

Инерционное возмущение (дисбаланс) нижнего пильного шкива меньше влияет на изменение напряжений в полотне пилы, чем аналогичное инерционное возмущение верхнего пильного шкива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Распиловка древесины на ленточнопильных станках с рычажно-грузовым механизмом натяжения // Актуальные проблемы развития лесопромышленного комплекса и организации строительства: Тез. научн.-техн. конф., Архангельск, 14–15 апр. 1982 г. - Архангельск, 1982. - С. 89. [2]. Теоретическое исследование влияния основных возмущающих факторов на условия работы ленточных пил // Рациональное использование и восстановление природных ресурсов на Европейском Севере: Тез. научн.-техн. конф., Архангельск, 11–13 нояб. 1980 г. - Архангельск, 1980. - С. 65.

УДК 536.244

В.Б. КУНТЫШ, Н.Н. СЕНИН

Архангельский государственный технический университет



Кунтыш Владимир Борисович родился в 1941 г., окончил в 1963 г. Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики Архангельского государственного технического университета, чл.-кор. Международной энергетической академии и Международной академии холода. Имеет более 270 печатных трудов в области интенсификации конвективного теплообмена развитых поверхностей при внешнем обтекании их однофазными газовыми теплоносителями и теоретических основ для проектирования высокоэффективных теплообменников воздушного охлаждения энергоносителей.



Сенин Николай Николаевич родился в 1941 г., окончил в 1968 г. Одесский технологический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры физико-математических дисциплин Поморского международного педагогического университета. Имеет 21 печатный труд в области промышленной теплоэнергетики.

ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ ЗИГЗАГООБРАЗНЫХ РЕБРИСТЫХ ПУЧКОВ

Приведены данные экспериментального исследования средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления шахматных четырехрядных пучков с зигзагообразным расположением в поперечных рядах биметаллических обтекаемых перпендикулярным потоком воздуха труб с круглыми накатными алюминиевыми ребрами.

The experimental data of investigations into mean heat exchange and aerodynamic resistance of staggered 2-stack banks with zigzag geometry in cross rows of bimetallic, perpendicular air flow pipes with round rolled aluminium ribs have been presented.

Пучки из биметаллических круглых труб с накатными алюминиевыми ребрами широко применяют в воздухонагревателях паровых содорегенерационных котлов, калориферах лесосушильных камер и систем вентиляции залов бумагоделательных машин, теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения энергоносителей и технологических продуктов, воздухоохладителях компрессоров и газотурбинных установок, а также в системах утилизации теплоты отходящих из турбины газов. В теплообменниках используют преимущественно шахматные пучки труб из-за их более высокой энергетической эффективности по сравнению с коридорными. Для таких пучков характерны невысокие значения допускаемого перепада давления воздуха в межтрубном пространстве, что достигается при относительно низких скоростях потока в сжатом сечении пучка и сопровождается ростом размеров фронтального (лобового) сечения и габаритно-массовых характеристик конфузорно-диффузорных устройств. Предотвратить появление этих нежелательных факторов можно за счет повышения энергетической эффективности пучка и величины сжатого сечения его для неизменных исходных шагов разбивки оребренных труб в решетках.

Нами в соавторстве [5] разработан новый тип шахматного поперечнообтекаемого пучка (рис. 1) с зигзагообразным расположением труб. Его конструкция получена из традиционного шахматного пучка с компоновкой труб в решетке по вершинам равностороннего треугольника за счет преобразования прямолинейных поперечных рядов в зигзагообразные. На рис. 1 трубы 2 каждого поперечного ряда смещены по продольной оси относительно труб 1 в направлении движения воздуха на величину e . Оси двух смежных труб 1 и 2 в 1-м поперечном ряду и трубы 1 во 2-м ряду расположены в вершинах равнобедренного треугольника с боковой стороной S'_2 , равной диагональному шагу, и углом β при вершине, которая совпадает с осью трубы 2 первого ряда. Расположение труб в последующих четных и нечетных рядах идентично первым трем рядам. Формулы для вычисления поперечного S_1 , продольного S_2 шагов и угла β для заданных значений S'_2 и e приведены в [5].

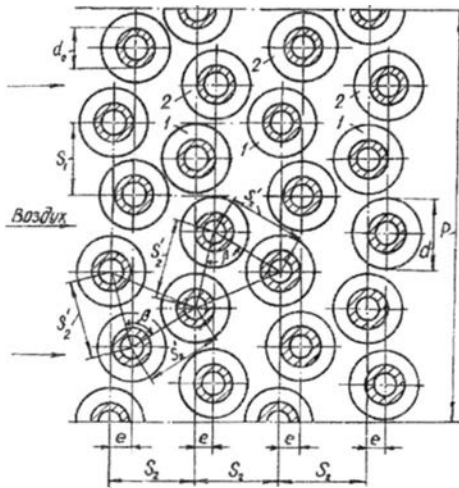


Рис. 1. Схема расположения оребренных труб в зигзагообразном пучке: 1, 2 – оребренные трубы

Ширина традиционного шахматного пучка равносторонней компоновки труб с $S_1 = S_2'$

$$P_0 = S_1 i = S_2' i, \quad (1)$$

где i – число труб в поперечном ряду.

