

12-10-2019

INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN CROSSCUT WASHING OF HEAT EXCHANGER'S MATRIX

R J. Tojiev
Ferghana Polytechnic Institute

A. A. Axunbaev
Ferghana Polytechnic Institute

A. A. Axrorov
Ferghana Polytechnic Institute

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi>

Recommended Citation

Tojiev, R J.; Axunbaev, A. A.; and Axrorov, A. A. (2019) "INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN CROSSCUT WASHING OF HEAT EXCHANGER'S MATRIX," *Scientific-technical journal*: Vol. 23 : Iss. 4 , Article 13.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi/vol23/iss4/13>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Scientific-technical journal by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN CROSSCUT WASHING OF HEAT EXCHANGER'S MATRIX**R.J. Tojiev, A.A. Axunbaev, A.A. Axrorov**

Ferghana Polytechnic Institute

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОТДА ЧИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ ПУЧКОВ ТРУБ**Р.Ж. Тожиев, А.А. Ахунбаев, А.А. Ахроров**

Ферганский политехнический институт

ТРУБАЛАР ТЎПИНИНГ КЎНДАЛАНГ АЙЛАНИБ ЎТИШДАГИ ИССИҚЛИК АЛМАШИНИШ ЖАРАЁНЛАРИНИ ИНТЕНСИВЛАШТИРИШ**Р.Ж. Тожиев, А.А. Ахунбаев, А.А. Ахроров**

Фарғона политехника институти

Abstract. *In the article, the hydrodynamic state in the case of transverse washing of tube bundles and on the basis of its processes of intensification of heat exchange in chess and corridor arrangements of tube bundles in heat exchangers discussed. Ways of intensification of heat exchange during turbulence of fluid flow regimes in heat exchangers described.*

Keywords: heat hydrodynamic state, stirring of pipes, heat elimination, chess and corridor placement of the pipes.

Аннотация. *В статье рассматривается гидродинамическая обстановка при поперечном омывании пучков труб и на основе её пути интенсификации теплообмена при шахматной и коридорной схемами расположения пучков труб в теплообменниках. Описаны способы интенсификации теплообмена при турбулизации режимов движения жидкости в теплообменниках.*

Ключевые слова: теплогидродинамическая обстановка, расположение труб, теплоотдача, шахматное и коридорное расположение пучка труб.

Аннотация. *Мақолада иссиқлик алмашиниш аппаратларидаги трубалар тўпининг жойлашувидаги гидродинамик ҳолат ва бунинг асосида трубаларнинг шахмат ва коридор схемалари жойлашувида иссиқлик алмашиниш жараёнларининг интенсивлиги таҳлил қилинган. Иссиқлик алмашиниш аппаратларидаги суюқлик ҳаракатини турбуллаштириш орқали иссиқлик алмашиниш жараёнларини интенсивлаштириш усуллари берилган.*

Таянч сўзлар: иссиқ гидродинамик шароит, трубаларнинг жойлашуви, иссиқлик бериш, труба тўпламининг шахмат ва коридор жойлашуви.

Пути совершенствования трубчатых теплообменных аппаратов в значительной мере связаны с изысканием наиболее эффективных поверхностей нагрева с различной обтекаемой формой поперечного сечения труб, геометрией и схемами их расположения в потоке теплоносителя, обеспечивающими наибольшую интенсивность теплоотдачи. При этом наряду с достаточно хорошо изученными тепло-гидродинамическими характеристиками пучков труб с шахматной и коридорной схемами расположения заслуживает практического внимания исследование теплоотдачи и сопротивления пучков труб с промежуточной (между шахматной и коридорной) схемой расположения, обычно реализуемой в условиях эксплуатации при отклонении вектора течения от конструктивного расположения осей разбивки. В исследовательских работах и патентной литературе описано большое количество разных способов интенсификации теплообмена. Процесс теплоотдачи еще более усложняется, если в поперечном потоке жидкости имеется не одна, а целый пучок (пакет) труб. По такому принципу построены большинство теплообменных аппаратов. Применение

MECHANICS

пакетов труб позволяет создавать больше поверхности теплообмена при малых габаритах аппарата.

