

Alekseev, V.P., Kand. d. techn. Wiss., Braun, V.M., Ing., Angelova, L.F., Ing. :

HYDRODYNAMISCHE BESONDERHEITEN VON REGELMÄSSIG GEFORMTEN FÜLLKÖRPEREINSÄTZEN MIT SINUSPROFIL

Die in Wärme- und Stoffaustausch-Apparaten verwendeten regelmäßig geformten Füllkörpereinsätze mit Sinusprofil und kleinen äquivalenten Durchmessern gewährleisten einen niederen hydraulischen Widerstand bei getrennter Phasenströmung [1, 7]. Die Druckverluste für eine Zweiphasenströmung können durch die Widerstandskoeffizienten für eine Einphasenströmung ausgedrückt werden [3]. Der Gesamtdruckverlust im Füllkörpereinsatz kann in zwei Teile getrennt werden:

, (a)

wobei ΔP_{tr} und $\sum \Delta P_m$ die Druckverluste durch Reibung bzw. Überwindung der örtlichen Widerstände sind. Die Druckverluste durch Überwindung der örtlichen Widerstände machen für kurze Füllkörpereinsätze einen erheblichen Anteil der Gesamtverluste aus.

In den ingenieurtechnischen Berechnungen wird der Kanal mit beliebigem Querschnitt durch ein zylinderförmiges Rohr mit dem äquivalenten Durchmesser

(b)

ersetzt, wobei F und U - der Querschnitt bzw. der benetzte Umfang des Kanals sind.

Der Kanalwiderstand läßt sich nach einer Gleichung von Darcy-Weisbach bestimmen:

, (c)

wobei λ - der Reibungskoeffizient ist; $\frac{\rho w^2}{2}$ - der dynamische Druck; l - die Kanallänge. Dabei gilt für das laminare Gebiet $\lambda = \frac{64}{Re}$, für das turbulente - $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$.

Für eine voll ausgebildete turbulente Strömung stimmen bei Einführung von d_e aus der Gleichung die Druckverluste gut mit dem Versuch überein [2] (...stimmen bei Einführung von d_e die Gleichungen für den Druckverlust gut mit). Bei laminarem Strömungszustand sind die experimentell bestimmten Größen ΔP_{tr} in dreieckigen [15], rechteckigen [11] und einigen anderen Kanälen [18] sowie die Druckverluste in Füllkörpereinsätzen mit Kanälen mit Sinusprofil kleiner als die berechneten. Wenn man annimmt, daß sich die Strömung in den Ecken des Kanals im Stillstand befindet, muß in den Berechnungsformeln der hydraulische äquivalente Durchmesser d_o des Gebiets verwandt werden, das nicht mit stehender Flüssigkeit angefüllt ist [16].

Für die laminare Strömung nimmt die Darcy-Wejsbach-Gleichung das folgende Aussehen an:

, <d>

wobei K - der Korrelationskoeffizient ist.

Da der Volumendurchfluß $V = w_o F_o = wF$ ist und die Reynoldszahl $Re_o = \frac{Re}{U_o/U}$ und $d_o = d_e \frac{F_o/F}{U_o/U}$, gilt

. <e>

Wir bezeichnen $\frac{(U_o/U)^2}{(F_o/F)^3}$ mit φ (φ - ist der Koeffizient für die Kanalform) und erhalten

. <f>

Die laminaren Strömungen werden so stabilisiert, daß der Reibungswiderstand einen Minimalwert annimmt; dies ist gleichbedeutend

mit der Forderung, daß die Beziehung $\frac{(U_1/U)^2}{(F_1/F)^3}$ ein Minimum an-

nimmt. Wenn wir annehmen, daß die Gebietsgrenzen in den Kanälecken durch Kreisbögen umrissen werden, finden wir für symmetrische Profile den Abrundungshalbmesser $R : \frac{d\varphi}{dR} = 0$.

Ein Vergleich der unter Anwendung von d_0 errechneten Reibungsverluste in dreieckigen K_{Δ} und quadratischen K_{\square} Kanälen mit den in den Arbeiten [11] und [15] angeführten Werten ergab, daß $K_{\Delta} = 0,97$ und $K_{\square} = 0,96$. Die Genauigkeit der Berechnungen wird bei analoger Bestimmung von ΔP_{tr} für eine voll ausgebildete turbulente Strömung in unrunder Kanälen erhöht [10]. Aus der Blasius-Gleichung erhalten wir die Werte des Formfaktors:

$$\varphi_t = \frac{(U_t/U)^{1,25}}{(F_t/F)^3} ; \text{ das bestimmende Querschnittsmaß ist } - d_t .$$

Für Kanäle mit Sinusprofil (Abbildung 1) gilt:

, <g>

wobei L - die Länge der Mantelfläche der Sinuslinie ist, die in der Form

<h>

dargestellt werden kann;

hierbei ist $\theta = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{T}{\pi h}\right)^2}}$ ist, $E(\theta)$ - das

vollständige elliptische Integral ist;

