niedriger als die Kennziffern der Oberfläche mit gewöhnlicher Zusammenstellung, die volumetrischen übersteigen die Kennziffern der gewöhnlichen Zusammenstellung unter der Veränderung der Größe $\frac{Q}{N\Delta t}$ von $8,0 \frac{1}{\text{Grad}}$ bis $0,25 \frac{1}{\text{Grad}}$ im Durchschnitt um 20%. Auf dem *Bild 7* ist die Wärmeeffektivität der Oberfläche mit der gewöhnlichen Zusammenstellung aus Profilblättern mit der Stanztiefe $h = 2,5$ mm (*6, Tabelle 2*) gezeigt, die die nahe Bedeutung des Kompaktheitsgrades mit der kombinierten Oberfläche (4) unter $h = 5,2$ mm hat. Daraus folgt, dass die kombinierte Oberfläche die Kennziffern unter der Veränderung der Größe $\frac{Q}{N\Delta t}$ von $10,0 \frac{1}{\text{Grad}}$ bis $0,25 \frac{1}{\text{Grad}}$ im Durchschnitt um 12% übersteigt, das bestätigt die ergebene Möglichkeit nach den Ergebnissen der Untersuchungen der

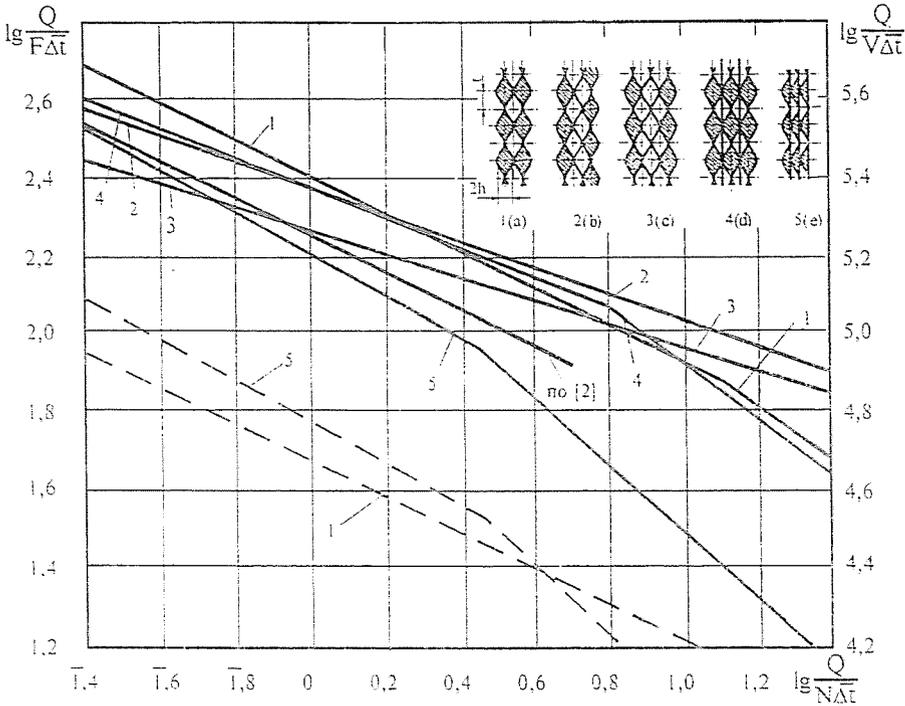


Bild 6. Wärme- und Umfangscharakteristiken der verschiedenen Zusammenstellungen der plattenförmigen Oberfläche mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente (Die Zeichen nach den Tabellen 1 und 3) —
 ———— $-\frac{Q}{F\Delta t} = \alpha = f\left(\frac{Q}{N\Delta t}\right)$; - - - - - $-\frac{Q}{V\Delta t} = f'\left(\frac{Q}{N\Delta t}\right)$;

Zusammenstellungen der Oberfläche mit Schachaufstellung der Elemente, die kombinierte Oberfläche bei dem Schaffen der Wärmeaustauschapparate mit der rationellen Veränderung des Verhältnisses der Ladeausmaße und der Verminderung der materiellen Aufwände bei der Fertigung der plattenförmigen Profloberfläche auszunutzen.

Die auf dem Bild 7 mit punktierten Linien dargestellten Wärmekennziffern der gewöhnlichen (1) und der kombinierten (3) Zusammenstellung aus Profilblättern mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente (nach dem Bild 6) übersteigen die entsprechenden Kennziffern der Zusammenstellungen aus Profilblättern mit Korridoraufstellung der Elemente; die Charakteristik der Wärmeeffektivität der Zusammenstellung mit einem Zwischenprofilblatt (2) mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente ist praktisch gleich mit der Charakteristik der entsprechenden Zusammenstellung aus Profilblättern mit Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente (befindet sich ein wenig niedriger als die letzte).