Теплообменные устройства сравнительно редко выполняются из одной поперечно-омываемой трубы, так как поверхность теплообмена при этом невелика. Обычно трубы собирают в пучок. В химической промышленности чаще встречаются два основных типа трубных пучков, шахматный и коридорный.

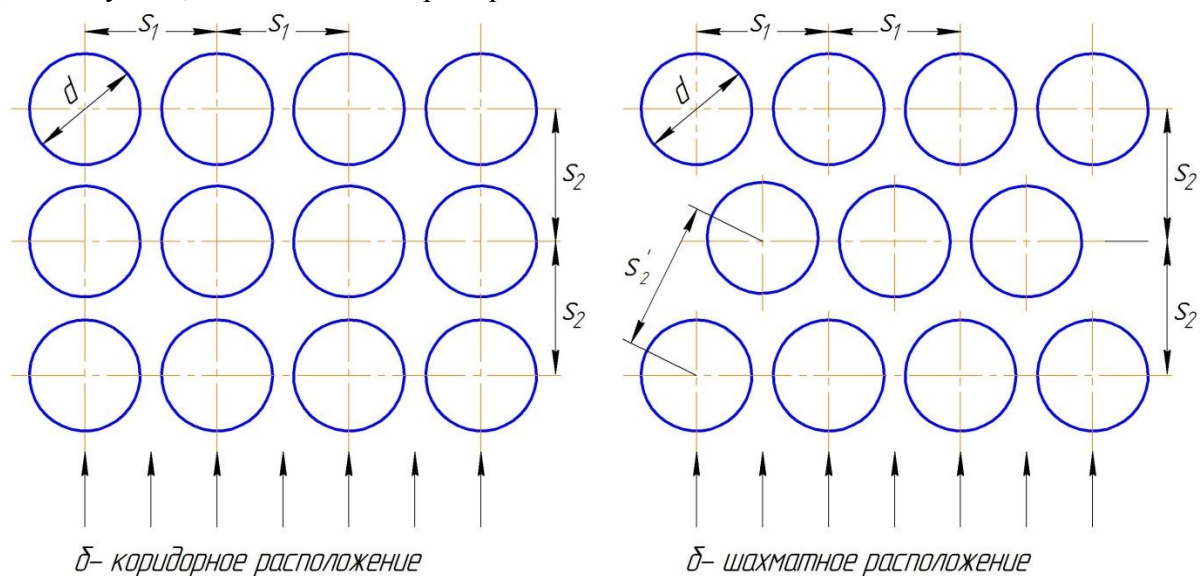


Рис. 1. Схема расположение труб в коридорных и шахматных пучках труб и характер движения жидкости в них.

Характеристик пучка являются поперечный шаг s_1 и продольный шаг s_2 . Помимо s_1 и s_2 пучки характеризуются внешним диаметром труб и количеством рядов труб по ходу жидкости. Для определенного пучка шаги s_1 и s_2 и диаметр труб d обычно являются постоянными, не изменяющимися как поперек, так и вдоль течения жидкости. Течение жидкости в пучке имеет достаточно сложный характер. Рядом стоящие трубы пучка оказывают воздействие на обмывание соседних, в результате теплообмен труб пучка отличается от теплоотдачи одиночной трубы. Условия омывания первого ряда трубок в обоих случаях близки к омыванию одиночной трубки. Для последующих же рядов характер омывания существенно отличается.

В коридорном пучке все трубки второго и последующих рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих, между трубками по глубине пучка получается застойная зона с относительно слабой циркуляцией жидкости. Поэтому здесь как лобовая, так и кормовая части трубок омываются менее интенсивнее, чем у одиночных трубок или трубок первого ряда.