. <i>

Der Minimalwert der Beziehung $\frac{(U_1/U)^2}{(F_1/F)^3}$, der gleich φ ist,

wurde graphisch-analytisch durch aufeinanderfolgende Abrundung der Ecken durch die Bögen der einbeschriebenen Kreise bestimmt. Die berechneten Kennziffern sind in Abbildung 2 dargestellt. Der Parameter T/h bestimmt eindeutig das dimensionslose Profil des Querschnitts. Um einen günstigeren Maßstab zu erhalten, wurde an der Abszissenachse die zu T/h proportionale Größe 2α abgetragen, wobei $\alpha = \arctg \frac{T}{2h}$ ist. In Abbildung 2 sind die Werte des berechneten Durchmessers für den turbulenten Strömungszustand d_t , der Durchmesser d_{\max} der dem Maximum entsprechenden Beziehung

$\frac{F_1/F}{U_1/U}$ und des Formfaktors für Kanäle in Form eines gleichschenkeligen Dreiecks mit dem Scheitelwinkel $2\alpha - \varphi_{\Delta}$ [9] angeführt.

In Abbildung 3 ist eine schematische Darstellung des Versuchsstands gezeigt. Die Luft wird durch ein Gebläse dem Füllkörpereinsatz, der in der Eintritts- und Austrittskammer befestigt ist, zugeführt; die Querschnitte der Kammern und des Füllkörpers verhalten sich wie 250 : 1. Der Luftverbrauch wird mit dem Zähler GSB-400 mit Wasserfüllung und den Rotamessern RS-3 und RS-5 mit sich überdeckenden Kennlinien gemessen. Der konstante Zustand der Luft beim Eintritt in den Füllkörpereinsatz wird durch einen Filmbefeuchter gewährleistet. Die Druckabfälle werden mit Hilfe des Kompensations-Eichmikromanometers MM-250 und der Gefäß-Mikromanometer (becherförmigen Mikromanometer) MMN-250 gemessen, die Temperaturen mit Thermometern und dem Registrier-Potentiometer (selbstschreibenden Potentiometer) EPP-09 mit Chromel - Copel - Thermoelementen.

Die Hauptkennwerte der Füllkörpereinsätze sind in der Zahlentafel angeführt. Die Abhängigkeit des gesamten Widerstandskoeffizienten trockener Füllkörpereinsätze

(k)

(ΔP - ist der vollständige Druckverlust im Füllkörpereinsatz;
 $\sum \zeta_m$ - der gesamte Koeffizient der örtlichen Widerstände) von der

Reynoldszahl ist in Abbildung 4 dargestellt. Bei $Re_o < 500$ liegen die Versuchspunkte mit kleiner Streuung nahe an der Linie $\lambda_o^* = \frac{64}{Re_o}$. Im Bereich $500 < Re_o < 1300$ gruppieren sich die Punkte

nahe der Linie $\lambda_o^* = \frac{7}{Re_o^{0,65}}$; bei $Re_o > 1300$ liegen die Punk-

te über der Linie $\lambda_o^* = \frac{0,3164}{Re_o^{0,25}}$. Eine Auswertung der Versuchs-

daten unter Anwendung der Größe d_t bringt keine Veränderungen.

Die Abhängigkeit λ_o^* von Re_o ist analog zur Abhängigkeit für regelmäßig geformte und ungeordnete Füllkörpereinsätze.

Um den Einfluß der örtlichen Widerstände $\sum \zeta_m$ auf λ_o^* im Füllkörpereinsatz vom Typ 1 (s. Zahlentafel) zu ermitteln, wurden die Drücke in einer Höhe von 100, 300, 835 und 935 mm vom Eintrittsquerschnitt gemessen; beim Austritt aus dem Füllkörpereinsatz wurde der Druck mit Hilfe einer Nadel mit $\varnothing 0,8$ mm gemessen. Die Kurven für die Veränderung des Druckgradienten entlang dem Füllkörpereinsatzes (Abbildung 5) ermöglichen es, eine Strecke mit stabilisierter Strömung zu unterscheiden, in der der Druckabfall lediglich durch Reibungsverluste bestimmt wird. Diese Werte wurden zur Ermittlung von λ_o und $\sum \zeta_m$ verwandt.

Die berechneten Werte ΔP_{tr} waren durchschnittlich um 10% höher als die Versuchswerte, d.h. für die Berechnungen kann $K = 0,9$ angenommen werden. An der Austrittsstrecke des Füllkörpereinsatzes wächst der Druckgradient an. Bei den Werten $Re_o > 2000$ erstreckt sich der Einfluß der Eintritts- und Austrittsstrecke über die gesamte Länge des Füllkörpereinsatzes.

In Abbildung 6 sind die Werte für den relativen Summenkoeffizienten der örtlichen Widerstände in Abhängigkeit von Re_o angeführt. Die Versuchswerte $\sum \zeta_m$ stimmen befriedigend mit den Angaben für zylindrische Rohre überein.