Ширина зигзагообразного пучка

$$P = S_2'' \sin(\arccos \frac{e}{S_2'}) i. \quad (2)$$

Относительное уменьшение ширины зигзагообразного пучка

$$\delta P = P / P_0 = \sin(\arccos \frac{e}{S_2'}) . \quad (3)$$

Зигзагообразный пучок сжат с боковых сторон в «гармошку», площадь фронтального сечения уменьшена, материалоемкость подводящего диффузора и отводящего конфузора снижена, улучшены их аэродинамические характеристики.

В работах [3, 4] приведены теплоаэродинамические характеристики зигзагообразных пучков из биметаллических труб с накатными алюминиевыми ребрами, имеющих следующие значения коэффициента оребрения: средние – $\phi = 9,91; 12,05$; максимальное – $\phi = 17,50$. Исследования подтвердили лучшие энергетические характеристики этих пучков, коэффициенты теплоотдачи которых для одинаковых затрат мощности $N_0 = \text{idem}$ на прокачку воздуха на 2...17 % больше по сравнению с теплоотдачей соответствующих исходных равносторонних пучков. В доступной литературе не обнаружено исследований зигзагообразных пучков из труб с $\phi \approx 20$. (Это значение ϕ близко к предельно достигнутому [3] при крупносерийном производстве.) Увеличение коэффициента

оробрения позволяет уменьшить габариты теплообменника, его массу и повысить надежность из-за меньшего числа труб в аппарате.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по определению теплоотдачи, аэродинамического сопротивления и энергетической эффективности зигзагообразных пучков, собранных из биметаллических оребренных труб с высоким коэффициентом оребрения.

Опыты были проведены на разомкнутой аэродинамической трубе с поперечным сечением 350 × 350 мм [3] по общепринятой методике [3, 4]. Использовали метод локального теплового моделирования с помощью парозлектрического калориметра [3], поочередно устанавливаемого в середине 1-го, 2-го, 3-го поперечных рядов пучка. Температура кипения воды внутри трубки-калориметра составляла 100 °С.

Средний приведенный коэффициент теплоотдачи i -го поперечного ряда труб определяли по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q_i}{F_i(t_{ст_i} - t'_i)}, \quad (4)$$

где Q_i – количество теплоты, переданной конвекцией воздуху калориметром i -го ряда;

F_i – полная наружная площадь оребренной поверхности калориметра;

$t_{ст_i}$ – средняя температура наружной поверхности трубы калориметра у основания ребер;

t'_i – температура воздуха перед пучком.

Средний приведенный коэффициент теплоотдачи α всех рядов пучка вычисляли арифметическим усреднением коэффициентов теплоотдачи α_i , погрешность определения которых не превышала 2,6 %.

Опытные данные обрабатывали и представляли в безразмерных числах подобия

$$\begin{aligned} Nu_i &= \alpha_i d_0 / \lambda; & Nu &= \alpha d_0 / \lambda; \\ Re &= w d_0 / \nu; & Eu &= \Delta p / \rho w^2, \end{aligned}$$

где λ , ν , ρ – физические параметры воздуха;

w – скорость воздуха в наименьшем сжатом сечении пучка, м/с;

Δp – перепад статического давления воздуха в пучке, Па.

Физические параметры воздуха λ , ν , ρ принимали по его средней температуре в пучке. Максимальные погрешности при определении чисел Nu_i , Re , Eu не превышали соответственно $\pm 3,4$; $3,1$ и $4,1$ %. Все полученные экспериментальные данные аппроксимировали следующими степенными зависимостями:

для теплоотдачи

$$\begin{aligned} Nu_i &= C_i Re^{n_i}; & (5) \\ Nu &= C Re^n; & (6) \end{aligned}$$

для аэродинамического сопротивления

$$Eu = BR\epsilon^{-m} \varphi. \quad (7)$$

Уравнения (5) – (7) действительны в интервале $Re = (2...20) \cdot 10^3$.

Значения коэффициентов пропорциональности C_i , C , B и показателей степени n_i , n и m приведены в табл. 1 (I–IV – номера пучков).