Обычно пучок труб устанавливают в канале. Поэтому течение в пучке может быть связано с течением в канале. Известны два основных режима течения жидкости ламинарный и турбулентный. Эти же режимы могут иметь место и при движении жидкости в пучке. Форма течения жидкости в пучке во многом зависит от характера течения в канале перед пучком. Если при данном расходе и температурах течение в канале, где установлен пучок, было бы турбулентным при отсутствии пучка, то оно обязательно будет турбулентным и в пучке, так как пучок является прекрасным турбулизатором. Однако если пучок помещен в канал, в котором до его установки имел бы место ламинарный режим течения, то в этом случае в зависимости от числа Re можно иметь как одну, так и другую формы течения. Чем меньше число Re , тем устойчивее ламинарное течение, чем больше тем легче перевести его в турбулентное. При низких значениях числа Re течение может остаться

MECHANICS

ламинарным. При этом межтрубные зазоры как бы образуют отдельные щелевидные каналы переменного сечения.

В производстве встречается турбулентная форма течения жидкости в пучках теплообменного аппарата. Например, поперечно-омываемые трубные поверхности нагрева теплообменных аппаратов омываются турбулентным потоком. Однако и при турбулентном течении имеют место различные законы теплообмена. Это объясняется различным характером течения на стенках труб. Закон теплоотдачи изменяется при появлении на поверхности труб турбулентного пограничного слоя. Согласно опытам с одиночными трубами турбулентный пограничный слой на стенке появляется при $Re > 200\ 000$. На трубах пучка турбулентный слой может появиться при меньших числах Re . Для пучков приближенно можно принять, что $Re_{кр} = 100\ 000$. При этом в Re вводят скорость, подсчитанную по самому узкому поперечному сечению пучка; внешний диаметр труб. При $Re < 100\ 000$ передняя часть трубы омывается ламинарным пограничным слоем, а кормовая неупорядоченными вихрями. Таким образом, в то время как течение в пространстве между трубами является турбулентным, на передней половине трубы имеется слой ламинарно текущей жидкости имеет место смешанное движение жидкости. Изменение характера омывания сказывается и на теплоотдаче. Можно выделить три основных режима омывания и теплоотдачи в поперечно омываемых трубных пучках. Назовем их соответственно ламинарным, смешанным и турбулентным режимами [1].

В настоящее время наиболее изученным является смешанный режим. Он часто встречается в технике, в том числе и в теплообменных аппаратах. Смешанному режиму соответствуют числа Re примерно от 1000 до 100 000. Омывание первого ряда труб и шахматного и коридорного пучков аналогично омыванию одиночного цилиндра. Характер омывания остальных труб в сильной мере зависит от типа пучка. В коридорных пучках все трубы второго и последующих рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих труб, причем циркуляция жидкости в вихревой зоне слабая, так как поток в основном проходит в продольных зазорах между трубами. Поэтому в коридорных пучках как лобовая, так и кормовая части трубок омываются со значительно меньшей интенсивностью, чем те же части одиночной трубки или лобовая часть трубки первого ряда в пучке. В шахматных пучках характер омывания глубоко расположенных трубок качественно мало отличается от характера омывания трубок первого ряда.

При невысокой степени турбулентности набегающего потока теплоотдача первого ряда шахматного пучка составляет примерно 60% теплоотдачи третьего и последующих рядов, теплоотдача второго ряда составляет примерно 70%. В коридорном пучке теплоотдача первого ряда также составляет примерно 60% теплоотдачи третьего и последующих рядов, а теплоотдача второго 90%.

Возрастание теплоотдачи по рядам, как указывалось, объясняется дополнительной турбулизацией потока в пучке. Однако если поток набегающий на пучок труб, значительно искусственно турбулизирован, то теплоотдача начальных рядов может быть как равна теплоотдаче глубинных рядов, так и больше ее. В глубинных рядах течение и теплоотдача определяются компоновкой пучка и не зависит от начальной турбулентности.