Für Füllkörpereinsätze mit Sinusprofil geht bei $[Re_o]_{kr} = 1300$ der laminare Strömungszustand in einen turbulenten über. Dies entspricht den Werten der Arbeit [6] für wabenförmige (?) Füllkörper-

einsätze und läßt sich mit dem s-förmigen Geschwindigkeitsprofil in den Kanalecken erklären, das die Stabilität der laminaren Strömung herabsetzt [13]. Die Länge der Füllkörpereinsätze beeinflusst den Wert $[Re_o]_{kr}$ nur wenig. -

Erläuterungen der Abbildungen
und der Zahlentafel

Abbildung 1 Berechnungsschema des Kanals

Abbildung 2 Berechnete Kennlinien der Füllkörpereinsätze mit Sinusprofil

Abbildung 3 Schematische Darstellung des Versuchsstands:

- 1 - Befeuchter
- 2 - Rotamesser des Befeuchters
- 3 - Ultrathermostat
- 4, 7, 10, 13, 14 - Regelventile
- 5 - Gaszähler
- 6, 11, 24, 25 - Thermometer
- 8, 9 - Rotamesser
- 12 - Druckregler
- 15 - Luftgebläse
- 16 - Elektronenpotentiometer
- 17 - Geber
- 18, 23 - obere und untere Kammer
- 19 - Füllkörpereinsatz
- 20 - Gefäß-Mikromanometer
- 21 - Kompensationsmikromanometer
- 22 - Dämpfer

Abbildung 4 Abhängigkeit des Widerstandskoeffizienten des Füllkörpereinsatzes λ_o^* von Re_o (die Bezeichnungen der Füllkörpereinsätze entsprechen den in der Tafel aufgeführten)

Abbildung 5 Verteilung des Druckgradienten über die Länge des Füllkörpereinsatzes mit den Grenzen der Eintrittsstrecken:
1 - für das turbulente Gebiet nach Angaben der Arbeit [8];
2, 3, 4 - für das laminare Gebiet nach Angaben der Arbeiten [12, bzw. 17, bzw. 14]

Abbildung 6 Abhängigkeit des relativen Summenkoeffizienten der örtlichen Widerstände $\sum \zeta_m / \lambda_o$ von Re_o und dem Verhältnis der Flächen des Füllkörpereinsatzes F_1 und der Kammern (F_2) [4, 5].

Zahlentafel (S. 46)

Typ des Füllkörpereinsatzes

Parameter

Kanalteilung T, mm
Kanalhöhe h, mm
relative Teilung
 T/h
Äquivalenter Durchmesser d_e , mm
Höhe des Füllkörpereinsatzes H, mm
relative Höhe
 H/d_e
Anzahl der Kanäle

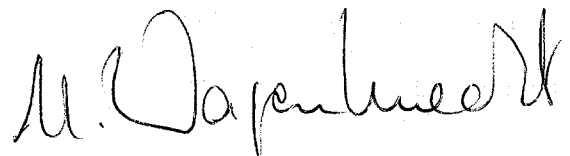
Eingegangen am 14. Juni 1967

Anmerkung des Übersetzers:

Bei den Termini in < > handelt es sich um eine Übersetzungsvariante.

Stuttgart, den 19.3.1971

i.A.



(Monika Wagenknecht)
Dipl.-Übersetzerin

Literatur

1. Alekseev, V.P.
u.a.
O primenenii ščelevykh nasadok v rektifikatsionnykh kolonnakh vozduchorazdelitel'nykh ustanovok. <Die Anwendung rissiger (?) Füllkörpereinsätze in den Rektifikationskolonnen von Lufttrennanlagen> "Chimičeskoe i neftjanoe mašinostroenie", 1966, No 9
2. Al'tšul', A.D.,
Kiselev, P.G.
Gidravlika i aerodinamika. <Hydraulik und Aerodynamik> M., Strojizdat, 1965
3. Žavoronkov, N.M.
u.a.
Gidravličeskie soprotivlenija orošaemykh ne-uporjadočennykh nasadok. <Die hydraulischen Widerstände von ungeordneten Berieselungseinbauten> "Chimičeskaja promyšlennost'", 1948, No 10
5. Karev, V.N.
Poteri napora pri vnezapnom suženii truboprovoda i vlijanie mestnykh soprotivlenij na narušenie potoka. <Druckverluste bei plötzlicher Verengung der Rohrleitung und der Einfluß der örtlichen Widerstände auf die Störung einer Strömung> "Neftjanoe chozjajstvo", 1953, No 8
4. Karev, V.N.
Poteri napora pri vnezapnom rassirenii truboprovoda. <Druckverluste bei plötzlicher Verbreiterung der Rohrleitung> "Neftjanoe chozjajstvo", 1952, No 11, 12
6. Lanly (?), D.
Turbulentnyj potok skvoz' sotovuju rešetku pri bol'sich otnošenijach dliny jačejki k diametru. <Turbulente Strömung durch ein wabenförmiges Gitter bei großen Verhältnissen der Zellenlänge zum Durchmesser> "Teoretičeskie osnovy inženernykh rasčetov" (perevod s angl.) <"Theoretische Grundlagen der ingenieurtechnischen Berechnungen" (Übersetzung aus dem Englischen)>, Bd. 86, Nr 2, M., Izd-vo inostrannoj literatury, 1964
7. Martynovskij, V.S.
Plenočnye gradirni s kapilljarnymi nasadkami. <Rieselflächenkühler mit Kapillar-Füllkörpereinsätzen> "Cholodil'naja tehnika", 1960, No 3
8. Solodkin, E.E.,
Ginevskij, A.S.
Turbulentnoe tečenie vjazkoj židkosti v načal'nykh učastkach osesimetričnykh i ploskich kanalov. <Turbulente Strömung einer viskosen Flüssigkeit in den Eintrittsstrecken achsensymmetrischer und ebener Kanäle> Trudy CAGI, Nr 701, M., Oborongiz, 1957