Опытные четырехрядные пучки I–IV, собранные из биметаллических труб с накатными однозаходными ребрами из алюминиевого сплава, имели следующие геометрические размеры, мм: наружный диаметр ребра $d = 55,85$; диаметр у основания $d_0 = 25,85$; шаг ребра $s = 2,56$; высота ребра $h = 15,00$; средняя толщина ребра $\Delta = 0,75$. Ребра накатаны на трубе (материал – сталь 20) с наружным диаметром $d_n = 25,00$ мм; толщина стенки трубы 2,00 мм. Коэффициент оребрения трубы, который вычисляли по формуле

$$\varphi = 1 + \frac{2h}{sd_0} (d_0 + h + \Delta), \quad (8)$$

был равен 19,91.

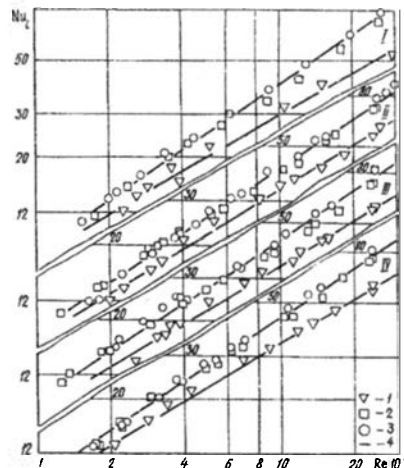
Базовый пучок I имел традиционную компоновку с расположением труб в вершинах равностороннего треугольника. Принятая величина $S_1 = S_2' = 64$ мм оптимальна [3] для геометрических параметров исследуемых труб. Зигзагообразные шахматные пучки II–IV получены из пучка I смещением труб, согласно рис. 1, на величину e . Компоновочные параметры опытных пучков даны в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Значение параметра для пучка			
	I	II	III	IV
S_2' , мм	64,00	64,00	64,00	64,00
S_1 , мм	64,00	63,80	63,21	60,80
S_2 , мм	55,43	60,48	65,65	76,32
e , мм	0,00	5,00	10,00	20,00
P , мм	320,00	319,02	316,07	303,97
e / S_2'	0,0000	0,0781	0,1562	0,3125
S_2' / d	1,146	1,146	1,146	1,146
$C_i \cdot 10$:				
1-й ряд	1,320	1,320	1,320	1,320
2-,3-,4-й ряды	0,900	0,929	0,980	1,000
n_i :				
1-й ряд	0,60	0,60	0,60	0,60
2-,3-,4-й ряды	0,66	0,66	0,66	0,66
$C \cdot 10$	0,950	0,974	1,015	1,032
n	0,65	0,65	0,65	0,65
B	4,074	3,862	3,945	4,156
m	0,4	0,4	0,4	0,4

Результаты исследования теплоотдачи пучков I–IV (рис. 2), представленные графически в логарифмической сетке, указывают на достижение стабилизированных значений ее со 2-го ряда независимо от типа пучка. Поэтому теплоотдачу изучали лишь в первых трех рядах, а теплоотдачу 4-го ряда принимали равной ее значениям для стабилизированных рядов. Применение зигзагообразной компоновки оребренных труб повышает интенсивность теплоотдачи на 3,40...11,04 % стабилизированных рядов по сравнению с теплоотдачей этих рядов базового пучка I. Интенсификация теплоотдачи возрастает с увеличением смещения трубы в ряду. Однако теплоотдача 1-го ряда пучков I–IV одинакова, что является следствием неизменности гидродинамики потока в данных рядах. Вместе с тем за 1-м рядом зигзагообразных пучков II–IV макро-структура потока является более благоприятной для теплообмена. Это выражено ростом теплоотдачи стабилизированных со 2-го по 4-й рядов этих пучков по отношению к соответствующим рядам базового пучка. Зигзагообразная компоновка труб турбулизирует набегающий на 1-й ряд поток воздуха в большей мере по сравнению с турбулизацией, вносимой аналогичным рядом трубок традиционного базового пучка.

Рис. 2. Теплоотдача пучков I – IV: 1 – опытные точки 1-го ряда; 2 – 2-го ряда; 3 – 3-го ряда; 4 – рассчитанные по уравнению (5)



Интенсификация средней теплоотдачи имела место во всех зигзагообразных пучках II–IV и достигала наибольшего значения (8,6 %) для пучка IV по отношению к теплоотдаче исходного пучка I. Несколько по-иному изменяется аэродинамическое сопротивление (рис. 3), которое в пучках II и III принимает значения соответственно на 5,5 и 3,0 % меньше. Сопротивление пучка IV очень незначительно (на 2%) превышает этот показатель для пучка I. Следовательно, для опытных зигзагообразных пучков во всем диапазоне e/S_2' и принятой геометрии оребрения гидродинамическая обстановка в межтрубном пространстве складывается так, что интенсивность обменных процессов перераспределяется в пользу переноса теплоты.