Таким образом, при высокой степени турбулентности набегающего потока пучок уже может явиться детурбулизирующим устройством. В этом случае нет достоверных данных для определения а первых двух рядов. Если пучок многорядный, то доля теплоотдачи начальных рядов незначительна по сравнению с теплоотдачей всего пучка и неточность в определении ϵ_l не приведет к существенным ошибкам при расчете среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка.

Ламинарный пограничный слой, образующийся в лобовой части трубы, отрывается от её поверхности и в кормовой части образуются два симметричных вихря. Только 45-47%

MECHANICS

(или при углах $\varphi=80\div 85^\circ$, считая от лобовой точки) поверхности трубы омывается потоком жидкости безотрывно, вся остальная ее часть находится в вихревой зоне.

Чем больше скорость потока, тем при больших углах φ происходит отрыв ламинарного пограничного слоя. При больших значениях числа Re ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный, а отрыв слоя происходит при $\varphi=120\div 130^\circ$. Это смещение приводит к уменьшению вихревой зоны в кормовой части трубы и обтекание ее улучшается.

Статическое давление ниже в лобовой части трубы (из-за уменьшения сечения потока при обтекании) и выше в кормовой. Вместе с тем, за кормовой частью кинетическая энергия потока выше за счёт проникающих в пограничный слой пульсаций от вихрей.

Турбулентный пограничный слой появляется при значительных числах $Re = 1 \cdot 10^5 \div 4 \cdot 10^5$.

В лобовой части трубы коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, пограничный слой имеет наименьшую толщину.

По мере движения жидкости вдоль поверхности толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора, а коэффициент теплоотдачи уменьшается. За экватором кормовая часть цилиндра омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения, при этом происходит разрушение пограничного слоя, а коэффициент теплоотдачи увеличивается, достигая максимального значения при $\varphi=180^\circ$, и может сравняться с теплоотдачей в лобовой части трубы. Сложная картина течения обуславливает трудность теоретического описания задачи конвективной теплоотдачи при поперечном обтекании трубы. Описанная картина движения жидкости справедлива для значений чисел Рейнольдса $Re = 5 \div 2 \cdot 10^5$.

Тогда средний коэффициент теплоотдачи по окружности одиночной трубы значениях при $Re_{ж,d} = 5-1000$ можно рассчитать из следующего критериального уравнения

$$Nu_{ж,d} = 0,5 Re_{ж,d}^{0,5} * Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \quad (1)$$

при $Re_{ж,d} = 1000-2 \cdot 10^5$

$$Nu_{ж,d} = 0,25 Re_{ж,d}^{0,6} * Pr_{ж}^{0,38} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \quad (2)$$

Здесь, за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы, за определяющую температуру – средняя температура жидкости, скорость отнесена к самому узкому сечению канала, в котором расположена труба.

Если угол атаки $\psi < 90^\circ$, то коэффициент теплоотдачи для $\psi=90^\circ$ нужно умножить на поправочный коэффициент $\varepsilon_\psi < 1$.

При $Re=150\div 1000$ в кормовой части трубы наблюдается последовательное отрывание и образование нового вихря, в результате чего за кормовой частью образуется дорожка вихрей. Чередование отрывов и образований вихрей создают поперечную силу, стремящуюся к поперечному колебанию трубы. Сложная гидродинамическая картина омывания одиночной трубы делается еще более сложной при омывании пучка круглых труб. Применяются в основном два вида расположения труб в пучках: коридорный и шахматный.

Характеристиками пучка труб считаются:

внешний диаметр d , количество рядов труб n , поперечный потоку шаг труб s_1 ; продольный потоку шаг труб s_2 . относительные шаги (s_1/d , s_2/d).

Если в канале было турбулентное движение жидкости, то оно будет турбулентным и в пучке труб, причем степень турбулизации будет возрастать от ряда к ряду, т.к. пучок труб является очень хорошим турбулирующим устройством.

Если в канале перед пучком режим течения был ламинарным, то в зависимости от числа Re в пучке труб может быть как ламинарное, так и турбулентное течение жидкости.