9. Sparrow, M.,
Hadži-Sejch <?> Teplootdača i padenie davlenija pri laminarnom tečenii v kanalach s poperečnymi sečenijami v vide ravnobedrennogo treugol'nika, prjamougol'nogo treugol'nika i sektora kruga. <Wärmeübergang und Druckabfall bei laminarer Strömung in Kanälen mit Querschnitten in der Form eines gleichschenkligen Dreiecks, eines rechtwinkligen Dreiecks und eines Kreissektors> "Teploperedadža" (perevod s angl.) <"Wärmeübertragung" (Übersetzung aus dem Englischen)> Bd. 87, Nr 3, M., Izd-vo inostrannoj literatury, 1965
10. Wilkins, Ml. Padenie davlenija vsledstvie trenija v kanalach treugol'nogo sečenija. <Druckabfall infolge Reibung in Kanälen mit Dreiecks-Querschnitt> "Teploperedadža" (perevod s angl.) <s. o.> Bd. 87, M., Izd-vo inostrannoj literatury, Nr 3, 1965
11. Hartnett, H.,
Koch, E.
Mac-Comas, D. <?> Sravnenie rasčethnyh i eksperimental'nyh značenij koefficienta trenija dlja turbulentnyh tečenij židkosti v prjamougol'nyh kanalach. <Vergleich der berechneten Werte mit den Versuchswerten des Reibungskoeffizienten für turbulente Flüssigkeitsströmungen in rechtwinkligen Kanälen> "Teploperedadža" (perevod s angl.) <s.o> Bd. 84, Nr 1, M., Izd-vo Inostrannoj literatury, 1962
12. Siller, L.
<Schiller> Dviženie židkостей v trubach. <Bewegung von Flüssigkeiten in Rohren>, M.-L., ONTI, 1936
13. Šlichting, G.
<Schlichting> Vozniknovenie turbulentnosti. <Entstehen von Turbulenz>, M., Izd-vo inostrannoj literatury, 1962
14. Boussinesq, J. Sur la maniere dont les vitesses, dans un tube cylindrique de section circulaire, evase a son entree, se distribuent depuis cette entree jusqu'aux endroits ou se trouve etabli un regime uniforme, "Comptes Rendus de l'Academie de Sciences", Paris, vol. 113, 1891
15. Carlson, L.W.,
Irvine, T.F. Fully developed pressure drop in triangular shaped ducts, "Heat Transfer", TRANS ASME, ser. C, vol. 83, No 4, 1961
16. Hodge, R.I. Frictional pressure drop in noncircular ducts, "Heat Transfer", TRANS ASME ser. C, vol. 83, No 4, 1961
17. Langhaar, H.L. Steady flow in the transition length of a straight tube, "Journal of Applied Mechanics", TRANS ASME, ser. E, vol. 64, No 9, 1942
18. Nikuradse, J. Turbulente Strömungen in nichtkreisförmigen Röhren, "Ingenieur Archiv", Bd. 1, 1930

На рис. 5 показана зависимость β от плотности орошения и скорости движения воздуха для насадок различной высоты. Можно видеть, что в практически важном диапазоне скоростей воздуха (2,0—3,0 м/сек), не приводящем к уносу из аппарата капельной влаги, значения объемного коэффициента масштаба в 8—10 раз выше, чем у градирен обычных конструкций [4].

В заключение отметим, что при изготовлении градирен обычно используют контактные элементы разнообразных геометрических типов и размеров. Материалами для них служат дерево, асбест, специальные сорта бумаги, пластмассы и металлические листы. Среди них перспективными являются полностью алюминиевые градирни, срок службы которых, по зарубежным данным, превышает 25 лет [6]. Интересно также подчеркнуть, что перенад температур воды в 5—10 град достигает в обычных градирнях при высотах оросителя 2,5—5,0 м, тогда как в описываемых здесь — при высотах всего лишь 0,15—0,35 м. Как показывают опыты, сравнительно высокие аэродинамические сопротивления градирен существенно снижаются при эквивалентных диаметрах насадок порядка 0,005 м. При этом такой критерий качества градирни как отношение величин β к аэродинамическим сопротивлениям единицы длины оросителя ΔP имеет значения в 5—8 раз выше, чем у градирен традиционного исполнения.