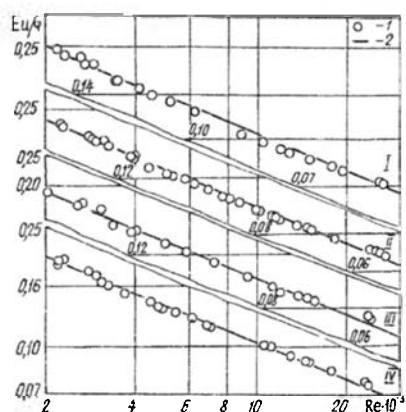
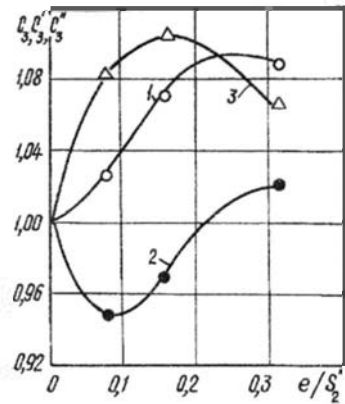


Рис. 3. Аэродинамическое сопротивление пучков I – IV: 1 – опытные точки; 2 – рассчитанные по уравнению (7)

По нашему мнению интенсификацию теплообмена можно объяснить появлением несимметричных в продольном направлении диффузно-конфузорных пространств между поперечными рядами (вследствие специально разработанной зигзагообразной компоновки оребренных труб). В этом случае реализуется известный способ [2, 1], предложенный для условий внутренней задачи, существенного улучшения энергетических показателей теплообменных труб и каналов. Суть его [1] заключается во внесении в поток периодически чередующегося продольного знакопеременного градиента давления, что технически решается за счет создания конфузорных и диффузорных участков, омываемых теплоносителем. Асимметричные пространства, не разделенные в продольном направлении твердыми теплопроводными стенками (как при движении потока вдоль поверхностей), вызывают дополнительный турбулентный перенос количества движения в поперечном основному направлению перемещения потока воздуха. Улучшается перемешивание основной (ядровой) части межтрубного потока, увеличивается турбулизация его, что в итоге интенсифицирует теплообмен и изменяет затраты энергии на эти процессы.

Влияние величины безразмерного смещения e/S_2' оребренной трубы в поперечном ряду на изменение средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления зигзагообразных пучков II–IV прослеживается на рис. 4, где приведено сравнение относительных значений теплоотдачи $C_3 = Nu/Nu_6$ и сопротивления $C_3'' = Eu/Eu_6$ этих пучков. Здесь числа Nu , Eu соответствуют пучкам II–IV, а Nu_6 , Eu_6 – базовому пучку I, и вычислены для различных значений Re по уравнениям (6), (7). Интенсификация теплоотдачи в пучках II–IV опережает рост аэродинамического сопротивления в них для всего интервала e/S_2' и Re , чему соответствует условие $C_3'' = (Nu/Nu_6) / (Eu/Eu_6)$, изображенное графически кривой 3.

Рис. 4. Влияние относительного смещения оребренной трубы в поперечном ряду на среднюю теплоотдачу C_3 (1), аэродинамическое сопротивление C_3'' (2) и энергетический показатель пучка C_3''' (3)



Экстремальные значения $(Nu/Nu_6) / (Eu/Eu_6)$ находятся в интервале $e/S_2' = 0,15...0,20$ (среднее значение равно 1,10). Следовательно, зигзагообразные компоновки II–IV более эффективны по сравнению с традиционной шахматной равносторонней компоновкой.

Это подтверждено выполненным нами сопоставлением пучков I–IV по тепловой эффективности с применением известного метода В.М. Антупьева. При одинаковых затратах мощности $N_0 = idem$ на перемещение воздуха коэффициенты теплоотдачи пучков II, III, IV соответственно на 4, 9 и 15 % больше теплоотдачи базового пучка I.

Выполненное исследование показывает, что в условиях внешней задачи примененный метод [2] интенсификации теплообмена не обеспечивает достижение значительных энергетических эффектов, которые были зафиксированы в [1] при продольном течении потока. Межтрубная турбулизация потока в оребренных пучках не позволяет получать ощутимых энергетических выгод.

После обработки результатов опытов по методу наименьших квадратов получены следующие полиномиальные зависимости для коэффициентов C и B в уравнениях (6) и (7):

$$C \text{ (или } B) = a_0x^0 + a_1x^1 + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4. \quad (9)$$

Значения коэффициентов a_i приведены в табл. 2, а $x = e/S_2' = 0,0000...0,3125$.

Таблица 2

Коэффициенты a_i уравнения (9)	Значения коэффициентов a_i для определения	
	C	B
a_0	0,09500	4,074
a_1	0,02065	-3,850
a_2	0,08185	4,422
a_3	0,87470	163,244
a_4	-3,45410	-432,908