При малых значениях числа $Re < 1000$ ламинарный режим течения может сохраниться и в пучке труб.

MECHANICS

В теплообменных аппаратах, как правило, турбулентное течение жидкости.

Омывание трубок первого ряда, независимо от расположения труб в пучке (шахматное или коридорное), практически не отличается от омывания одиночной трубы и зависит только от начальной турбулентности потока.

Характер омывания следующих рядов труб в обоих пучках изменяется.

Начиная со 2 ряда, в коридорных пучках максимум теплоотдачи наблюдается при угле $\varphi=50^\circ$, считая от лобовой точки, т.е. в месте начального удара набегающих струй.

Начиная со 2 ряда, в шахматных пучках максимум теплоотдачи наблюдается в лобовой части труб.

При коридорном расположении трубы любого ряда затеняются соответственными трубами предыдущего ряда, что ухудшает омывание лобовой части и большая часть поверхности трубы находится в слабой вихревой зоне.

При шахматном расположении труб загораживания одних труб другими не происходит. Вследствие этого коэффициент теплоотдачи в шахматных пучках при одинаковых условиях выше, чем в коридорных.

Коэффициент теплоотдачи для труб второго ряда выше, чем для первого, а для третьего ряда выше, чем для второго.

Начиная с третьего ряда поток жидкости стабилизируется и коэффициент теплоотдачи для всех последующих рядов остается величиной постоянной.

Если теплоотдачу третьего ряда принять за 100%, то теплоотдача первого ряда коридорных и шахматных пучков составляет лишь 60%. теплоотдача второгоряда коридорного пучка составляет 90%, а шахматного – 70%.

Вместе с этим, начальная турбулентность потока может изменить эту закономерность, и теплоотдача первых рядов может стать выше теплоотдачи глубинных рядов, где её интенсивность определяется чисто компоновочными характеристиками.

Средний коэффициент теплоотдачи третьего ряда пучка труб:

при коридорном расположении труб

$$Nu_{ж,d} = 0,26Re_{ж,d}^{0,5} * Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} * \varepsilon_s \quad (3)$$

при шахматном расположении труб

$$Nu_{ж,d} = 0,41Re_{ж,d}^{0,6} * Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} * \varepsilon_s \quad (4)$$

Где ε_s учитывает зависимость теплоотдачи от расстояния между трубами.

За определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющую скорость – скорость жидкости в самом узком сечении ряда, за определяющий размер – диаметр трубы.

Формулы справедливы для любых капельных жидкостей и газов.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле осреднения

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \dots + \bar{\alpha}_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n} \quad (5)$$

где $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2, \dots, \bar{\alpha}_n$ – средние коэффициенты теплоотдачи в отдельных рядах труб; F_1, F_2, \dots, F_n – поверхности нагрева каждого ряда.

Часто площади поверхности теплообмена по рядам трубок совпадают. Тогда

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + \dots + (n-2)\bar{\alpha}_3}{n} \quad (6)$$

MECHANICS

Если пучок труб омывается вынужденным потоком жидкости под углом $\psi < 90^0$, то коэффициент теплоотдачи для пучка труб при $\psi = 90^0$ необходимо умножить на поправочный коэффициент $\varepsilon_\psi < 1$.

References:

- [1]. В.П.Кондауров, Л.Т.Бахшиева, В.С.Салтыкова «Теплообменные аппараты и приборы в легкой промышленности» М. Академия, 2003, -192 с.
- [2]. М. С. Лобасова, К. А. Финников, Т. А. Миловидова, А. А. Дектерев «Тепломассообмен», издательство: Красноярск, 2009,-295 с.

Литература:

- [1]. Б.П.Кондауров, Л.Т.Бахшиева, В.С.Салтыкова «Теплообменные аппараты и приборы в легкой промышленности» М. : Академия, 2003, -192 с.
- [2]. М. С. Лобасова, К. А. Финников, Т. А. Миловидова, А. А. Дектерев «Тепломассообмен», издательство: Красноярск, 2009,-295 с.