Литература

1. Алексеев В. П., Навроцкий Ю. Д., Исследование азотно-водяного охладителя со щелевой насадкой, Сб. Холодильная техника и технология, вып. 2, Киев, «Техника», 1966.
2. Алексеев В. П. и др., О применении щелевых насадок в ректификационных колонках азудороазделительных установок, «Химическое и нефтяное машиностроение», 1966, № 9.
3. Берман Л. Л., Иснительное охлаждение циркуляционной воды, М., Госэнергоиздат, 1937.
4. Гладков В. А. и др., Вентиляторные градирни (расчет и проектирование), М., Госэнергоиздат, 1964.
5. Мартыновский В. С., Пленочные градирни с капиллярными насадками, «Холодильная техника», 1960, № 3.
6. Haugood A., Minford J., Aluminum Cooling Towers and Their Treatment, «Corrosion», vol. 15, January, p. 36—40, 1959.

Поступила 12 июля 1967 года.

В. П. АЛЕКСЕЕВ, канд. техн. наук,
В. М. БРАУН, Л. Ф. АНГЕЛОВА, инженеры

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛЯРНЫХ НАСАДОК СИМУСОИДАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

Применяемые в тепло-массообменных аппаратах регулярные насадки синусоидального профиля с малыми эквивалентными диаметрами обеспечивают низкое гидравлическое сопротивление при раздельном течении фаз [1, 7]. Потери напора для течения двухфазного потока можно выразить через коэффициенты

сопротивления для однофазного потока [3]. Общая потеря напора в насадке может быть разделена на две части:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_{м} \text{ м/м}^2,$$

где $\Delta P_{тр}$ и $\sum \Delta P_{м}$ соответственно потеря давления на трение и преодоление местных сопротивлений. Потери давления на преодоление местных сопротивлений для коротких насадок составляют значительную долю от общих потерь. В инженерных расчетах канал произвольного сечения заменяется цилиндрической трубой с эквивалентным диаметром

$$d_3 = \frac{4F}{U}.$$

где F и U — сечение и суммарный периметр канала.

Сопротивление каналов определяется по уравнению Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{\rho \omega^2}{2} \cdot \frac{l}{d_3},$$

где λ — коэффициент трения; $\frac{\rho \omega^2}{2}$ — динамический напор; l — длина канала.

При этом для ламинарной области $\lambda = \frac{64}{Re}$, для турбулентной — $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$.

Для развитого турбулентного течения при введении d_3 уравнения потери напора хорошо согласуются с экспериментом [2]. При ламинарном режиме экспериментально определенные величины $\Delta P_{тр}$ в треугольных [15], прямоугольных [11] и некоторых других каналах [18], а также потери напора в насадках с каналами синусоидального профиля оказываются меньше расчетных. Если допустить, что в углах канала поток находится в состоянии застоя, то в расчетных формулах следует использовать гидравлический эквивалентный диаметр d_0 области, не занятой застойной жидкостью [16].

Для ламинарного течения уравнение Дарси-Вейсбаха примет вид

$$\Delta P_{тр} = K_0 \frac{\rho \omega_0^2}{2} \cdot \frac{l}{d_0} = K \frac{64 \rho \omega^2}{Re_0} \cdot \frac{l}{2 \cdot d_0},$$

где K — корреляционный коэффициент.

Так как объемный расход $V = \omega_0 f_0 = \omega f$, критерий Рейнольдса $Re_0 =$

$$= \frac{Re}{U} \text{ и } d_0 = d_3 \frac{F_0}{U}.$$

$$\Delta P_{тр} = K \frac{(U_0/U)^2}{(F_0/F)^2} \frac{64 \rho \omega^2 l}{Re} \cdot \frac{l}{2 \cdot d_3}.$$

Обозначив $\frac{(U_0/U)^2}{(F_0/F)^2}$ через φ (φ — коэффициент формы канала) получим

$$\Delta P_{тр} = K \varphi \frac{64 \rho \omega^2 l}{Re} \cdot \frac{l}{2 \cdot d_3}.$$

Ламинарные течения стабилизируются так, что сопротивление течения превышает наименьшее значение; это равнозначно требованию минимума отношения

$\frac{U_i U_j}{F_i F_j}$. Приняв, что границы областей в углах канала очерчиваются дугами окружностей, для симметричных профилей найдем радиус скругления R : $\frac{d\tau}{dR} = 0$.

Составление расчетных с использованием d_0 потерь на трение в треугольных K_Δ и квадратных K_\square каналах с данными, приведенными в работах

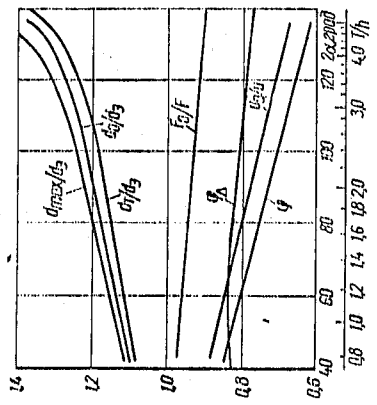
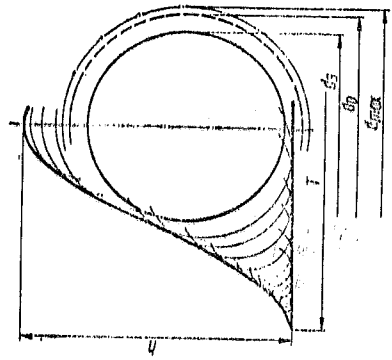


Рис. 1. Расчетная схема канала. Рис. 2. Расчетные характеристики насадок sinusoidalного профиля.