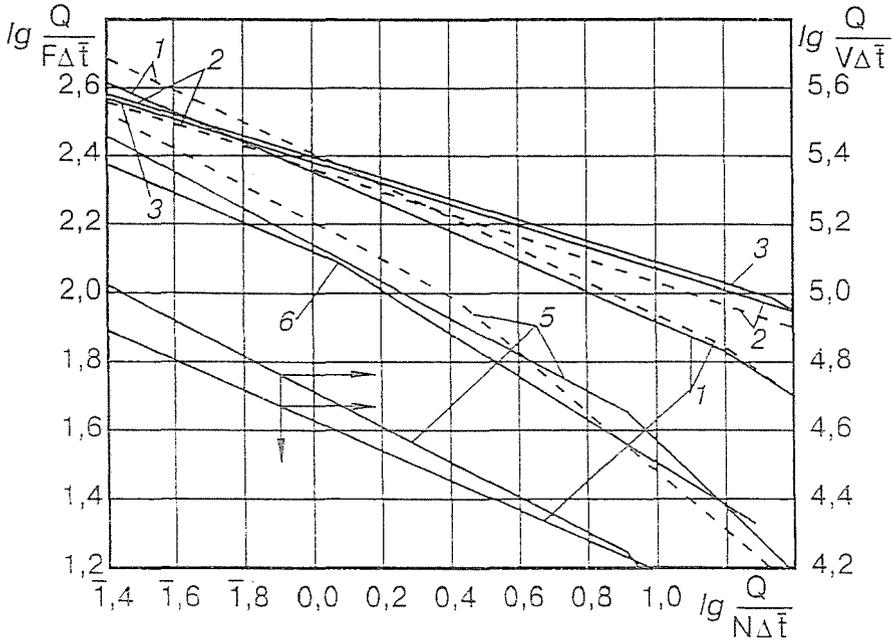


Bild 7. Wärme- und Umfangscharakteristiken der verschiedenen Zusammenstellungen der plattenförmigen Oberfläche mit Schachaufstellung der sphäroidischen Elemente (Die Zeichen nach den Tabellen 1 und 3)

$$\begin{array}{l}
 \text{-----} \quad \frac{Q}{F\Delta t} = \alpha = f\left(\frac{Q}{N\Delta t}\right); \quad \text{-----} \quad \frac{Q}{V\Delta t} = f'\left(\frac{Q}{N\Delta t}\right); \\
 \end{array}$$

Auf diese Art, aufgrund der früher durchgeführten Untersuchungen der Wärmeabgabe und des aerodynamischen Widerstands der plattenförmigen Oberfläche des Wärmeaustausches mit den sphäroidischen Elementen ist der Einfluß des Winkels der Orientierung der Elemente der Oberfläche auf ihre thermodynamischen Charakteristiken beobachtet. Es ist festgestellt, dass die Wärmeabgabeeffektivität bei dem relativen Orientierungswinkel der plattenförmigen Oberfläche $\bar{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi^k} = 0,666$ am größten ist. Die Veränderung der Orientierung der Oberfläche kann die Effektivität der Wärmeabgabe um 15-20% (je nach der Tiefe des Stanzens und den Energieaufwänden auf die Umstellung des Wärmeträgers) im Vergleich zur Schachaufstellung und um 45-50% im Vergleich zur Korridorauflistung der sphäroidischen Elemente erhöht werden.

Im bestimmten Intervall der Veränderung der energetischen Wirkungsgrades $\frac{Q}{N\Delta t}$ steht die Effektivität der untersuchten Zusammenstellungen der Oberfläche mit Zwischenprofilblättern, die durch den bedeutenden Wirbelungseffekt der Strömung und durch den aktiven Mechanismus der Wärme-

übertragung dank der Kontaktwärmeleitfähigkeit bestimmt ist, den Wärmekennziffern der plattenförmigen Oberfläche mit der traditionellen Zusammenstellung nicht nach, was ohne Zusatzaufwände für das Pumpen die Kosten eines der Wärmeträger bedeutend vergrößern läßt.

Die kombinierte Oberfläche des Wärmeaustausches aus flachen und Profilblättern mit Schach- und Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente steht praktisch der Oberfläche mit traditioneller Zusammenstellung aus Profilblättern nach den Wärmekennziffern mit solchem Kompaktheitsgrad nicht nach und läßt die Effektivität des Betriebs des Wärmeaustauschapparates bei der Herabsetzung der Aufwände auf seine Fertigung und bei der rationalen Veränderung des Verhältnisses Lademaße erhöhen.

Die Ausnutzung der Zusammenstellungen der plattenförmigen Oberfläche mit Zwischenprofilblättern mit Schach- und Korridoraufstellung der sphäroidischen Elemente läßt die Durchgangsschnitte für die Nebenwärmeträger wesentlich ändern, was die Möglichkeit der Abwechslung von ihren Gewichtsufwänden gibt, ohne dabei die Härte und Festigkeit der Matrice des Wärmeaustauschers zu verletzen.

Literatur

- [1] DREIZER, G. A.: Probleme des Schaffens der kompakten röhrenförmigen Wärmeaustauschapparate, *Wärmeenergetik*, 1995 No. 3. S. 11-18.
- [2] ANDREJEW, M. M. - BERMAN, S. S. - BUGLAEV, W. T. - KOSTROW, C. N.: Wärmeaustauschapparatur der energetischen Anlagen, *Maschgiz*, 1963 - S. 240.
- [3] JEWENKO, W. I. - SCHISCHKOW, W. M. - ANISIN, A. K.: Wärmeaustausch und Widerstand der plattenförmigen Oberfläche mit Korridoraufstellung des sphäroidischen Ausstanzens, *Transportmaschinenbau - NIIinformtjaschmasch*, 5-74-10, S. 5-10.
- [4] JEWENKO, W. I. - SCHISCHKOW, W. M. - ANISIN, A. K.: Der Einfluß der Richtung der Wärmeträgerströmung auf die Effektivität der plattenförmigen Oberfläche des Wärmeaustausches mit den sphäroidischen Ausstanzens. *Transportmaschinenbau - NIIinformtjaschmasch*, 5-75-18, S. 28-31.
- [5] JEWENKO, W. I. - SOTSCHENOW, W. N.: Die Einschätzung der Effektivität der Konvektionsoberflächen des Wärmeaustausches. *Nachrichten der Hochschulen von der UdSSR Energetik*. 1967, No 4, S. 71-75.