Рис. 1. Расчетная схема канала. Рис. 2. Расчетные характеристики насадок sinusoidalного профиля. [11] и [15] показали, что $K_\Delta = 0,97$ и $K_\square = 0,96$. Точность расчетов повышается при аналогичном определении $\Delta P_{тр}$ для развитого турбулентного течения в некруглых каналах [10]. Из уравнения Блазиуса получаем значения коэффициента формы: $\tau_r = \frac{F_r}{(F_r/F)^3}$; определяющий размер сечения — d_r . Для каналов sinusoidalного профиля (рис. 1)

$$F = \frac{T h}{2}; \quad U = T + L,$$

где L — длина развертки sinusoidы, которая может быть представлена в виде

$$L = 2h \frac{E(\theta)}{\sin \theta},$$

здесь $\theta = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{T}{2h}\right)^2}}$, $E(\theta)$ — полный эллиптический интеграл;

$$d_s = \frac{2h}{1 + \frac{2hF(\theta)}{T \sin \theta}}.$$

Минимальное значение отношения $\frac{U_i U_j}{F_i F_j}$ равно φ , определялось графоаналитически путем последовательного скругления углов дугами вписанных окружностей. Расчетные характеристики приведены на рис. 2. Параметр T/h однозначно определяет безразмерный профиль сечения. Для получения более удобного масштаба по оси абсцисс отложена пропорциональная T/h величина 2α , где $\alpha = \arcsin \frac{T}{2h}$. На рис. 2 также приведены значения расчетного диаметра для турбулентного режима $d_{тр}$, диаметр d_{max} соответствующего максимуму отношения $\frac{F_i F_j}{U_i U_j}$ и коэффициента формы для каналов в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $2\alpha = \varphi$ [9].

На рис. 3 показана схема экспериментальной установки. Воздух газодувкой подается в насадку, закрепленную во входной и выходной камере; площадь сечения камеры и насадки ступенчатая как 2:50 : 1. Расход воздуха измеряется счетчиком РСБ-400 с водным запорным и ротаметрами РС-3 и РС-5 с переключающими характеристиками. Постоянное состояние воздуха на входе в насадку обеспечивается плеченым увлажнителем. Перепады давлений измеряются сбалансированным мембранным манометром ММ-250 и чашечным микроманометром ЭПП-09 с хромель-тензодатчиком. Температуры — термометрами и самопишущим потенциометром ЭПП-09 с хромель-тензодатчиком. Основные характеристики насадки приведены в таблице. Зависимость общего коэффициента сопротивления двух насадок

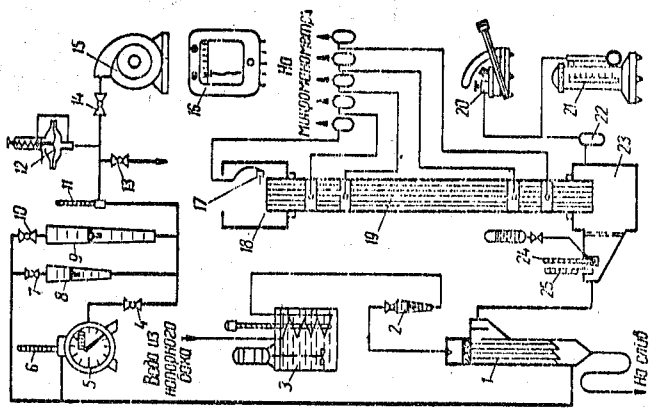


Рис. 3. Схема экспериментальной установки. 1 — увлажнитель; 2 — ротаметр увлажнителя; 3 — ультразвуковой датчик; 4, 7, 10, 13, 14 — регулирующие вентили; 5 — газовый счетчик; 6, 9, 11, 12, 15 — термометры; 8, 9 — ротаметры; 12 — регулятор давления; 15 — воздушная камера; 16 — электронный потенциометр; 17 — датчик; 18, 19 — верхняя и нижняя камеры; 19 — насадка; 20 — чашечный микроманометр; 21 — компенсационный микроманометр; 22 — датчик; 23 — датчик.

$\zeta_0 = \frac{2\Delta P}{\rho v^3} \frac{d_0}{H} = \lambda_0 + \frac{d_0}{H} \sum \zeta_m$

(ΔP — полная потеря давления в насадке; $\sum \zeta_m$ — общий коэффициент местных сопротивлений) от критерия Рейнольдса показана на рис. 4. При $Re_0 < 500$ экспериментальные точки располагаются с малым разбросом близко к линии $\zeta_0 = \frac{64}{Re_0}$. В интервале $500 < Re_0 < 1300$ точки группируются около линии

Параметры	Тип насадки						
	1	2	3	4	5	1-1	1-2
Шаг каналов T , мм	9,6	7,2	5,7	4,8	4,0	9,6	9,6
Высота каналов h , мм	6	4,2	3	3,45	1,65	6	6
Относительный шаг T/h	1,6	1,71	1,9	1,39	2,42	1,6	1,6
Эквивалентный диаметр $d_э$, мм	4,52	3,24	2,4	2,45	1,41	4,52	4,52
Высота насадки H , мм	1133	770	770	770	365	346	740
Относительная высота $H/d_э$	250	238	321	314	259	76,7	164
Число каналов	7	11	14	18	23	7	6

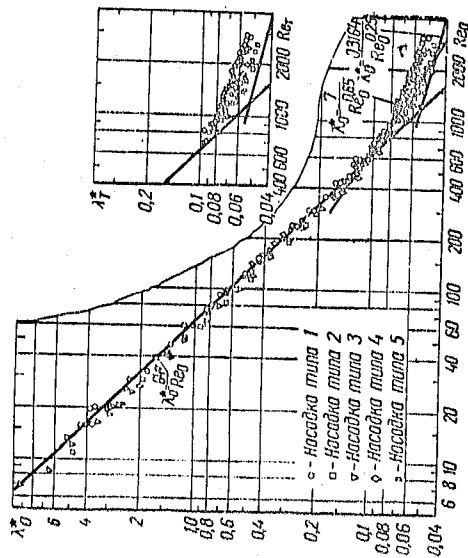


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления насадки λ_0 от Re_0 (обозначения насадок соответствуют принятым в таблице).

Рис. 6. Зависимость относительного суммарного коэффициента местных сопротивлений $\Sigma \lambda_{\text{м}}/K_0$ от Re_0 и соотношения площадей насадки F_1 и кв. мер (F_2) [4, 5].

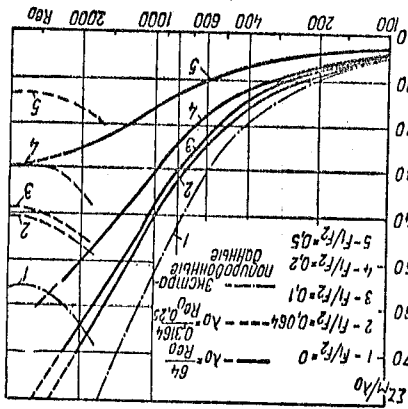
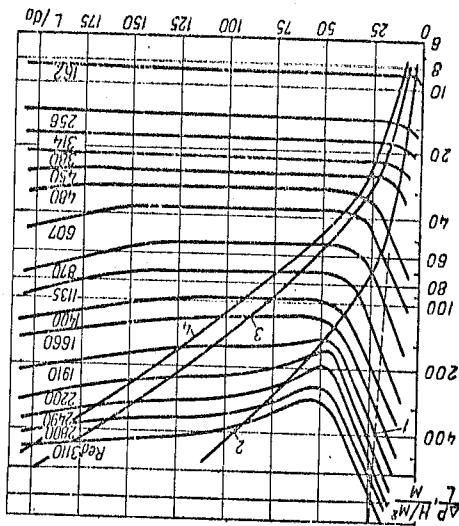


Рис. 5. Распределение градиента давления по длине насадки с границами входных участков: 1 - для турбулентной области по данным работ [12, 17, 14] соответственно; 2, 3, 4 - для ламинарной области по данным работ [12, 17, 14] соответственно.



$$i_0 = \frac{7}{Re_0^{0.65}}; \text{ при } Re_0 > 1300 \text{ точки располагаются над линией } i_0 = \frac{0.3164}{Re_0^{0.25}}.$$

Обработка опытных данных с использованием величин d_r изменений не вносит.

Зависимость i_0 от Re_0 аналогична зависимости для регулярных и неупорядоченных насадок.

Для определения влияния местных сопротивлений $\sum \zeta_{\text{м}}$ на i_0 в насадке (табл. I (см. таблицу) были замерены давления на высоте 100, 300, 835 и 935 мм от входного сечения; на выходе из насадки давление замерялось с помощью втулки Ø 0,8 мм. Кривые изменения градиента давления вдоль насадки (рис. 5) позволяют выделить участок стабилизированного течения, на котором падение давления определяется только потерями на трение. Эти данные использовались для определения i_0 и $\sum \zeta_{\text{м}}$.

Вычисленные значения ΔP тр оказались в среднем на 10% выше экспериментальных, т. е. для расчетов можно принять $K = 0.9$. На выходном участке насадки градиент давления возрастает. При значениях $Re_0 > 2000$ влияние входного и выходного участков распространяется на всю длину насадки.

На рис. 6 приведены значения относительного суммарного коэффициента местных сопротивлений в зависимости от Re_0 . Экспериментальные значения $\sum \zeta_{\text{м}}$ удовлетворительно согласуются с данными для цилиндрических труб.

Для насадок синусоидального профиля при $[Re]_{\text{кр}} = 1370$ ламинарный режим течения переходит в турбулентный. Это соответствует данным работ [6] для сотовых насадок и объясняется s-образным профилем скоростей в углах каналов, снижающим устойчивость ламинарного течения [13]. Длина насадок мало влияет на значение $[Re]_{\text{кр}}$.

Литература

1. Алексеев В. П. и др., О применении целевых насадок в ректификационных колонках воздухоохлаждательных установок, «Химическое и нефтяное машиностроение», 1966, № 9.
2. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г., Гидралика и аэродинамика, М., Строиниздат, 1965.
3. Жавороков Н. М. и др., Гидравлические сопротивления орошаемых деурядоченных насадок, «Химическая промышленность», 1948, № 10.
4. Карев В. Н., Потери напора при внезапном расширении трубопровода, «Нефтяное хозяйство», 1952, № 11, 12.
5. Карев В. Н., Потери напора при внезапном сужении трубопровода и влияние местных сопротивлений на нарушение потока, «Нефтяное хозяйство», 1953, № 8.
6. Дамли Д., Турбулентный поток сквозь сотовую решетку при больших отношениях длины ячейки к диаметру, «Теоретические основы инженерных расчетов» (перевод с англ.), т. 86, вып. 2, М., Изд-во иностранной литературы, 1964.
7. Мартыновский В. С., Плевочные градиенты в каскадных насадках, «Холодильная техника», 1960, № 3.
8. Солодкин Е. Е., Гиневский А. С., Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных участках осесимметричных и плоских каналов, Труды ЦАГИ, вып. 701, М., Оборониздат, 1957.
9. Снэрроу М., Халл и Шейх, Генлоотдача и падение давления при ламинарном течении в каналах с поперечными сечениями в виде равнобе-

ренного треугольника, прямоугольного треугольника и сектора круга, «Теплопередача» (перевод с англ.), т. 87, вып. 3, М., Изд-во иностранной литературы, 1965.

10. Уилкинс М., Падение давления вследствие трения в каналах треугольного сечения, «Теплопередача» (перевод с англ.), т. 87, М., Изд-во иностранной литературы, вып. 3, 1965.

11. Харнетт Х., Кох Э., МакКомас Д., Сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициента трения для турбулентных течений жидкости в прямоугольных каналах, «Теплопередача» (перевод с англ.), т. 84, вып. 1, М., Изд-во иностранной литературы, 1962.

12. Шнеллер Л., Движение жидкостей в трубах, М.—Л., ОНТИ, 1936.

13. Шлихтинг Г., Возникновение турбулентности, М., Изд-во иностранной литературы, 1962.

14. Boussinesq J., Sur la maniere dont les vitesses, dans un tube cylindrique de section circulaire, evase a son entree, se distribuent depuis cette entree jusqu'aux endroits ou se trouve etabli un regime uniforme, «Comptes Rendus de l'Academie de Sciences», Paris, vol. 113, 1891.

15. Carlson L. W., Irvine T. F., Fully developed pressure drop in triangular shaped ducts, «Heat Transfer», TRANS ASME, ser. C, vol. 83, № 4, 1961.

16. Hodges R. L., Frictional pressure drop in polygonal ducts, «Heat Transfer», TRANS ASME, ser. C, vol. 83, № 4, 1961.

17. Langhaar H. L., Steady flow in the transition length of a straight tube, «Journal of Applied Mechanics», TRANS ASME, ser. E, vol. 64, № 9, 1942.

18. Nigunadse J., Turbulente Strömungen in nichtkreisförmigen Röhren, «Ingenieur Archiv», Bd I, 1930.

Поступила 14 июня 1967 г.

А. Э. ПУБЕРЕЗКИН, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛЯРНЫХ НАСАДОК СИНУСОИДАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ДЛЯ РЕКТИФИКАЦИИ АРГОННОЙ ФРАКЦИИ

В качестве контактных устройств ректификационных колонн широко применяются регулярные насадки пленочного типа, обладающие существенными преимуществами по сравнению с различными типами тарелок [4]. С целью определения гидравлических сопротивлений и коэффициентов массоотдачи регулярных насадок синусоидального профиля с различными геометрическими характеристиками каналов была исследована кинетика массообмена при низкотемпературной ректификации кислорода-аргонной смеси. Была смонтирована экспериментальная установка, выполняющая работу колонны сырого аргона (рис. 1). Парообразная аргонная фракция отбирается с 17-й тарелки верхней колонны воздухоохлаждающей установки КТ-3600 Ар и через теплообменник и отщелачиватель поступает в куб вод насадку. В качестве холодоносителя в экспериментальной установке использовалась поступающая из карданах нижней колонны основного блока жидкий азот, который после переохлаждения вентилятором дросселируется в отделе жидкости и оттуда поступает в конденсатор. Все аппараты заключены в теплоизолированный кожух.